

DISEÑO DE UN MECANISMO DE CAMBIO DE MASAS AUTOMATIZADO INTEGRADO  
A UN PATRON PRIMARIO DE PAR TORSIONAL

SERGIO DAVID ABRIL PARRA  
SEBASTIAN QUIÑONES MEDINA

Proyecto integral de grado para optar el título de:

INGENIERO MECANICO

Directores.

Miguel Fernando Jiménez Jiménez  
Ingeniero Electrónico

Edgar Arturo Chala Bustamante  
Ingeniero Mecánico

FUNDACION UNIVERSIDAD DE AMERICA  
FACULTAD DE INGENIERIAS  
PROGRAMA DE INGENIERIA MECANICA  
BOGOTA D.C.  
2022

NOTA DE ACEPTACIÓN:

---

---

---

---

---

---

---

Ing. Juan Sebastián Martínez Nuncira

---

Ing. Edgar Arturo Chala Bustamante

---

Ing. Miguel Fernando Jiménez

Bogotá D.C., Mayo de 2022

## DIRECTIVOS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

**Dr. MARIO POSADA GARCIA-PEÑA**

Consejero Institucional

**Dr. LUIS JAIME POSADA GARCIA-PEÑA**

Vicerrectora Académica y de Investigaciones

**Dra. ALEXANDRA MEJIA GARZON**

Vicerrector Administrativo y Financiero

**Dr. RICARDO ALFONSO PEÑARANDA CASTRO**

Secretario General

**Dr. JOSE LUIS MACIAS RODRIGUEZ**

Decano Facultad de Ingenierías

**Ing. NALINY GUERRA PRIETO**

Director del Departamento de Ingeniería Mecánica

**Dra. MARIA ANGELICA ACOSTA PEREZ**

Las directivas de la Fundación Universidad de América, los jurados calificadores y el cuerpo de docentes no son responsables por los criterios e ideas expuestas en el presente documento. Estos corresponden únicamente a los autores.

## DEDICATORIA

Dedico este proyecto a mi familia, en especial a mi mama Luz Amparo Abril Parra quien siempre estuvo en todas las situaciones que se presentaron durante mi formación como ingeniero mecánico, lo dedico también a mi abuelo Ángel Miguel Abril, quien brindo toda su buena energía y motivación para continuar tomando decisiones de la mejor forma abriendo camino a la vida profesional.

Sergio David Abril Parra

Este proyecto lo dedico a mi difunta abuela Abelania Sayo de Medina quien partió de este mundo en este año, ella fue una de las personas que más me apoyo en toda mi vida, otra persona a la que lo quiero dedicar es a mi mama Nubia Medina quien me apoyo en toda mi carrera de manera emocional y económica.

Sebastián Quiñones Medina

## AGRADECIMIENTOS

Como primera instancia, se agradece al Ing. Alejandro Robles Hernández Gerente de la empresa Calibration Service S.A.S., por permitir realizar el proyecto referente a la calibración de instrumentos y dispositivos de par torsional, también agradecer al Ing. Juan Sebastián Martínez Nuncira, quien brindó información y herramientas para poder desarrollar el proyecto, además agradecerles a los profesores: Diego Fernando Avendaño, Edgar Arturo Chala Bustamante y Miguel Fernando Jiménez Jiménez, quienes aportaron con sus conocimientos para el desarrollo de este documento.

## TABLA DE CONTENIDO

	<b>Pag</b>
<b>RESUMEN</b>	16
<b>INTRODUCCION</b>	17
<b>OBJETIVOS</b>	19
<b>PREGUNTA DE INVESTIGACION</b>	20
<b>ANTECEDENTES</b>	21
<b>1. PROCESO DE CALIBRACION</b>	30
<b>1.1 Temperatura Requerida</b>	32
<b>1.2 Métodos de Calibración</b>	32
<b>1.3 Precarga</b>	33
<b>1.4 Posición de montaje</b>	33
<b>1.5 Realización de la calibración</b>	33
<b>1.6 Clasificación del instrumento de medición de par torsional</b>	34
<i>1.6.1 Valor inicial de alcance de medición</i>	34
<b>2. CARACTERISTICAS DEL PATRON PRIMARIO DE PAR TORSIONAL</b>	36
<b>2.1 Brazo-Palanca</b>	38
<b>2.2 Columna del patrón primario</b>	38
<b>2.3 Bancada de apoyo</b>	39
<b>2.4 Ensamble total del patrón primario de par torsional</b>	40
<b>2.5 Masas</b>	41
<b>3. DISEÑO CONCEPTUAL</b>	43
<b>3.1 Definición de los requerimientos</b>	43
<b>3.2 Sistemas involucrados para realizar el proceso de selección y movimiento de las masas según los requerimientos.</b>	46
<b>3.4 Propuestas de solución</b>	49
<i>3.4.1 Metodología de selección scoring</i>	49
<b>3.5 Alternativas de diseño</b>	49
<i>3.5.1 Atributos de decisión y ponderación</i>	53
<i>3.5.2 Cálculo y selección de la alternativa</i>	55
<b>4. MOVIMIENTOS DE LAS MASAS EN EL EJE Z</b>	58
<b>4.1 Planteamiento del diseño</b>	58
<b>4.2 Descripción del funcionamiento del diseño</b>	59
<b>4.3 Diseño de la estructura con bandejas que reemplazara el vástago</b>	64
<i>4.3.2 Bandejas</i>	67
<i>4.3.3 Columnas internas</i>	73

<i>4.3.4 Disco soporte de la estructura de bandejas</i>	78
<i>4.3.5 Columna principal de la estructura con bandejas</i>	81
<i>4.3.6 Esfera</i>	85
<b>4.4 Diseño de la estructura soporte externa</b>	87
<i>4.4.1 Asientos de soporte (Estructura de soporte externa)</i>	87
<i>4.4.2 Diseño de los soportes para las masas</i>	92
<i>4.4.3 Camisas</i>	99
<i>4.4.4 Planteamiento del esfuerzo cortante de la unión estrella-pin</i>	105
<i>4.4.5 Calculo del esfuerzo cortante del pin</i>	106
<i>4.4.6 Columnas externas</i>	115
<b>4.5 Dispositivos automáticos</b>	123
<i>4.5.1 Sistema de alimentación ininterrumpida (UPS)</i>	123
<i>4.5.2 Dispositivos que restringe el movimiento vertical de los soportes de las masas</i>	123
<i>4.5.3 Relé normalmente abierto</i>	125
<i>4.5.4 Switch final de carrera</i>	126
<i>4.5.6 Servomotor del actuador electromecánico</i>	129
<i>4.5.7 Selección del PLC</i>	130
<i>4.5.8 Selección de masas por dispositivos</i>	132
<i>4.5.9 Diseño del circuito eléctrico del sistema automatizado</i>	134
<b>4.6 Programación del PLC</b>	145
<b>5. MANUAL</b>	148
<b>5.1 Manual de ensamble</b>	148
<b>5.2 Manual de operación</b>	152
<i>5.2.1 Consideraciones</i>	153
<b>5.3 Mantenimiento</b>	160
<i>5.3.1 Acciones preventivas</i>	160
<i>5.3.2 Sistema de control</i>	161
<i>5.3.3 Sistema estructural con bandejas (vástago)</i>	161
<i>5.3.4 Sistema estructural de soporte</i>	162
<i>5.3.5 Acciones correctivas durante la operación del mecanismo de cambio de masas</i>	164
<b>6. COSTOS</b>	166
<b>6.1 Costos del diseño</b>	166
<i>6.1.1 Costos de ingeniería del diseño</i>	166
<i>6.1.2 Costos de los materiales y dispositivos</i>	167
<i>6.1.3 Costos de fabricación</i>	169
<i>6.1.4 Costo total del proyecto</i>	169



<b>6.1.5 Factibilidad del proyecto</b>	170
<b>7. CONCLUSIONES</b>	173
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	175

## LISTA DE FIGURAS

	<b>Pag</b>
<b>Figura 1.</b> <i>Demandas de calibraciones de par torsional.</i>	23
<b>Figura 2.</b> <i>Esquema del Sistema de Transferencia.</i>	23
<b>Figura 3.</b> <i>Esquema del patrón primario de par torsional.</i>	24
<b>Figura 4.</b> <i>Interfaz de usuario</i>	25
<b>Figura 5.</b> <i>Estructura donde sitúan las pesas en el extremo del brazo.</i>	27
<b>Figura 6.</b> <i>Patrón primario de par torsional pequeño en NIM.</i>	28
<b>Figura 7.</b> <i>Transductor de par torsional.</i>	31
<b>Figura 8.</b> <i>Indicador de par torsional digital.</i>	31
<b>Figura 9.</b> <i>Regla de la mano derecha.</i>	36
<b>Figura 10.</b> <i>Máquina de par torsional de masas suspendidas y brazo de palanca.</i>	37
<b>Figura 11.</b> <i>Brazo-Palanca</i>	38
<b>Figura 12.</b> <i>Columna del patrón primario.</i>	39
<b>Figura 13.</b> <i>Bancada de apoyo</i>	40
<b>Figura 14.</b> <i>Patrón primario de par torsional.</i>	41
<b>Figura 15.</b> <i>Masa con ranura.</i>	42
<b>Figura 16.</b> <i>Diagrama general del proceso automático de masas.</i>	45
<b>Figura 17.</b> <i>Deshumificadores industriales.</i>	47
<b>Figura 18.</b> <i>Sistema completo de aire acondicionado.</i>	48
<b>Figura 19.</b> <i>Esquema del Movimiento cartesiano que realiza una impresora 3D.</i>	50
<b>Figura 20.</b> <i>Brazo robótico articulado</i>	51
<b>Figura 21.</b> <i>Movimiento por electromagnetismo.</i>	52
<b>Figura 22.</b> <i>Mecanismo de selección y movimiento de masas en un solo eje.</i>	53
<b>Figura 23.</b> <i>Masa sin ranura.</i>	59
<b>Figura 24.</b> <i>Partes que conforman el mecanismo de movimiento en el eje z.</i>	60
<b>Figura 25.</b> <i>Masas posicionadas en las bandejas.</i>	61
<b>Figura 26.</b> <i>Masas suspendidas por los asientos y el soporte estrella.</i>	62
<b>Figura 27.</b> <i>Masa apoyada en la bandeja, masa suspendida en los asientos del soporte.</i>	63
<b>Figura 28.</b> <i>Vástago del otro extremo del brazo-palanca.</i>	64
<b>Figura 29.</b> <i>Masa apoyada en la bandeja.</i>	68
<b>Figura 30.</b> <i>Diagrama de la bandeja más grande.</i>	68
<b>Figura 31.</b> <i>Simulación de la deformación total de la bandeja.</i>	69
<b>Figura 32.</b> <i>Simulación del esfuerzo de von-Mises de la bandeja.</i>	70
<b>Figura 33.</b> <i>Simulación del factor de seguridad de la bandeja.</i>	71
<b>Figura 34.</b> <i>Simulación del esfuerzo cortante máximo de la bandeja.</i>	72

<b>Figura 35.</b> <i>Diagrama de la columna interna.</i>	74
<b>Figura 36.</b> <i>Simulación del factor de seguridad columna interna.</i>	75
<b>Figura 37.</b> <i>Simulación del esfuerzo equivalente de von-Mises de la columna interna.</i>	76
<b>Figura 38.</b> <i>Simulación de la deformación total de la columna interna.</i>	77
<b>Figura 39.</b> <i>Disco soporte.</i>	78
<b>Figura 40.</b> <i>Diagrama del plato soporte.</i>	78
<b>Figura 41.</b> <i>Simulación de la deformación total del disco soporte.</i>	79
<b>Figura 42.</b> <i>Simulación del esfuerzo de von-Mises del disco soporte.</i>	80
<b>Figura 43.</b> <i>Simulación del factor de seguridad del disco soporte.</i>	81
<b>Figura 44.</b> <i>Diagrama de la columna principal.</i>	82
<b>Figura 45.</b> <i>Simulación de la deformación total de la columna principal.</i>	83
<b>Figura 46.</b> <i>Simulación del esfuerzo de von-Mises de la columna principal.</i>	84
<b>Figura 47.</b> <i>Simulación del factor de seguridad de la columna principal.</i>	85
<b>Figura 48.</b> <i>Cabezal del vástago.</i>	86
<b>Figura 49.</b> <i>Ensamble de la estructura con bandejas (Vástago).</i>	87
<b>Figura 50.</b> <i>Diagrama del asiento de las masas.</i>	88
<b>Figura 51.</b> <i>Simulación del Factor de seguridad del asiento.</i>	89
<b>Figura 52.</b> <i>Simulación del esfuerzo equivalente de von-Mises.</i>	90
<b>Figura 53.</b> <i>Simulación de la deformación total.</i>	91
<b>Figura 54.</b> <i>Soporte estrella 1.</i>	92
<b>Figura 55.</b> <i>Soporte estrella 2.</i>	92
<b>Figura 56.</b> <i>Soporte estrella 3.</i>	93
<b>Figura 57.</b> <i>Soporte estrella 4.</i>	93
<b>Figura 58.</b> <i>Diagrama del soporte estrella.</i>	94
<b>Figura 59.</b> <i>Simulación de la deformación total del soporte estrella.</i>	95
<b>Figura 60.</b> <i>Simulación del factor de seguridad del soporte estrella.</i>	96
<b>Figura 61.</b> <i>Simulación del esfuerzo cortante máximo del soporte estrella.</i>	97
<b>Figura 62.</b> <i>Simulación del esfuerzo de von-Mises del soporte estrella.</i>	98
<b>Figura 63.</b> <i>Diagrama de la camisa sosteniendo el soporte estrella, junto con la unión estrella pin.</i>	99
<b>Figura 64.</b> <i>Diagrama de Sección de la camisa.</i>	100
<b>Figura 65.</b> <i>Simulación del esfuerzo cortante de la camisa.</i>	101
<b>Figura 66.</b> <i>Simulación del factor de seguridad de la camisa.</i>	102
<b>Figura 67.</b> <i>Simulación de esfuerzo de von-Mises de la camisa.</i>	103
<b>Figura 68.</b> <i>Simulación de la deformación total de la camisa.</i>	104
<b>Figura 69.</b> <i>Diagrama de la unión estrella-pin.</i>	105
<b>Figura 70.</b> <i>Diagrama del pin.</i>	107

<b>Figura 71.</b> <i>Buje de Acero AISI 4340.</i>	108
<b>Figura 72.</b> <i>Cuadro de ajustes recomendados.</i>	109
<b>Figura 73.</b> <i>Tolerancias del eje y agujero.</i>	110
<b>Figura 74.</b> <i>Tolerancias del eje y agujero.</i>	111
<b>Figura 75.</b> <i>Simulación del factor de seguridad del pin.</i>	112
<b>Figura 76.</b> <i>Simulación del esfuerzo cortante máximo.</i>	113
<b>Figura 77.</b> <i>Simulación del esfuerzo de von-Mises del pin.</i>	114
<b>Figura 78.</b> <i>Tipos de apoyos de las columnas.</i>	115
<b>Figura 79.</b> <i>Diagrama de la columna externa.</i>	116
<b>Figura 80.</b> <i>Simulación de la deformación total de la columna externa.</i>	117
<b>Figura 81.</b> <i>Simulación de esfuerzo de von-Mises de la columna externa.</i>	118
<b>Figura 82.</b> <i>Simulación del factor de seguridad de la columna externa.</i>	119
<b>Figura 83.</b> <i>Ensamble de la estructura soporte externa.</i>	120
<b>Figura 84.</b> <i>Ensamble del diseño del sistema de cambio de masas para el patrón primario de par torsional.</i>	121
<b>Figura 85.</b> <i>Sistema de cambio de masas ya integrado al patrón primario de par torsional.</i>	122
<b>Figura 86.</b> <i>Sistema de alimentación UPS.</i>	123
<b>Figura 87.</b> <i>Solenoides de embolo.</i>	124
<b>Figura 88.</b> <i>Fuente de energía GRELCO de 24V DC 30A.</i>	125
<b>Figura 89.</b> <i>Dispositivo relé normalmente abierto.</i>	125
<b>Figura 90.</b> <i>Switch final de carrera EB SIDRTY SIDXIT 2M CBL.</i>	126
<b>Figura 91.</b> <i>Cilindro Neumático.</i>	127
<b>Figura 92.</b> <i>Actuador Electromecánico.</i>	127
<b>Figura 93.</b> <i>Tipo de movimiento en el actuador electromecánico.</i>	128
<b>Figura 94.</b> <i>Servomotor EMMT-AS</i>	129
<b>Figura 95.</b> <i>Regulador de servoaccionamiento CMMT-AS</i>	129
<b>Figura 97.</b> <i>Módulo Festo CPX-CEC.</i>	131
<b>Figura 98.</b> <i>Pantalla Festo Front-End Displays (FED)</i>	132
<b>Figura 99.</b> <i>Circuito eléctrico del sistema automático</i>	134
<b>Figura 100.</b> <i>Diagrama espacio fase del proceso de calibración en acción de ajuste.</i>	146
<b>Figura 101.</b> <i>Diagrama espacio fase del proceso de calibración en acción de ajuste.</i>	147
<b>Figura 102.</b> <i>Disposición de los conjuntos de columnas.</i>	150
<b>Figura 103.</b> <i>Ensamble de la estructura soporte externa y el vástago interno.</i>	151
<b>Figura 104.</b> <i>Patrón primario de par torsional acoplado al nuevo diseño.</i>	152
<b>Figura 105.</b> <i>Panel de control.</i>	155
<b>Figura 106.</b> <i>Interfaz de usuario.</i>	157
<b>Figura 107.</b> <i>Diagrama de flujo del manual de operación.</i>	159



## LISTA DE TABLAS

	<b>Pag</b>
<b>Tabla 1.</b> <i>Grupos de pesas del patrón primario de par torsional pequeño.</i>	26
<b>Tabla 2.</b> <i>Numero de series de medición requerida.</i>	34
<b>Tabla 3.</b> <i>Clasificación de los instrumentos de medición de par torsional.</i>	35
<b>Tabla 4.</b> <i>Variables y Parámetros definidos para el diseño y funcionamiento del patrón primario de par torsional.</i>	45
<b>Tabla 5.</b> <i>Identificación de la ponderación.</i>	54
<b>Tabla 6.</b> <i>Asignación de ponderación.</i>	54
<b>Tabla 7.</b> <i>Asignación de ponderación lineal.</i>	55
<b>Tabla 8.</b> <i>Condiciones de selección y puntuación para la selección del mecanismo de selección de masas.</i>	56
<b>Tabla 9.</b> <i>Especificaciones de las masas sin ranura.</i>	59
<b>Tabla 10.</b> <i>Especificaciones de las piezas que conforman la estructura con bandejas (Vástago).</i>	65
<b>Tabla 11.</b> <i>Propiedades del Aluminio 7075-T6.</i>	66
<b>Tabla 12.</b> <i>Propiedades del Acero AISI 4340.</i>	106
<b>Tabla 13.</b> <i>Características de los dispositivos a integrar en la alternativa de diseño seleccionada.</i>	128
<b>Tabla 14.</b> <i>Señales de entrada al PLC (Finales de carrera).</i>	136
<b>Tabla 15.</b> <i>Salidas del PLC.</i>	139
<b>Tabla 16.</b> <i>Salidas del Módulo 1 y 2 del PLC.</i>	140
<b>Tabla 17.</b> <i>Salidas del Módulo 3 del PLC.</i>	142
<b>Tabla 18.</b> <i>Cantidad de temporizadores implementados en el programa.</i>	144
<b>Tabla 19.</b> <i>Señalización para el mecanismo y los alrededores.</i>	153
<b>Tabla 20.</b> <i>Costos de ingeniería del diseño.</i>	167
<b>Tabla 21.</b> <i>Costos de los materiales y dispositivos.</i>	168
<b>Tabla 22.</b> <i>Costos de fabricación de las piezas.</i>	169
<b>Tabla 23.</b> <i>Costo total del proyecto</i>	169
<b>Tabla 24.</b> <i>Resumen del flujo de inversión</i>	171

## LISTA DE ANEXOS

	Pag
<b>ANEXO 1 PROGRAMACIÓN LADDER EN CODESYS V92.3.</b>	<b>178</b>
<b>ANEXO 2 COTIZACIÓN DE INDUMETALSA S.A.S</b>	<b>178</b>
<b>ANEXO 3 MATERIAL BARRA PERFORADA ACERO AISI 1518</b>	<b>178</b>
<b>ANEXO 3 FICHA TÉCNICA DEL SOLENOIDE DE EMBOLO</b>	<b>178</b>
<b>ANEXO 4 FICHA TÉCNICA DEL ACTUADOR ELECTROMECAÁNICO</b>	<b>178</b>
<b>ANEXO 5 ANÁLISIS DEL MODO Y EFECTO DE FALLA.</b>	<b>178</b>
<b>ANEXO 6 PLANOS</b>	<b>178</b>
<b>ANEXO 7 CARTA DE CALIBRATION SERVICE S.A.S.</b>	<b>178</b>
<b>ANEXO 8 FICHA TÉCNICA LUBRICANTE ESPECIAL TEF DRY.</b>	<b>178</b>
<b>ANEXO 9 FICHA TÉCNICA FINAL DE CARRERA.</b>	<b>178</b>
<b>ANEXO 10 FICHA TÉCNICA RELÉ NORMALMENTE ABIERTO.</b>	<b>178</b>
<b>ANEXO 11 FICHA TÉCNICA PLC Y MÓDULOS.</b>	<b>178</b>
<b>ANEXO 13 FICHA TÉCNICA PANTALLA TÁCTIL FESTO FED</b>	<b>178</b>
<b>ANEXO 14 RECOMENDACIONES</b>	<b>178</b>

## RESUMEN

Como primera instancia se recurrió a Calibration Service S.A.S. para visualizar en más detalle el patrón primario de par torsional caracterizando cada una de sus partes, se investigaron los procedimientos de calibración de par torsional según la norma que recomienda la empresa, además de tener en cuenta el ambiente donde va permanecer el mecanismo patrón primario, se observa el funcionamiento del transductor de torque para comenzar con la selección de un mecanismo automatizado que mejore sustancialmente las calibraciones que se realizan el patrón primario de par torsional, luego se plantea el diseño donde se mostrara en detalle la propuesta de solución a la selección y movimiento de las masas, el comportamiento del mecanismo bajo las condiciones de carga se evidencia en un software de simulación para apreciar los puntos críticos y los valores máximos de esfuerzos y deformaciones.

En el apartado donde se presenta la automatización, se muestran los dispositivos que serán usados para movilizar estructura previamente diseñada, detallando los modos de conexión. Se realiza una programación de cada uno de los dispositivos para controlar los movimientos, que tendrá un manual de operación y mantenimiento para su correcto funcionamiento, al ser un mecanismo que debe tener la mejor exactitud precisión se deben tener precauciones. Por último, se efectúa el análisis de costos del diseño automatizado.

**Palabras Clave:** Diseño, Automatizado, Par torsional, Patrón Primario, Calibración.



## INTRODUCCION

Calibration Service S.A.S., es una empresa nacional dedicada a la calibración de instrumentos o equipos de medición, mantenimiento de dispositivos, capacitación, asesoramiento y metrología de diferentes áreas como; par torsional, presión, temperatura, longitud, entre otras. La empresa contiene laboratorios de medición y calibración de instrumentos, como lo es el laboratorio de par torsional, donde se encuentra un patrón primario que es un elemento muy importante en la jerarquía de trazabilidad para la calibración de torque, debido a que proporciona un valor de referencia casi igual al valor teórico calculado. Este proyecto fue desarrollado bajo la necesidad de Calibration Service S.A.S., con el objetivo de obtener mayor exactitud y precisión en las lecturas de par torsional en el sistema primario diseñado previamente, realizando calibraciones de transductores de torque con más confiabilidad y de esta forma contribuir con un avance tecnológico en Colombia, con estándares de torque reconocidos en la oficina internacional de pesos y medidas (BIMP).

Actualmente en el patrón primario de par torsional no se realizan procedimientos de calibración en Colombia, por las diferentes incertidumbres generadas durante las calibraciones de transductores de par torsional. Esto se debe al instante de ubicar el vástago en el brazo-palanca y posicionar las masas, no se puede garantizar que todos los elementos estén lo suficientemente estáticos para obtener la medición, debido a que los movimientos que realizan los operarios no son precisos, lo que a su vez genera variaciones en la magnitud de torque real, por esta razón se planea implementar un sistema automatizado, con el fin de evitar incertidumbres y generar patrones de medida confiables.

Este proyecto tiene un contenido acerca de metrología y calibración de par torsional, describe el proceso de calibración de par torsional y algunas consideraciones para tener en cuenta, luego expone el patrón primario de par torsional al cual se quiere mejorar en el posicionamiento de las masas y describe cada uno de los sistemas que componen el mecanismo. Se apreciará una comparación entre las alternativas propuestas que pueden ser solución a los procedimientos de calibración de par torsional en Calibration Service S.A.S., posteriormente, los cálculos para adaptar la alternativa escogida según los requerimientos, por otro lado, la selección de los equipos y dispositivos que controlaran los movimientos, la programación de los dispositivos de control y

el manual de mantenimiento y operación del mecanismo. Finalmente, la estimación del costo para desarrollar la propuesta.

## **OBJETIVOS**

### **General**

Diseño de un mecanismo de cambio de masas automatizado integrado a un patrón primario de par torsional.

### **Específicos**

- Definir los parámetros físicos, variables y principios de operación del sistema primario de par torsional.
- Evaluar y seleccionar los posibles sistemas de cambio de masas en las diferentes tecnologías actuales en metrología y otros tipos de mecanismos automáticos implementados en la ingeniería.
- Diseñar el sistema de manipulación de masas automatizado para el patrón primario de par torsional.
- Desarrollar un manual de operación y mantenimiento del mecanismo de manipulación de masas automatizado del patrón primario de torque.
- Efectuar un análisis de costos al proyecto.

## **PREGUNTA DE INVESTIGACION**

¿Cómo disminuir la incertidumbre en el patrón primario de par torsional de Calibration Service S.A.S., generada por el contacto humano en la manipulación de las masas y daños en las mismas por las condiciones ambientales en las que se encuentra, a través del diseño de un mecanismo de selección de masas automatizado?

## ANTECEDENTES

En la mayoría de los mecanismos, maquinas, dispositivos, equipos y/o estructuras, existen piezas ensambladas en las cuales se involucra un torque (Par Torsional), donde es necesario saber con exactitud un intervalo de fuerza adecuado para un óptimo ajuste, puesto que, si no se acopla adecuadamente, pueden surgir fallas por vibraciones o por ruptura a causa de un excesivo momento torsor, sobrepasando el límite indicado por los estándares de par torsional, para distintos tipos de torquímetros con diferente alcance en los laboratorios de par torsional en general, hablando en términos de calibración estática en máquinas de ensayo (No rotatorio) [1].

Los patrones secundarios de par torsional son los encargados de calibrar y certificar los indicadores de límite de torque que arrojan los torquímetros, la aplicación de torque se evidencia en diferentes ámbitos laborales y dependiendo de su aplicación se define la clase de exactitud que deben tener los instrumentos y dispositivos que miden cantidad de torque. Existen distintos mecanismos para la calibración en algunos laboratorios de metrología nacionales e internacionales, que se dedican a la cuantificación y estandarización de medidas de diferentes tipos de variables.

En Colombia el Instituto Nacional de Metrología (INM) “es el representante bajo el decreto 1595 del 2015, en la coordinación nacional de la metrología científica e industrial para la ejecución de actividades que promuevan la innovación y soporten el desarrollo económico” [2], sin embargo, no tiene un reconocimiento en la base de datos KCDB de la oficina internacional de pesos y medidas (BIPM), en cuanto a la calibración de par torsional [3].

Calibration Service S.A.S brinda soluciones a la industria, a partir de la metrología y sus diversas aplicaciones, es el primer laboratorio acreditado por la Organización Nacional de Acreditación (ONAC) en cuanto a par torsional [4]. El alcance en cuanto magnitud de par torsional es de 0.6 N·m a 5000 N·m (0.4425372 lbf·ft a 3687.80 lbf·ft) para los diferentes tipos de torquímetros, con una exactitud de 0,2% en el transductor de 50 N.m y 0,05% para los transductores de 200 N.m, 1000 N.m y 5000 N.m, siendo el intervalo más alto en todo el país, gracias a que cuentan con patrones de fabricación Alemana, además la empresa cuenta con el apoyo del Centro Nacional de Metrología de México (CENAM) y el instituto nacional de

metrología de Alemania en la ciudad de Braunschweig en el laboratorio de par torsional de Physikalisch Technische Bundesanstalt (PTB).

Teniendo en cuenta el alcance mencionado y las demandas de calibración que atiende Calibration Service S.A.S., los transductores de torque son constantemente usados y por tal razón pierden precisión, antes de que la empresa pensara en diseñar un patrón primario de par torsional que calibrara los transductores de torque, se tenía que recurrir a terceros para que realizaran la calibración, generando mayores costos en los procesos de calibración y en envíos. Los errores en las mediciones generan pérdidas del producto interno bruto (PIB) y credibilidad en los clientes, ya que los estándares no son confiables y para tomarlos como referencia, se deben realizar reprocesos, lo que genera mayor costo en la producción de estándares de medida [5].

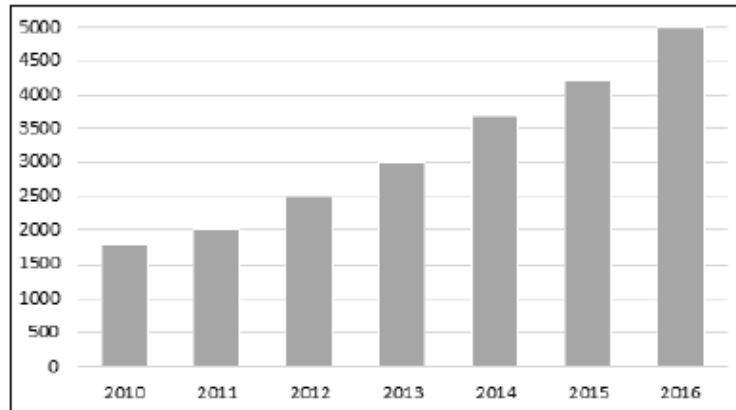
Basándonos en el documento anterior del “DISEÑO DE UN SISTEMA PRIMARIO DE PAR TORSIONAL PARA LA CALIBRACIÓN DE TRANSDUCTORES”, realizado por Edgar Martínez egresado de la Fundación Universidad de América, con este proyecto obtuvo el título de Ingeniero Mecánico en el año 2017, el cual se realizó en colaboración de Calibration Services S.A.S, por lo que nuestro proyecto es la continuación de este [6].

En la jerarquía de calibración de los instrumentos de par torsional, los patrones primarios están en la cima de la trazabilidad, puesto que estos son los principales calibradores de los demás patrones de prueba de par torsional [7].

En la Figura 1, se evidencia una gran demanda en seis años en Calibration Service S.A.S., por esto se decidió desarrollar el patrón primario de par torsional con un alcance de 1 N.m hasta 2kN.m., para dar lugar a las demandas de calibración y potenciar el desarrollo tecnológico. El patrón primario está ubicado en el laboratorio de par torsional de la empresa, sin embargo, no se encuentra en funcionamiento, debido a la baja exactitud que presentan las calibraciones de los transductores de torque, la empresa pretende optimizar las mediciones del patrón primario bajo la acción de mecanismos automatizados. Colombia cuenta con un gran nivel de competencia de los mercados mundiales debido a su creciente proceso de globalización, de este modo, proponiendo soluciones para realizar mediciones con mayor exactitud, el país puede llegar a posicionarse en un reconocimiento mundial en la magnitud de torque [8].

**Figura 1.**

*Demandas de calibraciones de par torsional.*

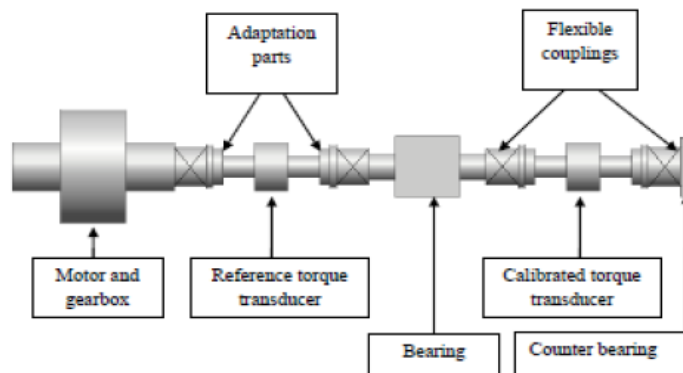


**Nota.** En este grafico se evidencia un aumento en las demandas de calibración desde el año 2010 en Calibration Service S.A.S., para ello se diseñó el patrón primario de par torsional.

El Centro Nacional de Metrología de México (CENAM) anteriormente realizaba las calibraciones de dispositivos mediante un sistema de transferencia, que generaba el principio de torsión a partir del trabajo de un servomotor eléctrico, al final del sistema se posicionaba un reductor de velocidad junto al transductor de torque que se pretendía calibrar, para así generar estándares de torque en México (Figura 2.). Entre el motor y el reductor estaban situados dos transductores, uno de referencia y otro de prueba que era el que arrojaba la información del par torsional ejercido, también una serie de acoples rígidos en los extremos de cada transductor, y un rodamiento, lo que generaba variabilidad en las lecturas de torque, a causa de la fricción de las balineras del rodamiento significativamente [9].

**Figura 2.**

*Esquema del Sistema de Transferencia.*

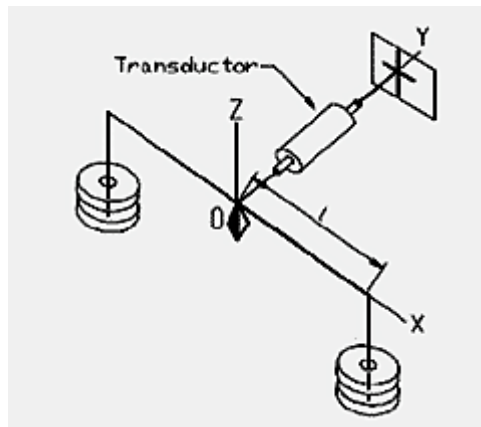


**Nota.** Sistema de transferencia implementado en CENAM. Tomado: M. A. Khaled Abdelaziz. “*Design, Development and Calibration of Torque Standard Machine*”, thesis doc. Faculty of engineering, Cairo University, Giza, Egypt, 2016.

Las demandas de calibración aumentaron en el sector de torsión por gran cantidad de transductores que presentan desviación; para una mayor precisión en la medición de los transductores se realizó el diseño de un patrón primario de par torsional con medidas de un margen de error menor a  $\pm 50 \times 10^{-6}$  en la medición, por lo que se presentaron ideas para la realización de este, una de estas es el método directo de brazo de palanca y masas con apoyo (Figura 3.), sin embargo, tiene una restricción y es el uso de un rodamiento de aire el cual interfiere con la medición del par torsional generando incertidumbre relativa desde  $\pm 2 \times 10^{-4}$ , que posteriormente lo remplazaron por un balero de aire el cual disminuía el porcentaje de incertidumbre hasta  $\pm 1 \times 10^{-8}$  de la lectura [9].

**Figura 3.**

*Esquema del patrón primario de par torsional.*



**Nota.** Método directo de brazo de palanca y masas con apoyo. Tomado: D. A. Ramírez Ahedo, J. C. Torres Guzmán, “Diseño y Construcción Del Patrón Primario Nacional De Par Torsional En México” Querétaro, México, mayo, 2001[PDF].

El diseño del patrón primario de torque desarrollado en el Centro Nacional de Metrología de México (CENAM), es un acople del método directo de brazo de palanca y masas con apoyo, que inicialmente se utilizaba para la calibración de par torsional en los patrones de transferencia, el cual funcionaba a partir de unas masas ubicadas en los extremos a una distancia definida, con respecto a un centro, para producir el principio de torsión con un alcance de hasta 2kN.m de torque. A pesar del acople en el patrón primario para reducir las incertidumbres, aun presentaba variabilidad, debido a la interacción del hombre en el posicionamiento de las masas en los extremos de los brazos del patrón, que generaba incertidumbre en la medición, desgaste en masas

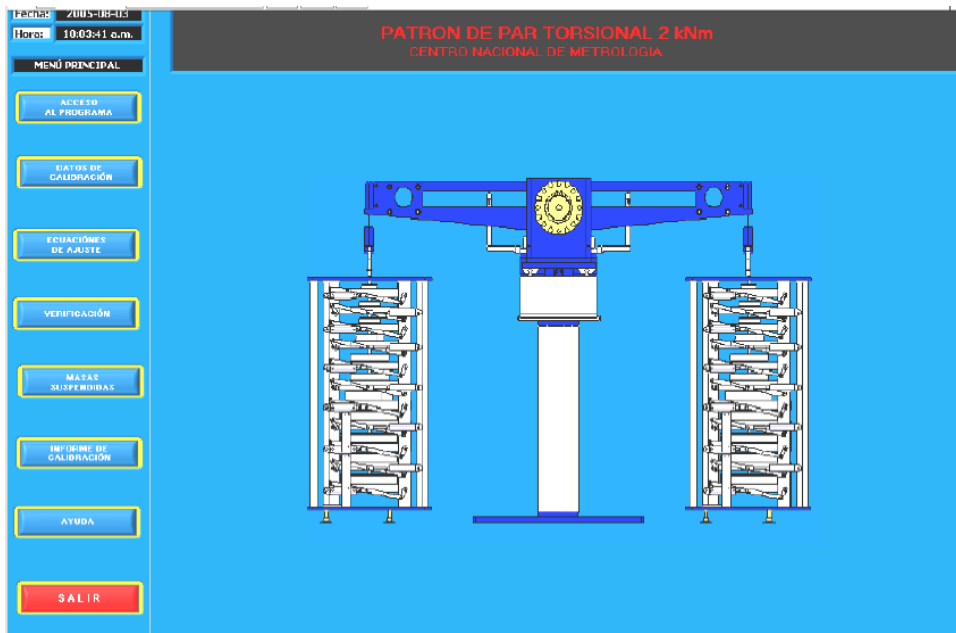


y también era un trabajo muy repetitivo ya que podrían gastar entre 4 y 5 horas para calibrar un transductor [10].

La solución que propuso CENAM, para optimizar el procedimiento de calibración de par torsional en colaboración del laboratorio de metrología alemán PTB, fue implementar un sistema que automatice el procedimiento de calibración del patrón primario de par torsional de México, por medio de un control gráfico en una interfaz hombre-máquina (HMI) por medio de un computador lógico programable desarrollado y programado con el software LabVIEW. El funcionamiento del programa empieza una vez que el operador ingrese los datos de usuario y contraseña en el botón de acceso al programa, en la interfaz de usuario (Figura 4.), allí también están posicionados los siguientes botones: Datos de calibración, ecuaciones de ajuste, verificación, masas suspendidas, informe de calibración, ayuda, y por último el botón de salir, estas opciones se disponen para las secuencias de calibración y validación de las mismas en el patrón de par torsional 2KNm en el Centro Nacional de Metrología de México (CENAM) [11].

**Figura 4.**

*Interfaz de usuario*



**Nota.** Pantalla principal del programa. Tomado: E. C. Rodríguez Torres. “Desarrollo del Software de Control Para e Patrón de par torsional a 2kNm En LabView” tesis pre. Universidad Tecnológica de Querétaro, Santiago de Querétaro, México, 2006.

Según lo mencionado anteriormente, la interfaz de usuario cuenta con un menú principal donde están situados los botones programados para realizar diferentes acciones durante la calibración de un transductor de torque en el patrón primario de par torsional, así mismo es posible visualizar las masas que se ubican en los extremos de los brazos se encuentran posicionadas en una estructura que tiene integrada cilindros neumáticos que ayudan a seleccionar las masas por medio de un mecanismo de cuatro eslabones, para suspenderla en el vástago, de esta manera se puede medir el torque generado por el peso producido al suspender las masas [11].

En el laboratorio de calibración de torque del Instituto Nacional de Metrología de China (NIM) tienen diferentes patrones primarios para calibración con un alcance desde 1mN.m hasta 5kN.m. En el año 2011 se propuso el diseño de un patrón primario de par torsional pequeño con un alcance de hasta 1Nm, el diseño se fue desarrollando y se finalizó hasta el año 2013, este diseño según lo que se ha venido hablando, tiene un concepto parecido al del Centro Nacional de Metrología de México (CENAM), usan masas para generar el peso situadas en los extremos de un brazo, el patrón primario pequeño de par torsional de 1N.m tiene dos conjuntos de masas, cada uno está compuesto por cinco grupos de pesas, en la Tabla 1 se evidencian la cantidad de pesas que se usan en el patrón pequeño [12];

**Tabla 1.**  
*Grupos de pesas del patrón primario de par torsional pequeño.*

<b>Peso (N)</b>	<b>Cantidad (Unidad)</b>
0,4	10
0,2	10
0,08	10
0,04	10
0,004	10

*Nota.* Grupos de pesas de diferente magnitud que se disponen para realizar la calibración en NIM.

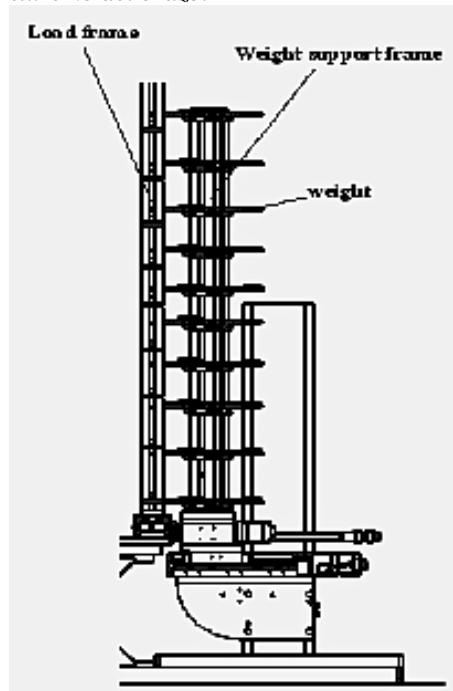
Las pesas se sitúan en un marco carga que está sujeto a otro marco de soporte de pesos, la estructura es como una cesta que tiene diez escalones o capas donde se posicionan los pesos. En las diez capas hay una serie de patas de apoyo ancladas en cada sección, cada capa tiene cinco patas de apoyo donde se posicionan grupos de pesas de diferente magnitud. Para seleccionar el grupo de pesas que se requiere para una medición, tiene integrado un mecanismo de rotación que

gira el marco de soporte de pesos, se debe mantener la alineación del eje del transductor de torque y para evitar que sufra algún impacto durante la posición de montaje, cuenta con una plataforma de fijación tridimensional que ayuda a fijar el transductor y sus acoples al brazo que genera la torsión [12].

En la Figura 5 se evidencia una parte del patrón primario de par torsional ubicado en china;

**Figura 5.**

*Estructura donde sitúan las pesas en el extremo del brazo.*



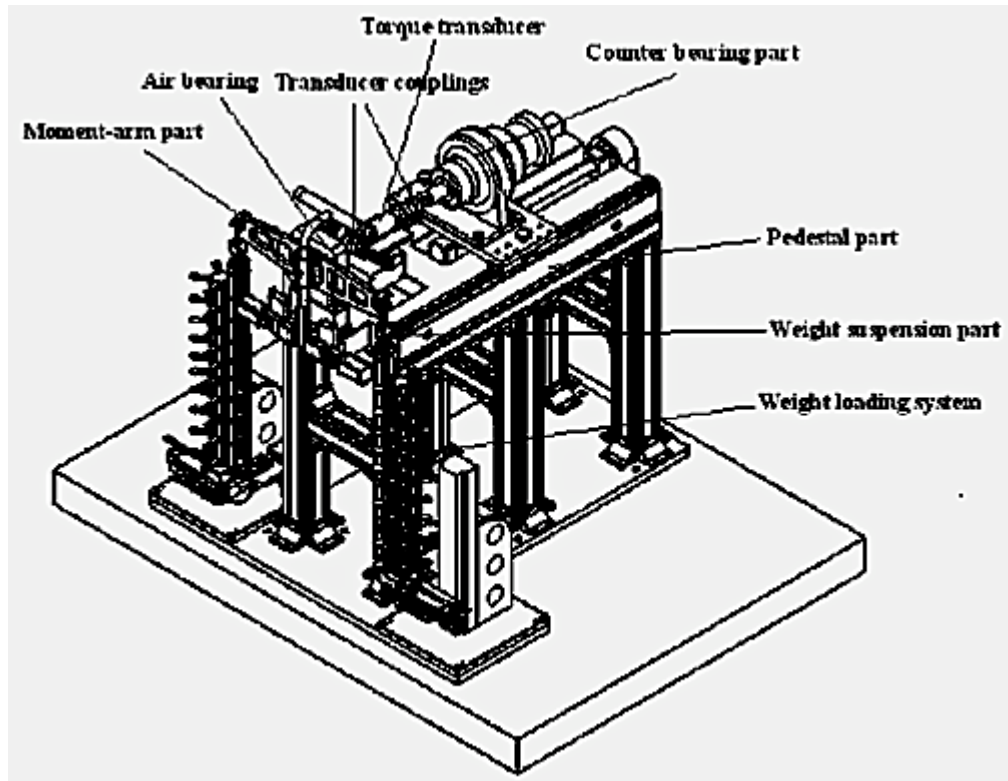
**Nota.** Mecanismo donde se posicionan los pesos. Tomado: Z. Zhang, Y. Zhang, T. Li, H. Ji, "The design of 1 Nm torque Standard Machine at NIM". [En línea] Beijing, China, 2013. [PDF]

El sistema de control eléctrico que tiene integrado el patrón primario de par torsional pequeño para realizar las diferentes posiciones de las pesas, es un por medio de un controlador lógico programable (PLC), de esta forma se controlan los movimientos y giros en cada una de las secciones del mecanismos para realizar las secuencias de calibración de los dispositivos de medición de par torsional pequeño, los movimientos deben ser automáticos dado que son calibraciones que requieren extrema precisión debido a su pequeña escala [12].

En la Figura 6 se observa el patrón primario de par torsional ubicado china

**Figura 6.**

*Patrón primario de par torsional pequeño en NIM.*



*Nota.* Ilustración del patrón primario de par torsional pequeño Tomado: Z. Zhang, Y. Zhang, T. Li, H. Ji, “The design of 1 Nm torque Standard Machine at NIM”. [En línea] Beijing, China, 2013. [PDF]

En el mecanismo de apoyo del brazo que realiza el movimiento torsor, tiene integrado un balero de aire para reducir la fricción que se genera implementado un rodamiento de bolas, en la ilustración se puede apreciar que tiene un elemento de contra reacción que está conectado al transductor de torque, junto con los acoplos para unirlo al brazo, así mismo estos elementos están soportados sobre un pedestal que está anclado al suelo y sostiene a todo sistema primario de par torsional. El par torsor pequeño se aplica en área de medicina, automotriz, aeroespacial, en dispositivos electrónicos y diferentes mecanismos en dispositivos usados en nanotecnología, requieren de una precisión importante, debido a que se diseñan con la expectativa de que soporte espacios con condiciones ambientales distintas.

## CONCLUSION

Con la investigación realizada fue posible conocer la posición global de Colombia con respecto a estándares de par torsional, el Instituto Nacional de Metrología de Colombia (INM) no está reconocido en la Oficina de Pesos y Medidas (BIMP) para generar estándares de torque, no obstante, existen empresas que se dedican a la calibración y estandarización de magnitudes físicas como Calibration Service S.A.S., esta empresa nacional está acreditada por la Organización Nacional de Acreditación (ONAC) para realizar calibraciones y generar estándares de magnitudes físicas confiables.

La investigación también contribuyó con información de algunos laboratorios en el mundo que se dedican a la calibración y estandarización de medidas de par torsional, que cuentan con diferentes maquinas con tecnologías avanzadas especializadas para proporcionar los estándares, como lo es el Centro Nacional de Metrología de México (CENAM), este centro nacional junto con el laboratorio Alemán de par torsional de Physikalisch Technische Bundesanstalt (PTB), brindan información y tecnologías para realizar calibraciones lo más precisas posibles, gracias a los avances tecnológicos que proporcionan estos laboratorios es posible adaptar ciertos mecanismos que faciliten los procesos de calibración, los laboratorios mencionados anteriormente tienen nexos con Calibration Service S.A.S.. El patrón primario de par torsional que está en Calibration Service S.A.S., tiene un alcance de 1 N.m hasta 2kN.m, no obstante, en el mundo también existen laboratorios de metrología y calibración que cuentan con mecanismos que se disponen para realizar calibraciones de un momento torsor pequeño (1mN.m a 1N.m).

El laboratorio de par torsional del Instituto Nacional de Metrología de China (NIM), tiene un patrón primario de par torsional pequeño con un alcance de 1mN.m hasta 1 N.m, con el fin de mejorar la calidad de los productos que requieren de un par torsor pequeño para el ajuste de los elementos, que hoy en día tiene variedad de aplicaciones en los dispositivos que se fabrican constantemente.

## 1. PROCESO DE CALIBRACION

Cuando se habla de calibración se refiere a comparar los valores de un instrumento con un patrón de medida previamente estandarizado y certificado. En el proceso de calibración de par torsional el transductor de torque y el indicador que registra la medición, son elementos muy importantes a la hora de producir estándares de medida, las mediciones de torque son posibles debido al estudio de la deformación elástica controlada que le ocurren a unas laminillas, que contiene internamente el transductor y con el indicador se cuantifica dicha deformación en un valor numérico, que interpreta el momento torsor, se expresa en Newton-metro (Nm) tomando como referencia el Sistema Internacional de unidades (SI), de esta manera es posible realizar el calibración de par torsional, por tal razón el estado de los mismos debe permanecer en buenas condiciones para tener más confiabilidad en las lecturas de par torsional, de igual forma los cables integrados en estos dispositivos para transmitir la energía eléctrica, deben estar en óptimas condiciones, ya que esto también podría ser un factor que genera incertidumbre en las mediciones. Si en algún momento se decide cambiar el indicador, se debe tener en cuenta la ficha técnica del nuevo dispositivo para que pueda funcionar en los parámetros con los cuales se realiza la calibración, aunque, el indicador no interfiere con los demás dispositivos que se utilizan para realizar la calibración de un instrumento, solamente indica la magnitud de torque en valores numéricos [13], [14].

En estas mediciones es indispensable que las lecturas sean exactas y precisas a la hora de calibrar los instrumentos. Existe una diferencia entre exactitud y precisión: Exactitud, se refiere a la forma que se encuentra ligada la medición con su verdadera magnitud dimensional, es decir, determinar la proporción de un elemento de manera puntual. Precisión, corresponde a la capacidad de un instrumento de definir mediciones en valores numéricos una y otra vez, con un grado de error menor en cada intento, según la inferencia anterior las mediciones entre más exactas sean se determina el grado de calidad, esto resulta fundamental para obtener un registro que se acerque más al contexto real que compruebe los procedimientos de medición [15].

El transductor de par torsional es un dispositivo que obtiene mediciones de torque transformando el movimiento de esfuerzo torsor aplicado en un valor digital. En la Figura 7 se observa un transductor de par torsional

**Figura 7.**

*Transductor de par torsional.*



*Nota.* Transductor de torque de 1000N de Calibration Service S.A.S.

El indicador digital es un dispositivo que recibe la señal eléctrica enviada por el transductor de par torsional y refleja la magnitud de torque en un valor numérico. En la Figura 8 se observa el indicador digital de par torsional

**Figura 8.**

*Indicador de par torsional digital.*



*Nota.* Indicador de par torsional digital de Calibration Service S.A.S.

## 1.1 Temperatura Requerida

En los procedimientos de calibración se debe tener en cuenta un ambiente con un rango de temperatura específica, porque los cambios de temperatura en el ambiente donde estén ubicados los mecanismos usados para generar estándares de par torsional son sensibles a ciertos cambios externos, la temperatura adecuada puede oscilar entre 18 y 28 °C, no es recomendable que sobrepase este rango ni 1 °C [13]. Por otro lado, las laminillas que se deforman internamente en el transductor de torque sufren un cambio de temperatura por la deformación aplicada, según lo anterior, es recomendable dejar un tiempo de espera antes de realizar otra medición, para así permitir que las laminillas retornen a su estado inicial y no genere incertidumbre en consecuencia de la fluencia que le ocurre al material a la hora de realizar una calibración [14].

## 1.2 Métodos de Calibración

Para realizar la calibración de un instrumento de par torsional es necesario tener en cuenta los estándares previos de par torsional, la clase para el instrumento y la posición del transductor de par torsional que se va a calibrar (Tabla 2.), este proceso se realiza tanto para ajustar como para desajustar, existen dos métodos de calibración; estático y continuo, en el caso de un sistema que opera con un mecanismo de brazo-palanca, la “*Norma Alemana para la calibración de instrumentos de medición estática de par torsional*” usada por Calibration Service S.A.S., recomienda calibrar los instrumentos bajo un procedimiento estático, como el patrón primario de par torsional ubicado en la empresa, la diferencia de los métodos mencionados, es la fluencia que sufren las laminillas de los transductores, en consecuencia de la aplicación del esfuerzo torsor durante un periodo de tiempo más largo; el método continuo provoca más fluencia comparándolo con el estático, por el método estático es recomendable dar un tiempo de espera de tres minutos para que la fluencia sea de corta duración [14].



### **1.3 Precarga**

Al tener montado el transductor que se quiere calibrar en el patrón primario de par torsional, se procede a realizar 3 precargas en la dirección en que se está realizando la calibración de par torsional, las precargas se realizaran para cada posición de montaje, antes de realizar la carga se debe tener certeza que el indicador marca cero, para el método de calibración estática, la duración de la precarga debe ser de 30 s.

### **1.4 Posición de montaje**

En los procedimientos de calibración de un transductor de torque, se deben realizar las mediciones en posiciones de giro distintas con respecto al eje principal del mecanismo de calibración, para instrumentos de clase 0,05 a 0,5, la norma recomienda posicionar el sensor en tres posiciones distintas cada 120°. Para instrumentos de clase 1, 2 y 5 se sugieren realizar solamente dos posiciones de giro cada 90° o 120° [13], [14].

### **1.5 Realización de la calibración**

Para realizar calibraciones de par torsional, existe una técnica que ya está normalizada para los laboratorios de metrología de par torsional, esta técnica se usa tanto para sistemas primarios como para secundarios. Se debe tener en cuenta las posiciones nombradas anteriormente y realizar las lecturas del par torsional en cada una de las direcciones de cada clase de instrumento. A continuación, se expondrán los pasos que se deben seguir en cada una de las clases para la calibración del dispositivo.

- «Clases 0,05 y 0,1 (8 distribuidas funcionalmente por el alcance de medición)  
Nota: Por ejemplo, en pasos de 10%, 20%, 30%, 40%, 50%, 60%, 80% y 100% del valor máximo del alcance de la medición del instrumento que se va a calibrar o bien; 2%, 5%, 10%, 20%, 40%, 60%, 80% y 100% del valor máximo del alcance de la medición del instrumento que se va a calibrar.
- Clases 0,2 y 0,5 (5 distribuidas uniformemente) 20%, 40%, 60%, 80% y 100% del valor máximo del alcance de la medición del instrumento que se va a calibrar.

- Clases 1, 2 y 5 (3 distribuidas uniformemente) 20%, 60% y 100% del valor máximo del alcance de la medición del instrumento que se va a calibrar» [14].

Según la Tabla 2, hay acciones de ascenso y descenso, esto se refiere a los porcentajes de calibración con respecto al valor máximo del alcance de la medición del instrumento de par torsional que se va a calibrar.

Por ejemplo, en una acción de calibración en ascenso para las clases 1, 2 y 5 sería de la siguiente manera: 20%, 60% y 100%; para una calibración en descenso sería 100%, 60% y 20%. A su vez, en la tabla se puede apreciar que en el ascenso de las clases de 0,05 a 0,5 se realiza en dos series, para la posición de montaje en 0° [13], [14].

**Tabla 2.**

*Numero de series de medición requerida.*

Clase	Numero de series de medición			
	Sin cambio de posición de montaje		Cambiando la posición de montaje	
	Ascenso	Descenso	Ascenso	Descenso
0,05	2	1	1	1
0,1				
0,2				
0,5				
1	1			
2				
5				

**Nota.** Esta tabla muestra la cantidad de mediciones requeridas para diferentes clases de instrumentos de par torsional. Tomado de: Norma Alemana DIN 51309, “Máquinas de ensayo de materiales - Calibración de instrumentos de medición estática de par torsional”, ICS 19060, diciembre de 2015. [PDF]

## 1.6 Clasificación del instrumento de medición de par torsional

El instrumento de medición de par torsional se clasifica según el uso, partiendo de allí la incertidumbre calculada y la clase pueden tener prioridad.

### 1.6.1 Valor inicial de alcance de medición

En las calibraciones de instrumentos de par torsional se tiene en cuenta el valor máximo hasta el valor mínimo de par torsional según el alcance de medición del instrumento, para la clasificación debe ser;

- $\leq 20\%$  del valor máximo de par torsional, para las clases 0,2 hasta 5.
- $\leq 40\%$  del valor máximo de par torsional, para las clases 0,05 y 0,1.

Para la clasificación de los instrumentos de medición de par torsional se debe tener presente la incertidumbre de las mediciones debido al error relativo que se puede presentar en los procedimientos de calibración, en la *Norma Alemana* (ver sección 5.4.7) para validar las ecuaciones para calcular cada uno de los errores que se tuvieron en cuenta para exponer las características de clasificación para los instrumentos de medición de par torsional [14].

En la Tabla 3., se evidencian los rangos máximos de errores que pueden presentar las calibraciones de los instrumentos de par torsional según la clase de exactitud que se escoja para calibrar el instrumento, como se dijo anteriormente, la clase depende de la aplicación del instrumento de medición. Se puede notar que los errores se dividen entre (Y), esta letra corresponde al resultado de la calibración y en el mínimo valor de par torsional ( $M_A$ ) los valores están acompañados de la letra (r), lo que significa la resolución del indicador.

**Tabla 3.**

*Clasificación de los instrumentos de medición de par torsional.*

Clase	Máximos errores permisibles del instrumento de par, en %					Mínimo valor de par torsional $M_A$	Incertidumbre relativa del patrón, en % $W_{KE}$
	Error relativo de reproducibilidad $\frac{b}{Y}$	Error relativo de repetibilidad $\frac{b'}{Y}$	Error relativo de señal cero $\frac{f_0}{Y}$	Histéresis relativa $\frac{h}{Y}$	Error relativo de indicación o de interpolación $\frac{f_q}{Y}$ o $\frac{f_a}{Y}$		
0,05	0,05	0,025	0,0125	0,063	$\pm 0,025$	$\geq 4000$ r	0,010
0,1	0,10	0,05	0,025	0,125	$\pm 0,05$	$\geq 2000$ r	0,020
0,2	0,20	0,10	0,050	0,250	$\pm 0,10$	$\geq 1000$ r	0,040
0,5	0,50	0,25	0,125	0,63	$\pm 0,25$	$\geq 400$ r	0,10
1	1,0	-	0,25	1,25	$\pm 0,5$	$\geq 200$ r	0,20
2	2,0	-	0,50	2,50	$\pm 1,0$	$\geq 100$ r	0,40
5	5,0	-	1,25	6,25	$\pm 2,5$	$\geq 40$ r	1,0

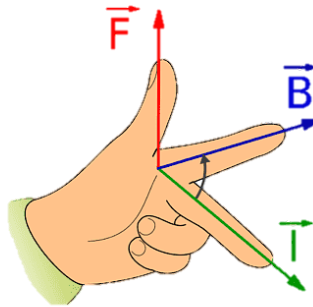
**Nota.** Valores permisibles de los diferentes parámetros para la clase del instrumento de medición de par torsional y la incertidumbre de medición expandida relativa. Tomado: Norma Alemana DIN 51309, “*Máquinas de ensayo de materiales - Calibración de instrumentos de medición estática de par torsional*”, ICS 19060, diciembre de 2015. [PDF]

## 2. CARACTERISTICAS DEL PATRON PRIMARIO DE PAR TORSIONAL

Para poder entender el patrón primario de par torsional y su funcionamiento se debe definir primero el concepto de metrología. La metrología es la ciencia que se encarga de las mediciones, unidades de medida y la calibración de los instrumentos implementados para la toma valores según la magnitud medida [15], la metrología cuantifica las magnitudes físicas en valores numéricos, partiendo allí se habla del concepto de torque, es un valor dado por una fuerza con respecto a una distancia que se puede expresar por medio de un vector. Para saber la dirección y sentido del movimiento torsor se usa la regla de la mano derecha (Figura 9.) donde intervienen los vectores fuerza (F), distancia (I) y momento torsor (B). Las unidades del par torsional en el SI son en (Nm), libras pie (Lbft) en Sistema de unidades Ingles.

**Figura 9.**

*Regla de la mano derecha.*



**Nota.** La regla de la mano derecha indica si el momento es positivo (+) o negativo (-) [En línea]. Disponible: <https://www.google.com/search?q> [Acceso: mar.13, 2021].

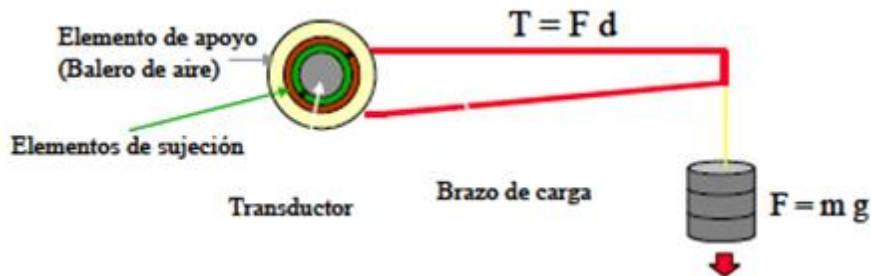
Para cuantificar torque de apriete se realiza en sentido de las manecillas del reloj (-) y en contra de las manecillas del reloj (+) se calcula un torque para un desajuste, el torquímetro es un instrumento manual, para medir el valor de par torsional en la industria y en general, este con el tiempo suele perder precisión, por lo cual debe pasar por un patrón secundario de par torsional que se encarga de optimizar la precisión de los torquímetro por medio de procedimientos de calibración y comparación con los estándares, estos patrones secundarios miden el par torsional por medio de un transductor de torque.

Existen otros tipos de patrones, los patrones primarios de par torsional, que se usan para calibrar los transductores de torque usados en el patrón secundario, así como sucede con los torquímetros, los transductores también desajustan con el tiempo. El patrón primario de par torsional, según lo anterior, funciona a partir del principio de torque por medio de un mecanismo de brazo-palanca para cuantificar el par de torsión en estado estático.

En la Figura 10, se puede apreciar un boceto del principio de funcionamiento del patrón primario de par torsional, donde muestra el elemento de apoyo junto con un balero de aire que sustituye las balineras esféricas implementadas en un rodamiento convencional y el transductor de torque, también la fuerza generada a partir de las masas que se sitúan en el extremo del brazo. Bajo estas características funciona el patrón primario diseñado para Calibration Services S.A.S. [6].

**Figura 10.**

*Máquina de par torsional de masas suspendidas y brazo de palanca.*



*Nota.* La figura muestra un esquema de algunas partes y del principio de funcionamiento del patrón primario de par torsional. Tomado: D. A. Ramírez Ahedo, J. C. Torres Guzmán, D. Peschel, "Diseño y Construcción De Un Sistema De Medición De Par Torsional" Querétaro, México, oct, 1996 [PDF].

$$T = m g * d \tag{1}$$

Donde,

$T$ = Es el par torsional.

$F$ = Fuerza que se ejerce la masa, para generar el torque.

$d$ = Distancia desde un punto de apoyo y la fuerza.

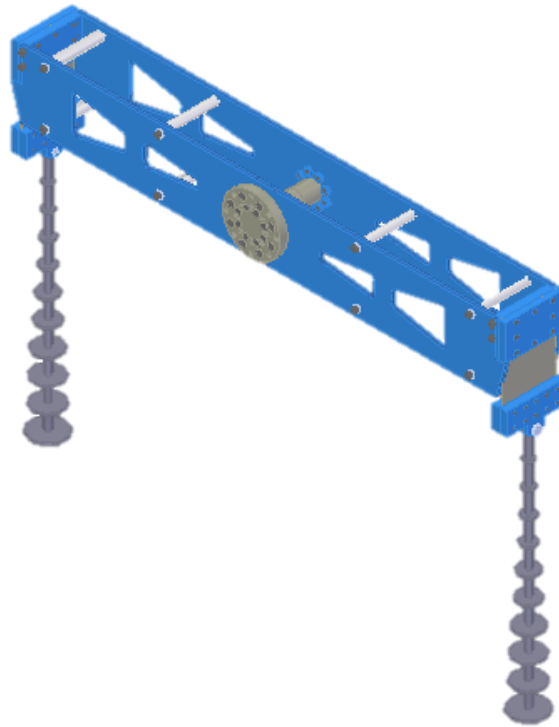
$m$ = Masa del objeto.

$g$ = Gravedad.

## 2.1 Brazo-Palanca

El patrón primario de par torsional ubicado en Calibration Service S.A.S., funciona por medio de masas situadas en los extremos del brazo-palanca para poder generar un torque de ajuste o desajuste. El transductor de par torsional que se quiere calibrar se ubica en el disco frontal situado en el centro del brazo-palanca y las masas se ubican en los vástagos de los extremos como se observa en la Figura 11. [6] [8].

**Figura 11.**  
*Brazo-Palanca*



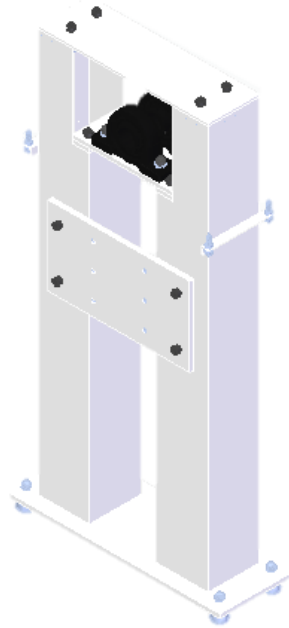
*Nota.* Vista isométrica del brazo-palanca del patrón primario de par torsional, con el vástago posicionado en los extremos. Tomado de: Solid Edge 2021.

## 2.2 Columna del patrón primario

La columna del patrón primario de par torsional es un conjunto de piezas el cual se dispone para sostener todo el mecanismo, está conformado por dos rodamientos que serán el apoyo del

brazo-palanca, dos columnas, una placa para integrar la bancada, cuatro cilindros base para aislar el sistema del suelo y cuatro topes para restringir el movimiento del brazo-palanca como se observa en la Figura 12. [6] [8].

**Figura 12.**  
*Columna del patrón primario.*



**Nota.** Vista isométrica de la columna del patrón primario de par torsional. Tomado de: Solid Edge 2021.

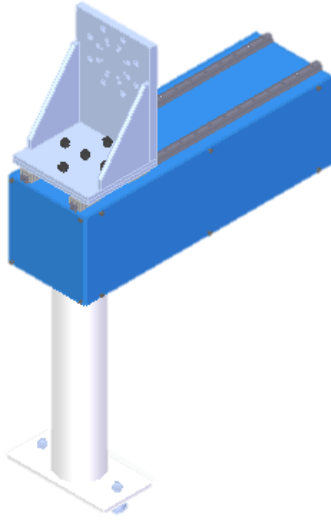
### 2.3 Bancada de apoyo

En la bancada de apoyo del patrón primario de par torsional, se posiciona un elemento denominado placa de contra reacción donde se sitúa un transductor para medir el torque generado por las masas en los extremos, el cual interpreta el fenómeno de par torsional producido y luego lo transmite a un indicador. Tiene una viga principal con unas guías integradas para poder desplazar la placa de contra reacción, también está compuesta por una columna cilíndrica y dos cilindros base para aislar el sistema del suelo como se observa en la Figura 13.

[6] [8].

**Figura 13.**

*Bancada de apoyo*



*Nota.* Vista isométrica de la bancada de apoyo del par torsional. Tomado de: Solid Edge 2021.

## **2.4 Ensamble total del patrón primario de par torsional**

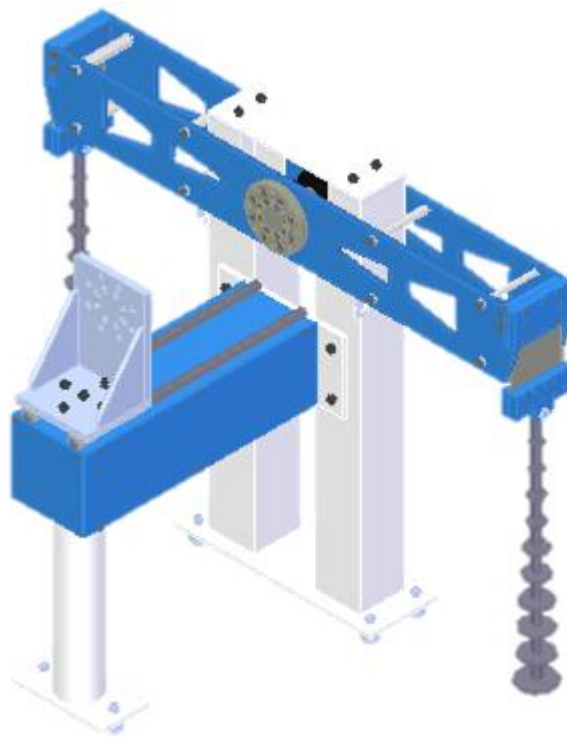
El patrón primario de par torsional está conformado por los tres mecanismos expuestos anteriormente, en el momento de realizar una calibración de un transductor de par torsional, todos los mecanismos se involucran para generar un momento torsor. El patrón primario de par torsional este ensamblado con tornillos brístol, al tener ese tipo de ajuste es posible desarmar el mecanismo, brindando mayor comodidad al momento de trasladar el sistema como se observa en

la Figura 14. [6] [8].



**Figura 14.**

*Patrón primario de par torsional.*



*Nota.* Mecanismo que calibra transductores de torque, ubicado en Calibration Service S.A.S. Tomado de: Solid Edge 2021.

El material del patrón primario es Acero ASTM A36, según el análisis realizado previamente este material presenta propiedades que reducen las probabilidades de producir una flexión y/o una expansión térmica del brazo palanca, no obstante, el vástago que se le asignó también está compuesto por un Acero ASTM A36 [6] [8].

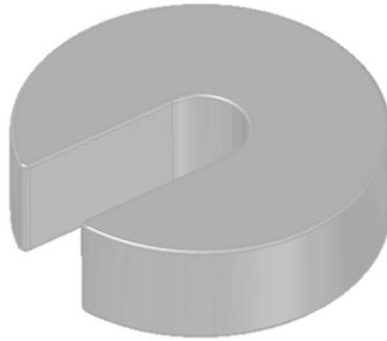
## 2.5 Masas

Para generar la fuerza en el extremo del brazo-palanca del patrón primario, se usan masas en Acero Inoxidable 304 que al ser multiplicadas por la gravedad generan un peso, las masas que se usan el patrón primario de Calibration Service S.A.S. son elementos delicado, por tal razón no deben sufrir golpes, rayones en las superficies o cualquier factor que debido a que no se puede

alterar la verdadera magnitud de las mismas, puesto que generaría incertidumbre en las mediciones, las masas diseñadas tienen la siguiente geometría en la Figura 15.:

**Figura 15.**

*Masa con ranura.*



**Nota.** Elemento con el cual se produce la fuerza al multiplicarlo por la gravedad local.  
Tomado de: Solid Edge 2021.

Estas masas están fabricadas en acero inoxidable, para que no se desgasten fácilmente. Este patrón primario de par torsional no tiene elementos electrónicos integrados, los únicos elementos electrónicos que se involucran en el proceso los tienen el transductor de torque y el indicado, que contienen cables para conectar, que cumplen la función de transmitir la información [6] [8].

### **3. DISEÑO CONCEPTUAL**

En este apartado se presentan las especificaciones que se deben tener en cuenta en el desarrollo del diseño del mecanismo automático de selección de masas, así se definirá la alternativa de solución más adecuada que cumpla con los requerimientos y pueda controlar la incertidumbre generada por la manipulación directa de las masas.

#### **3.1 Definición de los requerimientos**

En primer lugar, para el desarrollo del diseño es necesario definir la ubicación donde va permanecer el patrón primario de par torsional, de esta forma se adaptará la alternativa seleccionada junto con los dispositivos que controlaran los movimientos teniendo en cuenta las condiciones ambientales previamente establecidas para cumplir con los parámetros de diseño y manipulación en los procedimientos de calibración del patrón primario, tener en cuenta el rediseño de los elementos para acoplar la alternativa seleccionada. En segundo lugar, integrar el mecanismo que se defina para controlar la selección y movimiento de las masas de manera cuidadosa previniendo la manipulación directa, realizando la menor cantidad de movimientos para posicionar una masa y generar una lectura de par torsional, por otro lado, la alternativa debe prevenir el movimiento pendular que pueda surgir al momento de posicionar las masas en el extremo del brazo-palanca del patrón primario. Por último, programar el Controlador Lógico Programable (PLC) para que realice la selección y movimientos de manera automática, con su respectivo manual de operación para un correcto manejo en los procedimientos de calibración de par torsional.

#### **3.2 Estructura funcional**

##### ***3.2.1 Identificación de las variables de entrada, y salida en la selección de las masas***

Es necesario tener presente las variables involucradas antes, durante y después de realizar una medición de par torsional en el patrón primario, teniendo ese conocimiento permite controlar las condiciones externas que intervienen en los procedimientos de selección y movimiento de las masas para la calibración.

El diseño del patrón primario de par torsional de Calibration Service S.A.S., fue posible con el apoyo del Centro Nacional de Metrología (CENAM), quien suministro las pautas para la

realización del diseño del patrón primario. El Ingeniero Edgar Martínez quien diseñó el mecanismo primario para la calibración de transductores de torque, debió tener en cuenta las condiciones ambientales de Bogotá D.C., donde se realizó el diseño y ensamble del mecanismo, entre las condiciones ambientales que tuvo en cuenta fueron; la densidad del aire y la gravedad local de Bogotá D.C., que fue calculada con base a la fórmula de gravedad local [6] [17];

$$g_{local} = g_e * (1 + f_a * \text{sen}^2\theta - f_4 * \text{sen}^22\theta) - 3,086 \times 10^{-6} * H \quad (2)$$

Donde,

$g_{local}$  = aceleración de la gravedad local, en  $\text{m/s}^2$

$g_e = 9,780318 \text{ m/s}^2$ , aceleración de la gravedad en el ecuador ( $\theta = 0^\circ$ )

$f_a = 0,0053024$  (aplastamiento gravitacional)

$f_4 = 0,0000058$   $\phi$  = latitud, en grados ( $^\circ$ )

$H$  = altitud sobre el nivel del mar, en metros (m)

Para conocer la latitud y altitud, existen dispositivos que calculan estos valores en diferentes ubicaciones geoespaciales, sin embargo, estos valores fueron extraídos de la aplicación gratuita que brinda Google (Google Earth), debido a que en el momento de calcular las variables externas no había disponibilidad de ningún instrumento que realizara ese procedimiento, la gravedad local es necesaria para conocer la fuerza que generan las masas en los extremos del brazo del patrón primario de par torsional [6] [8].

Con la siguiente ecuación se calculó la densidad del aire en Bogotá D.C., con el fin de conocer el ambiente en el cual van a permanecer las masas [18];

$$\rho_a = \frac{0,34848_p - 0,009h_r^{(0,06t)}}{273,15 + t} \quad (3)$$

Donde,

$\rho_a$  = Densidad del Aire

$p$  = Presión barométrica.

$h_r$  = Humedad relativa del espacio donde va a permanecer el patrón primario.

$t =$  Temperatura

Durante los procedimientos de calibración se evidencian algunas variables y parámetros, los cuales se definieron para el diseño y funcionamiento del mecanismo patrón primario (Tabla 4.), las variables; presión, humedad y temperatura se usaron para el cálculo de la densidad del aire con la ecuación (3) expuesta anteriormente [18], también se puede apreciar que la temperatura esta entre el rango permisible para realizar los procedimientos de calibración en las instalaciones de Calibration Service S.A.S.

**Tabla 4.**

*Variables y Parámetros definidos para el diseño y funcionamiento del patrón primario de par torsional.*

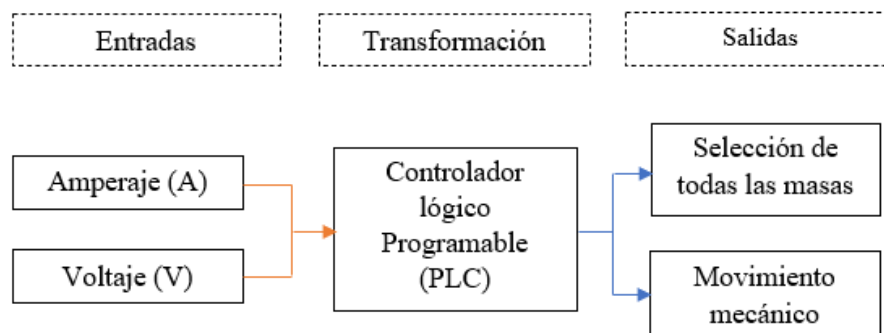
Variables/Parámetros	Valor
Presión Barométrica ( $p$ )	752hPa
Humedad Relativa ( $h_r$ )	65%
Temperatura ( $t$ )	19,5 °C
Densidad del Aire ( $\rho$ )	0,895 kg/m <sup>3</sup>
Gravedad Local ( $g_{local}$ )	9,773 m/s <sup>2</sup>
Capacidad de Carga ( $w$ )	2kN
Recorrido del Brazo-Palanca ( $d$ )	2 cm
Voltaje de la Fuente (V)	120 v

**Nota.** Variables y Parámetros que están involucrados en los procedimientos de calibración Tomado: E.E. Martínez Almanza. “Diseño De Un Sistema Primario De Par Torsional Para La Calibración De Transductores”, tesis pre. Facultad de Ingenierías, Fundación Universidad de América, Bogotá D.C., Colombia, 2017.

Para identificar las variables que se involucran en el proceso de selección de las masas, se realiza un diagrama general (Figura 16.), que expone las condiciones de entrada y salida presentes en el proceso de selección de las masas para generar el momento torsor, de esta manera también se podrá identificar el tipo de Computador Lógico Programable (PLC) que se debe adaptar.

**Figura 16.**

*Diagrama general del proceso automático de masas.*



**Nota.** Entradas y salidas en el proceso automático de selección de las masas.

### **3.2 Sistemas involucrados para realizar el proceso de selección y movimiento de las masas según los requerimientos.**

El mecanismo que se integró en el patrón primario de par torsional de Calibration Service S.A.S., deberá cumplir con los siguientes sistemas para llevar a cabo la selección y movimiento de las masas de manera automática, la alternativa a seleccionar debe soportar 2kN de fuerza, que es el alcance que tiene el patrón primario.

- **Sistema estructural**

Este sistema se compone de un conjunto de piezas que se disponen para apoyar el peso de las masas y también la estructura de la alternativa que se seleccione, que darán funcionamiento a los procedimientos de selección.

- **Sistema de control**

Con el sistema de control se puede medir y controlar las variables que están presentes en los procedimientos de selección y movimiento de las masas, del mismo modo se optimizan los procesos de las calibraciones de los transductores, ya que por medio del mismo sistema es posible tener una inspección en tiempo real de las acciones que se ejecutan simultáneamente dependiendo de la tecnología que se disponga.

- **Sistema de generación y transmisión de potencia para realizar los movimientos de las masas**

Para el sistema de generación y transmisión de potencia, la energía eléctrica es el insumo principal que se transmite a un dispositivo, transformando la energía eléctrica en energía mecánica, generando una fuerza, realizando una acción determinada, en este caso seleccionar y desplazar las masas.

### **3.3 Dispositivos para controlar las variables ambientales**

Las variables que intervienen en el posicionamiento de las masas o alteran las lecturas de par torsional, se pueden controlar por medio de dispositivos específicos que indican las variaciones o cambios en el ambiente. Para mantener el valor de la densidad del aire, se puede hacer uso de des

humidificadores que regulan la cantidad de humedad y el uso de aires acondicionados que controlan la temperatura en espacios específicos, estos dispositivos garantizan el valor constante de dichas variables.

- Deshumificador: Equipo capaz de extraer la humedad de los ambientes, estas máquinas son llamadas deshumificadores, estos se encargan de reducir el contenido de partículas de agua en el ambiente, ya sea por medio de un mecanismo refrigerante o por químicos que absorben la humedad, en algunos aires acondicionados se encuentran estos sistemas, como se observa en la Figura 17.[19].

**Figura 17.**

*Deshumificadores industriales.*



*Nota.* Equipos que controlan la humedad del ambiente. [En línea]. Disponible: <http://www.rcosersa.com/cosersa/dm/deshumidificadores.asp?cod=1755&nombre=1755&prt=1> [Acceso: ago., 3, 2021]

- Aire Acondicionado: Este es un dispositivo que es usado para bajar o subir la temperatura dependiendo de su necesidad, además de controlar la humedad relativa del ambiente y la

calidad del ambiente. Los métodos que intervienen son con evaporadores, bobinas de enfriamiento, compresores o condensadores. Existen clasificaciones de los aires acondicionados [19];

- Sistemas completos de aires acondicionados: son sistemas los cuales controlan todas las condiciones de aire, como la temperatura, humedad usando humidificadores o deshumidificadores dependiendo la necesidad y los requerimientos del ambiente, como se observa en la Figura 18.
- Sistema de control cerrado de aires acondicionados: son aires acondicionados similares a los sistemas completos, pero tienen límites cerrados para el control de la temperatura y humedad, los límites suelen ser de  $\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$  y  $\pm 5\%$  HR.
- Sistemas de refrigeración confort: se usa con el fin de reducir la temperatura interna para lugares ocupada por gente en algunos casos no cuenta con un sistema de ventilación y aire fresco.

**Figura 18.**

*Sistema completo de aire acondicionado.*



**Nota.** Sistema que controla diferentes variables en un ambiente específico según las necesidades [En línea]. Disponible: <https://www.archiexpo.es/prod/lennox/product-147436-1936297.html> [Acceso: ago., 3, 2021]



### 3.4 Propuestas de solución

#### 3.4.1 Metodología de selección scoring

Teniendo en cuenta lo anterior y para continuar con el diseño, se sigue una metodología de ponderación scoring para una selección adecuada de una alternativa que optimice el posicionamiento automático de las masas en el patrón primario sin intervención humana. La aplicación del método Scoring se basa en ponderar las alternativas propuestas según los requerimientos de diseño que se asignen basados en el modelo matemático [20];

$$S_j = \sum W_i * R_{ij} \quad (4)$$

Donde;

$S_j$  = Score para la alternativa j.

$W_i$  = Ponderación para cada criterio.

$R_{ij}$  = Rating de la alternativa j en función del criterio i.

Existen mecanismos modernos que realizan movimientos que requieren de una precisión importante que pueden ser integrados al mecanismo de selección y movimiento de masas, junto con la metodología de selección Scoring, es posible seleccionar acoplar la mejor alternativa para el diseño.

### 3.5 Alternativas de diseño

Se proponen cuatro opciones que pueden solucionar el problema, todas las propuestas pueden cumplir el objetivo principal, sin embargo, los movimientos serán más cuidadosos y las mediciones más precisas según la tecnología que se integre al mecanismo patrón primario. Cabe resaltar que todas las alternativas deben contar con alguna estructura que aisle las masas del ambiente, dado que las condiciones externas alteran las mediciones en las calibraciones.

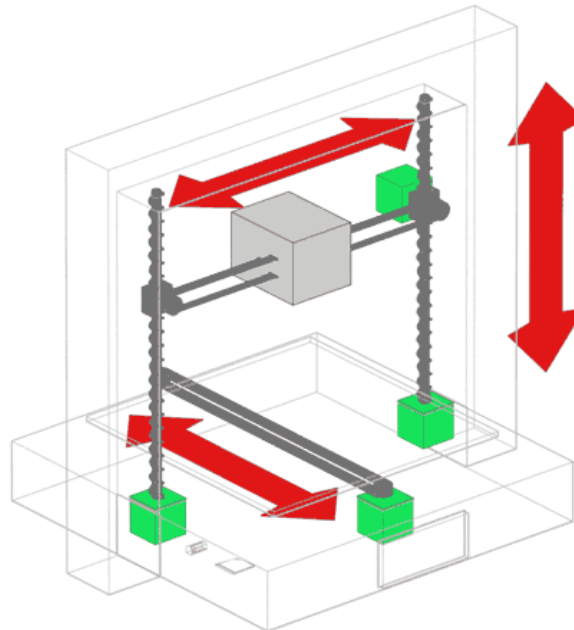
- Alternativa 1. Mecanismo de movimiento de las impresoras 3D, integrado a la selección de masas.

- Alternativa 2. Selección y movimiento de masas usando un brazo robótico.
- Alternativa 3. Selección y movimiento de masas por electromagnetismo.
- Alternativa 4. Mecanismo de selección y movimiento de masas en un solo eje.
- Mecanismo de movimiento de las impresoras 3D, integrado a la selección de masas

Para el movimiento del extrusor que suministra el material en las impresoras 3D se suelen usar robots cartesianos, estos usan poleas o actuadores electromecánicos con el sistema de rodamiento “Ballscrew o ACME screw”, aunque los de bola suelen ser más usados. Donde dependiendo el peso del mecanismo se debe hacer cálculos de los motores de los actuadores electromecánicos, además de la estructura como se observa en la Figura 19. [21].

**Figura 19.**

*Esquema del Movimiento cartesiano que realiza una impresora 3D.*



**Nota.** Dinámica del mecanismo que tiene integrado una impresora 3D de movimiento cartesiano para realizar movimientos en los ejes coordenados [En Línea]. Disponible: <https://www.luisllamas.es/como-funciona-la-cinematica-de-una-impresora-3d-fff/> [Acceso: ago., 6, 2021]

Estos sistemas al moverse en tres ejes tienen la posibilidad de adaptarse al diseño de la automatización de selección de masas del patrón primario de par torsional, sustituyendo la punta

extrusora por unas pinzas que agarrarían las masas situadas en una mesa y posteriormente acoplándolas en un vástago para realizar la medición.

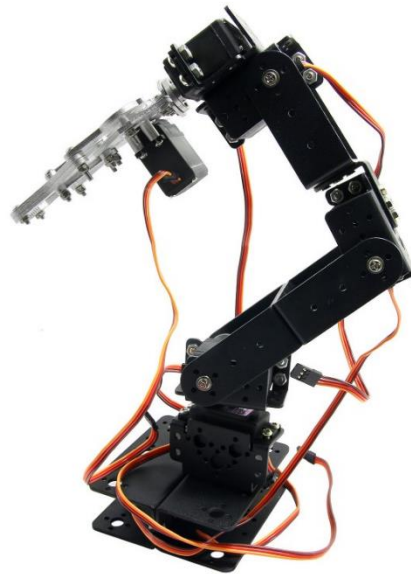
- Selección y movimiento de masas usando un brazo robótico

Por medio de un brazo robótico articulado es posible realizar la selección de las masas, ya que están equipados de diferentes piezas mecánicas y eléctricas que pueden realizar los movimientos de forma precisa y cuidadosa, igual a la alternativa anterior, este brazo se puede mover en los tres ejes coordenados y adicionalmente realizar giros, como se observa en la

Figura 20. [22].

**Figura 20.**

*Brazo robótico articulado*



*Nota.* Mecanismo del brazo robótico articulado [En línea]. Disponible: <https://www.google.com/search?q> [Acceso: sep., 13, 2021].

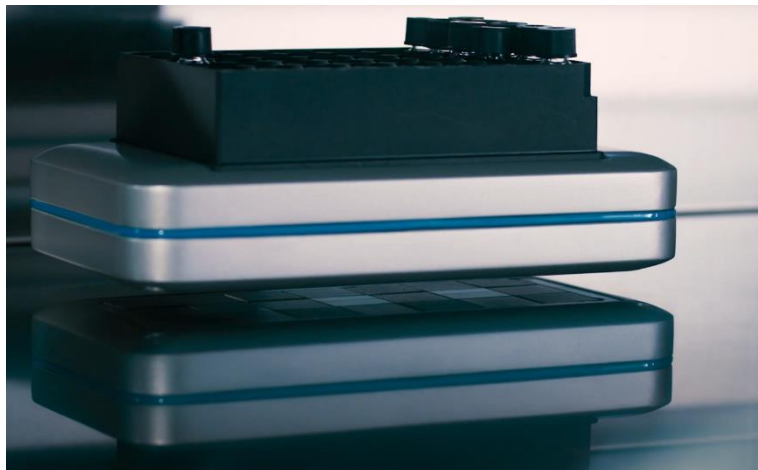
Este brazo se puede implementar de manera que, por medio de un armario donde se encuentren las masas, las seleccione e introduzca en un vástago anclado al patrón primario de par torsional, ubicando al brazo entre el vástago y el armario con las masas.

- Selección y movimiento de masas por electromagnetismo

Existen tecnologías con un nivel de precisión y exactitud que puede prevenir vibraciones al punto de evitar tocar los objetos a mover, ese sistema es electromagnético y es usado en muestras que requieren tener mucho cuidado, el sistema consta de electroimanes activados por campos magnéticos los cuales se van desplazando con respecto a la activación de estos de forma secuencial, como se observa en la Figura 21. [23].

**Figura 21.**

*Movimiento por electromagnetismo.*



*Nota.* Movimiento por electromagnetismo de muestras fabricado en Festo. Tomado: Festo-SupraMotion, (20/06/2020). [Video online] Disponible: <https://www.youtube.com/watch?v=AJAFpyDSusU>

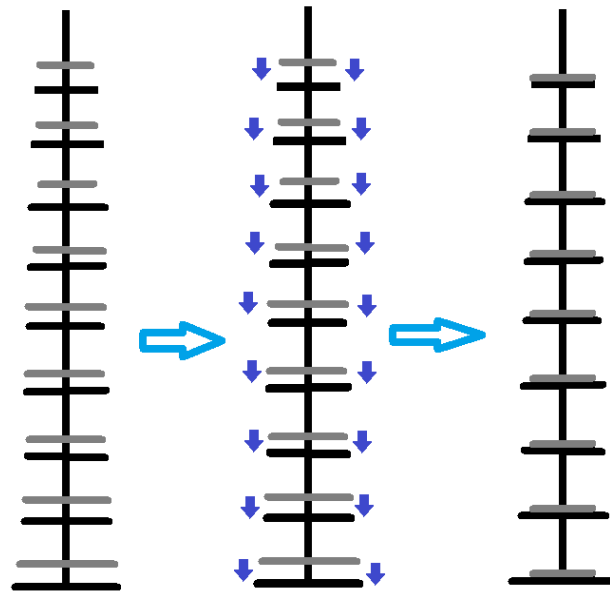
Esta tecnología se puede integrar en la selección y movimiento de las masas, situando las masas en un área donde se pueda seleccionar con los electroimanes una masa específica en consecuencia de un algoritmo previamente programado, desplazando la masa para ponerla en un vástago de un material no conductor para que el campo magnético no altere su posición y de esta forma generar las mediciones de torque.

- Mecanismo de selección y movimiento de masas en un solo eje

La característica principal de esta alternativa es que la selección de masas se lleva a cabo en el menor movimiento posible, esto para evitar vibraciones, desgastes y movimientos de péndulo. Es un diseño de un mecanismo que por medio del movimiento del eje z paralelo a la vertical realiza el menor desplazamiento posible, donde las masas solo tengan dos posiciones, una donde estén apoyadas a una estructura que actúa como vástago y otra donde estarán apoyadas en soportes empotrados al suelo, con el fin de que las masas no toquen el vástago, con esto se garantizaría el movimiento vertical, evitando los otros ejes coordenados, como se observa en la Figura 22.

**Figura 22.**

*Mecanismo de selección y movimiento de masas en un solo eje.*



*Nota.* Demostración del movimiento en un solo eje.

### 3.5.1 Atributos de decisión y ponderación

Con los atributos de decisión se define la alternativa más adecuada para el diseño que se quiere proponer para automatizar las masas, efectuando un análisis enfocado a los factores más

influyentes para llevar a cabo el diseño, a continuación, se exponen los atributos que se consideran relevantes para analizar cada una de las alternativas de diseño propuestas y así escoger la más apropiada. Para esto se realiza una ponderación de la importancia que puede tener cada uno de los atributos predeterminados, las ponderaciones la suministran el método de cuantitativo scoring, como se observa en la Tabla 5;

**Tabla 5.**

*Identificación de la ponderación.*

<b>Consideración</b>	<b>Ponderación</b>
Muy poco importante	1
Poco importante	2
Importante	3
Alta importancia	4
Importancia Excepcional	5

*Nota.* Ponderación según la importancia de cada uno de los atributos para cada alternativa.

Teniendo en cuenta la Tabla 5, se le asigna una ponderación a cada uno de los atributos de decisión como se observa en la Tabla 6.

**Tabla 6.**

*Asignación de ponderación.*

<b>Atributos</b>	<b>Ponderación</b>
Costo de fabricación	3
Costo de operación	2
Capacidad de carga	5
Espacio ocupado por el mecanismo	4
Movimientos simultáneos	4

*Nota.* Atributos de decisión ponderados según la importancia.

- **Costo de fabricación:** La ingeniería para realizar el diseño, asociar una tecnología, llevar a cabo el ensamble y adaptación del lugar para la alternativa que se determine, tendrá un costo considerable.
- **Costo de operación:** Se debe capacitar a una persona para que realice el manejo y control de las calibraciones, de tal forma que se prevengan daños en el mecanismo. Realizar el mantenimiento con base a las indicaciones del fabricante, para ejecutar estas acciones la empresa dispone de personal capacitado.

- Capacidad de carga: El mecanismo de la alternativa que se escoja debe tener la capacidad de soportar y desplazar 2kN de fuerza.
- Espacio ocupado por el mecanismo: El mecanismo debe optimizar el espacio que ocupa en lo posible de forma ergonómica, de tal manera que sea un sistema seguro para los empleados.
- Movimientos simultáneos: Los movimientos simultáneos están relacionados con el espacio que ocupa el mecanismo, debido a la cantidad grados de libertad que realice para seleccionar y desplazar las masas para realizar la medición de par torsional.

En la siguiente tabla las ponderaciones la suministran el método de cuantitativo scoring, como se observa en la Tabla 7;

**Tabla 7.**

*Asignación de ponderación lineal.*

<b>Extra bajo</b>	1
<b>Muy bajo</b>	2
<b>Bajo</b>	3
<b>Poco bajo</b>	4
<b>Medio</b>	5
<b>Poco alto</b>	6
<b>Alto</b>	7
<b>Muy alto</b>	8
<b>Extra alto</b>	9

*Nota.* Score (R), que puede obtener la alternativa según las consideraciones de los atributos planteados.

### **3.5.2 Cálculo y selección de la alternativa**

Con las pautas anteriormente expuestas en las Tablas 5 y 7, se realiza el cálculo del modelo matemático mencionado en la ecuación (4), con el este cálculo se podrá elegir la alternativa con el mayor puntaje total obtenido como se observa en la Tabla 8.

**Tabla 8.**

*Condiciones de selección y puntuación para la selección del mecanismo de selección de masas.*

<b>Atributos</b>	<b>Ponderación (W)</b>	<b>Alternativa 1 (R1)</b>	<b>Alternativa 2 (R2)</b>	<b>Alternativa 3 (R3)</b>	<b>Alternativa 4 (R4)</b>
Costo de fabricación	3	4	4	3	5
Costo de operación	2	6	6	6	6
Capacidad de carga	5	6	7	8	8
Espacio ocupado por el mecanismo	4	6	6	6	8
Movimientos simultáneos	4	4	4	4	8
<b>Total</b> <b><math>S_n = \sum (W * R_n)</math></b>		94	99	101	131

*Nota.* Selección de la alternativa por medio de la metodología scoring.

Es evidente que la alternativa cuatro, la cual realiza el movimiento en un solo eje es la que más se adapta para la selección de las masas automáticamente en el patrón primario de par torsional, por otro lado el costo operacional de todas las alternativas es el mismo, dado que todas las alternativas se pueden subordinar con un Controlador Lógico Programable (PLC), del mismo modo las alternativas requieren de un mantenimiento prologado para prevenir fallos en los procedimientos de selección y movimiento de las masas, lo que genera mayor confiabilidad en las calibraciones de los transductores de torque, vale decir que las alternativas pueden ser rediseñadas según convenga, por otra parte, cada alternativa presenta ciertas características;

En el caso de la tecnología de las impresoras 3D funciona a partir de conjunto de piezas que son delicadas y costosas, su capacidad de carga es limitada, su diseño cartesiano brinda la posibilidad de realizar movimientos en los ejes coordenados X, Y, Z, es una alternativa que realiza varios movimientos simultáneos, lo que indica que tendrá distintos contactos con las masas.

El brazo robótico articulado de igual forma es una tecnología costosa, presenta una buena capacidad de carga, normalmente dispone de diferentes grados de libertad; movimientos en los ejes coordenados X, Y, Z y realiza giros cada uno de los ejes, es una alternativa que realiza varios movimientos simultáneos, indiscutiblemente manipulará las masas en varios momentos de la selección.



El electromagnetismo es una tecnología impresionante, sería adecuado integrarla en el patrón primario debido a que realiza la selección y movimiento de las masas sin tener contacto, esta es la alternativa más costosa que se propone, precisamente porque es impresionante y además su uso es muy escaso, su capacidad de carga es muy buena, se puede disponer para realizar movimientos en los ejes coordinados, realiza distintos movimientos simultáneos.

El mecanismo de selección y movimiento en un solo eje es la propuesta que más puntaje tiene en el recuento total, ya que su costo varía dependiendo de los materiales que se dispongan para el diseño y de los dispositivos que se integren para generar potencia y realizar el movimiento, este mecanismo presenta una excelente capacidad de carga, realiza movimientos en un solo eje coordinado, eje Z, realiza movimientos simultáneos. Esta alternativa es la que más se ajusta a las necesidades del proyecto, por esta razón será la alternativa que se acoplará al patrón primario de par torsional.

Esta propuesta de diseño realizará la automatización en el movimiento de las masas. Para el desarrollo de esta propuesta se tuvo un criterio de diseño propio, teniendo en cuenta que se debe rediseñar el vástago que se usa en las calibraciones, seleccionando y desplazando las masas con el más mínimo movimiento para que las masas no sufran desgaste a causa de una excesiva manipulación. El movimiento se realizará a partir de dispositivos seleccionados previamente, el movimiento será en el eje z, el mecanismo consta de cuatro columnas que se disponen para el apoyo de los soportes.

## **4. MOVIMIENTOS DE LAS MASAS EN EL EJE Z**

La principal característica de esta alternativa de diseño es el movimiento de las masas en el eje coordinado z, paralelo a la vertical, se debe plantear el diseño de la estructura y seleccionar el Computador Lógico Programable más apropiado para accionar los diferentes actuadores y dispositivos, de esta manera realizar la selección y movimiento de las masas en un solo eje, ya que estas no deben sufrir ningún contacto externo que altere la verdadera magnitud de cada masa.

En dado caso algunas masas se posicionarán para realizar una medición y otras estarán suspendidas sin que toquen el vástago según la magnitud de torque se quiere calibrar, sin embargo, cuando inicie el funcionamiento se debe tener en cuenta, si alguna masa no se quiere usar en el vástago, esta no debe interferir con el mecanismo, por lo que tendrá un mecanismo que mantenga alejadas las del vástago.

Otro punto a tener en cuenta es el rediseño del vástago que se usa para posicionar las masas, ya que el que se usa limita la adaptación de un diseño que realice la selección y movimiento de las masas, con base a esto se decide plantear un rediseño del vástago y de las masas, dado que las masas diseñadas contienen una ranura para acoplarlas al vástago, porque no tendría ninguna utilidad y no sería estético para el diseño que se quiere plantear.

### **4.1 Planteamiento del diseño**

Para poder mover las masas se planea montar un soporte externo que mantenga las masas suspendidas evitando el contacto con el vástago, este soporte debe estar apoyado en una estructura externa que esté compuesta de columnas y camisas que se encarguen de sostener un soporte, que ayude a controlar el movimiento de las masas cuando se quieran, o no apoyarlas en el vástago para realizar una medición, con ayuda de dispositivos situados en las columnas, cuando estén activados saldrá el embolo acoplándose a la columna.

La camisa servirá como guía para mover los soportes siempre y cuando el dispositivo ubicado en las columnas este activado, en un movimiento vertical de las camisas, los soportes bajaran lo que hará que las masas se apoyen en el vástago, las camisas usaran el movimiento de actuadores

electromecánicos al momento de bajar cada columna, para que el movimiento sea lo más preciso posible. Las masas para usar son las planteadas en el proyecto anterior, sin embargo, no se tendrá en cuenta la ranura diseñada para introducir en el vástago, por lo que se usaran totalmente sólidas para que su centro de gravedad se situé en todo su centro, como se observa en la Figura 23. La Tabla 9 muestra la información de las masas a usar.

**Figura 23.**

*Masa sin ranura.*



*Nota.* Elemento con el cual se produce la fuerza al multiplicarlo por la gravedad local. Tomado de: Solid Edge 2021.

**Tabla 9.**

*Especificaciones de las masas sin ranura.*

Masa	Cant.	Dimetro [mm]	Espesor [mm]	Peso Masas [N]	Peso Total/ Cant. [N]
1	2	451	40	500	1000
2	1	403,502	20	200	200
3	2	301	18	100	200
4	1	225,502	16	50	50
5	1	152,503	14	20	20
6	2	116,505	12	10	20
7	1	90,25	10	5	5
8	1	63,801	8	2	2
9	1	57,07	5	1	1
<b>Total</b>	<b>12</b>				<b>1498</b>

*Nota.* En la tabla se evidencian las dimensiones y magnitud del peso de cada una de las masas.

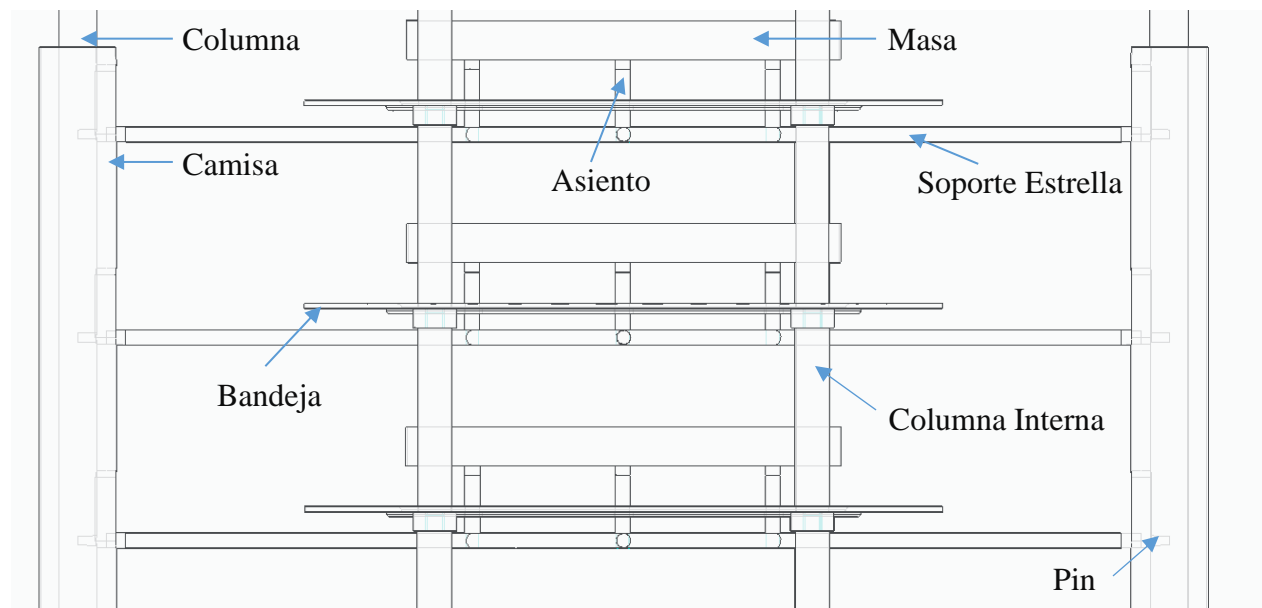
#### 4.2 Descripción del funcionamiento del diseño

El mecanismo usara un sistema, donde en un mismo espacio la masa pueda tener dos posiciones, una donde no este apoyada en el vástago y otra donde este apoyada. Para esto se rediseña el

vástago, con una estructura de bandejas unidas por columnas que sustituya el vástago con el fin de que se realice la menor cantidad de movimientos en solo dos posiciones. El funcionamiento de la máquina será similar al que se muestra en la Figura 24., donde se logra apreciar los soportes apoyados en camisas, se logra apreciar el momento en el cual el mecanismo estaría en reposo, sin uso alguno de las masas, donde el apoyo de todos los soportes son las camisas y las columnas, manteniendo la posición elevada.

**Figura 24.**

*Partes que conforman el mecanismo de movimiento en el eje z.*

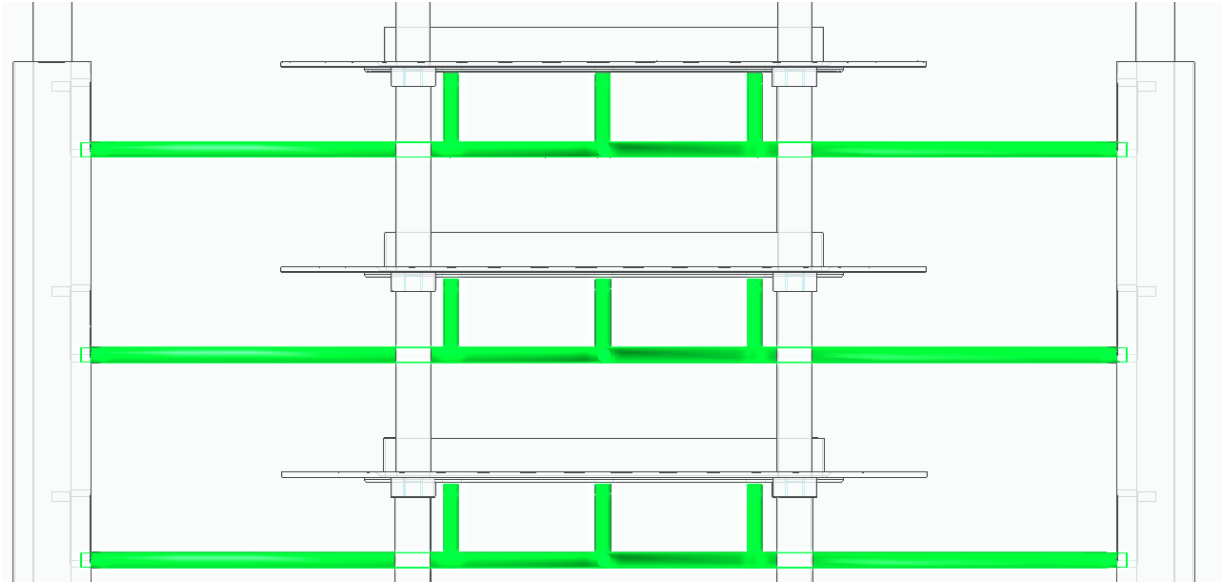


**Nota.** Ilustración del mecanismo de movimiento el eje z. Tomado de: Solid Edge 2021.

Al momento de usar el mecanismo, en un instante de la medición de torque se busca que solo con bajar las camisas, todas las masas queden posicionadas en las bandejas como se muestra en la Figura 25, la idea del funcionamiento es que las masas queden posicionadas sobre la estructura con bandejas que sustituirá al vástago, además de que se considera la distancia que el vástago logra bajar al momento de realizar una calibración, para que las masas no interfieran con los demás elementos que conforman la estructura.

**Figura 25.**

*Masas posicionadas en las bandejas.*

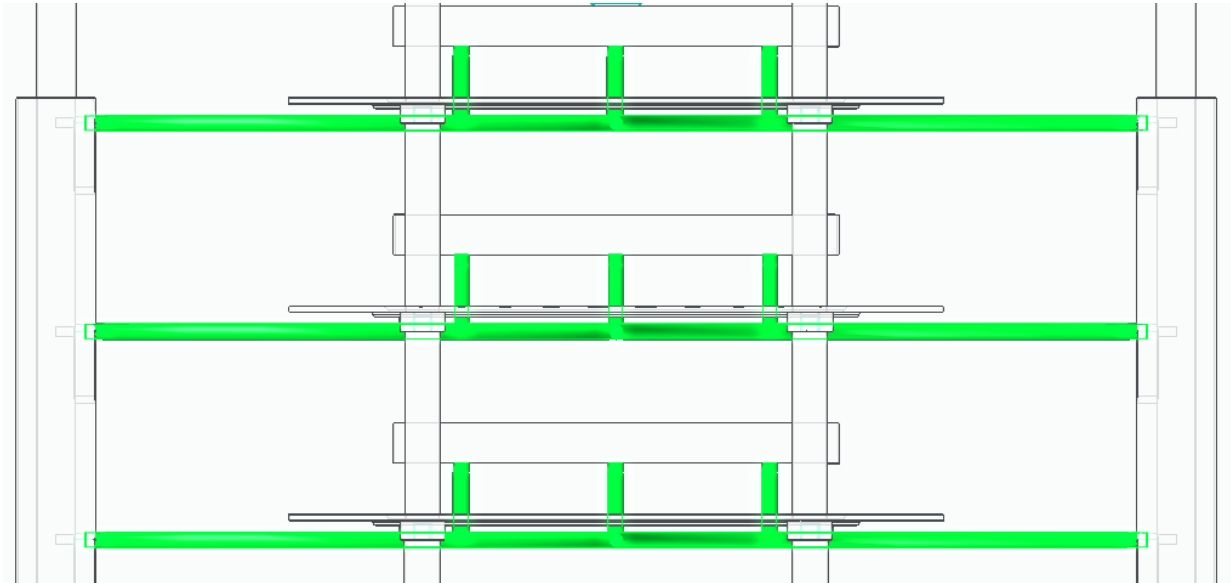


**Nota.** Instante en que todas las masas estarán apoyadas en las bandejas generando 2000N de fuerza. Tomado de Solid Edge 2021.

Otra de las posiciones principales es cuando la estructura con bandejas (vástago) está libre solo con el peso de esta misma, en este caso la idea es que los dispositivos que están situados en las columnas se activen, se planea que cada soporte estrella en cada piso descansa en cuatro apoyos denominados pines en el instante que no se requiera posicionar las masas, lo que significa que los dispositivos que se dispongan deben realizar un movimiento alterno, únicamente tienen la función de restringir el movimiento vertical para apoyar las masas en las bandejas que no se deseen en los procedimientos de calibración, como se aprecia en la Figura 26, las masas quedarán suspendidas en los asientos junto con los soportes estrella sin tocar la estructura con bandejas. El centro de los soportes está alineado con el eje en donde se ubicaría el dispositivo.

**Figura 26.**

*Masas suspendidas por los asientos y el soporte estrella.*

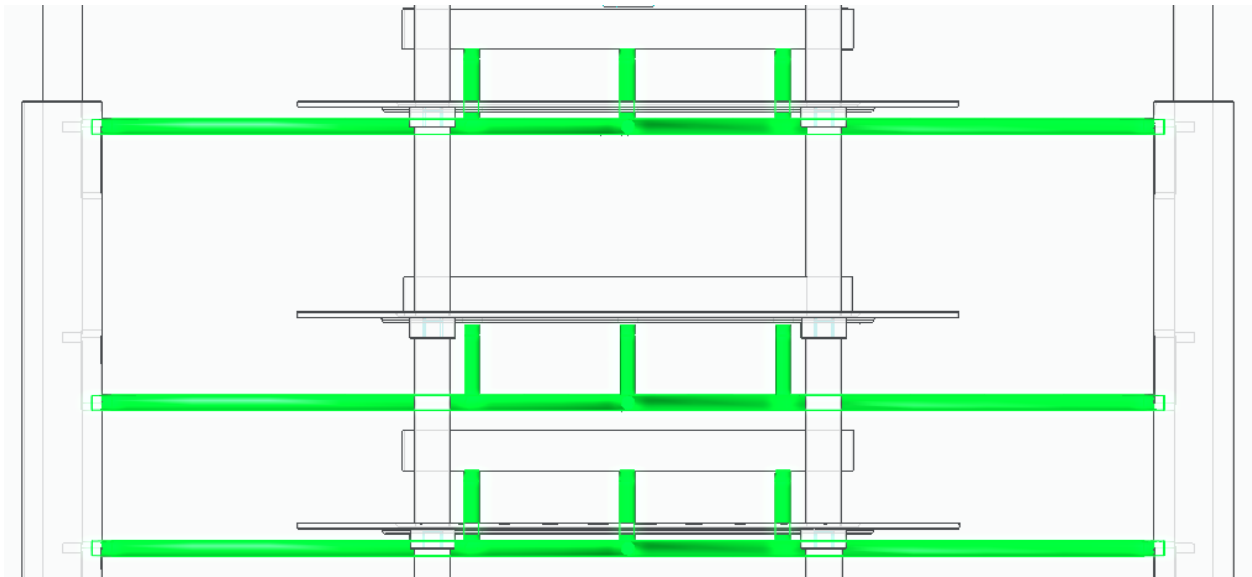


**Nota.** Instante en el que las masas estarán suspendidas en los asientos y el soporte estrella. Tomado de Solid Edge 2021

Otra posición que se logra apreciar en algunos momentos de la selección de masas para la calibración, es cuando un soporte baja descansando la masa en la bandeja y el que esta abajo se encuentre acoplado por medio de los dispositivos en las columnas evitado el movimiento vertical; acá se debe tener cuidado con el choque de los soportes y la masa que se encuentra suspendida en el soporte estrella ocupando la parte superior, en este diseño se calculan las distancias para que esta posición sea lo más perfecta posible, tratando siempre de evitar choques y movimientos que dañen las masas. En la Figura 27, se logra apreciar donde este momento se presenta. En esta posición es donde se encuentran las diferentes combinaciones de masas que se pueden realizar y la idea es que ninguna llegue a interferir en caso de que no se llegue a usar.

**Figura 27.**

*Masa apoyada en la bandeja, masa suspendida en los asientos del soporte.*

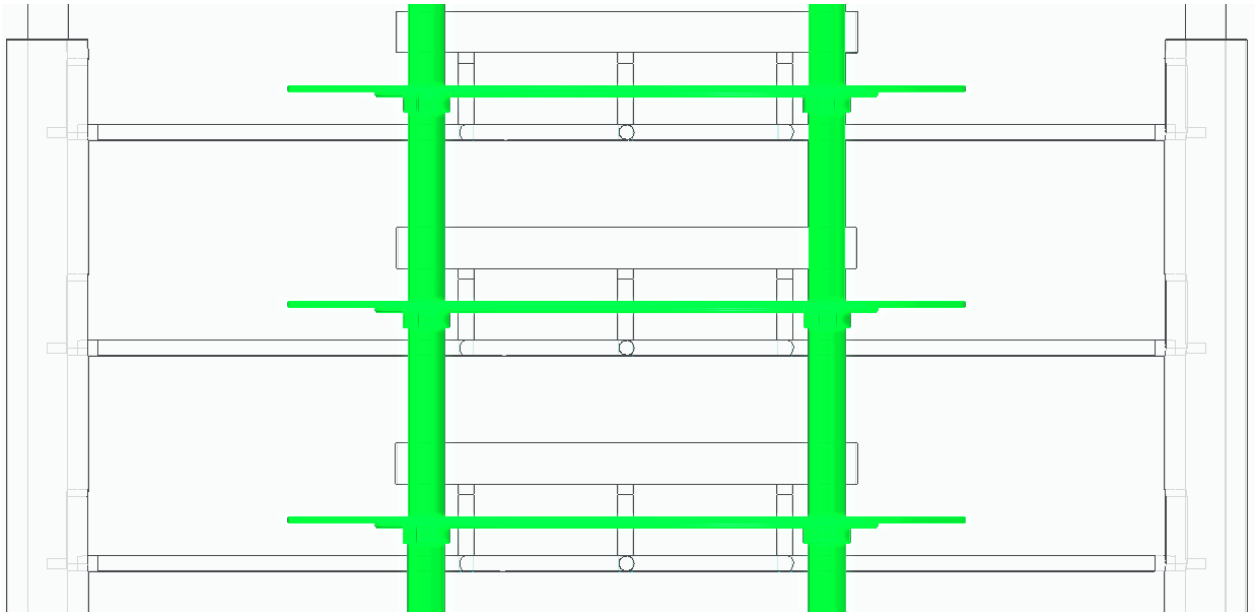


**Nota.** Instante en el que una de las masas está apoyada en la bandeja mientras la otra está restringida por los dispositivos en las columnas que fija el soporte estrella. Tomado de: Solid Edge 2021.

Y la última posición para tener en cuenta, es la estructura de bandejas que se encuentra al otro lado del brazo-palanca del patrón primario de par torsional, puesto que en el momento en que baja un lado, el lado opuesto sube. En la Figura 28, se resalta la estructura de bandejas, se evidencia como a pesar de estar elevada no choca con las masas.

**Figura 28.**

*Vástago del otro extremo del brazo-palanca.*



**Nota.** Instante en el cual el vástago de un extremo baja la distancia para realizar una calibración y el otro está quieto. Tomado de: Solid Edge 2021.

### **4.3 Diseño de la estructura con bandejas que reemplazara el vástago**

Como se ha hablado anteriormente se necesita un nuevo diseño de vástago, ya que el usado presenta incertidumbres en las lecturas de par torsional. Se planea que la estructura conste de bandejas unidas por columnas, que tengan la distancia suficiente para lograr ubicar el soporte estrella junto con los asientos que sostenga las masas en casa piso, sin que interfieran con algún elemento que conforme la estructura. Lo primero a diseñar son los asientos de las masas, para saber la distancia que se debe tomar al momento que las masas estén suspendidas. En la Tabla 10. se muestra la información de la estructura de bandejas.



**Tabla 10.**

*Especificaciones de las piezas que conforman la estructura con bandejas (Vástago).*

<b>Piezas</b>	<b>Cant.</b>	<b>Masa [Kg]/Und</b>	<b>Masa [Kg]/Cant.</b>	<b>Peso/Und.[N]</b>	<b>Peso/Cant.[N]</b>
Columna 1	4	0,113	0,452	1,104	4,417
Columna 2	4	0,110	0,440	1,075	4,300
Columna 3	4	0,103	0,412	1,007	4,026
Columna 5	8	0,102	0,816	0,997	7,975
Columna 6	4	0,124	0,496	1,212	4,847
Columna 7	4	0,123	0,492	1,202	4,808
Columna 8	8	0,099	0,792	0,968	7,740
Columna 9	4	0,121	0,484	1,183	4,730
Columna 10	4	0,097	0,388	0,948	3,792
Columna 11	4	0,097	0,388	0,948	3,792
CF1	4	0,072	0,288	0,704	2,815
CF2	4	0,336	1,344	3,284	13,135
CF3	4	0,699	2,796	6,831	27,325
Columna principal	1	0,589	0,589	5,756	5,756
Bandeja 1	2	5,033	10,066	49,188	98,375
Bandeja 2	1	5,191	5,191	50,732	50,732
Bandeja 3	1	5,463	5,463	53,390	53,390
Bandeja 3-1	1	5,451	5,451	53,273	53,273
Bandeja 4	1	3,132	3,132	30,609	30,609
Bandeja 5	1	1,794	1,794	17,533	17,533
Bandeja 6-1	1	1,821	1,821	17,797	17,797
Bandeja 6	1	1,809	1,809	17,679	17,679
Bandeja 7	1	0,943	0,943	9,216	9,216
Bandeja 8	1	0,956	0,956	9,343	9,343
Bandeja 9	1	0,951	0,951	9,294	9,294
Plato guía	1	4,779	4,779	46,705	46,705
Esfera	1	0,609	0,609	5,952	5,952
Disco Soporte	1	14,148	14,148	138,268	138,268
Tuerca M50	1	0,164	0,164	1,603	1,603
Tuerca M10	16	0,011	0,176	0,108	1,720
<b>Total</b>			<b>67,630</b>	<b>537,906</b>	<b>660,948</b>
<b>Total Estructura + Masas</b>	<b>2.158,95 [N]</b>				

*Nota.* Masa y peso de las piezas que componen la estructura con bandejas (Vástago).

En la tabla anterior se evidencia la fuerza total de 2158,95N que ejerce el vástago junto con las masas, el valor de la masa se obtuvo aplicándole el material Aluminio 7075-T6 a cada pieza en el modelado 3D en el software Solid Edge 2021, con lo anterior, se demuestra que este valor no supera el límite admisible que soporta el brazo-palanca que corresponde a 2269,531N.

Se toma como referencia el material Aluminio 7075-T6 que presenta las siguientes propiedades en la Tabla 11;

**Tabla 11.**

*Propiedades del Aluminio 7075-T6.*

<b>Propiedades</b>	<b>Sistema métrico Internacional (SI)</b>	<b>Sistema métrico Ingles</b>
Densidad	2810 kg/m <sup>3</sup>	0,102 lb/in <sup>3</sup>
Esfuerzo de Fluencia	469 MPa	68000 psi
Esfuerzo Ultimo	538 MPa	78000 psi
Módulo de Elasticidad	71,7 GPa	10400 ksi

*Nota.* Propiedades del Aluminio 7075-T6 que se tendrán en cuenta para los cálculos. [En línea]. Disponible: [Aluminum 7075-T6; 7075-T651 \(matweb.com\)](#) [Acceso: ago., 15, 2021]

Este será el material (Aluminio 2024-T4) que se implementará para realizar el diseño de la estructura con bandejas (vástago), la cual realizará el movimiento de las masas en un solo eje.

$$\sigma_{adm} = 0,66 * \sigma_y \quad (5)$$

Donde,

$\sigma_{adm}$ = Esfuerzo admisible del Aluminio 2024-T4

$\sigma_y$ = Esfuerzo de fluencia del Aluminio 2024-T4

$$\sigma_{adm} = 0,66 * 469 \times 10^6 Pa$$

$$\sigma_{adm} = 309,54 MPa$$

El factor de seguridad del Aluminio 2024-T4,

$$FS = \frac{\sigma_{falla}}{\sigma_{adm}} \quad (6)$$

Donde,

*FS*: Factor de seguridad.

$\sigma_{falla}$ : Esfuerzo último del Aluminio 2024-T4.

$\sigma_{adm}$ : Esfuerzo admisible del Aluminio 2024-T4.

$$FS = \frac{538 \times 10^6 Pa}{309,54 \times 10^6 Pa}$$
$$FS = 1,74$$
$$FS = \frac{\tau_{falla}}{0,45 * \sigma_y} \quad (7)$$

Donde,

$FS$  = Factor de seguridad

$\tau_{falla}$  = Esfuerzo cortante de falla del Aluminio 2024-T4.

$\sigma_y$  = Esfuerzo de fluencia del Aluminio 2024-T4.

$$\tau_{adm} = 0,45 * (469 \times 10^6 Pa)$$

$$\tau_{adm} = 211,05 MPa$$

$$\tau_{falla} = FS * \tau_{adm}$$

$$\tau_{falla} = 1,74 * 211,05 \times 10^6 Pa$$

$$\tau_{falla} = 366,82 MPa$$

Para el cálculo de los asientos se divide el peso de la masa (500N) entre 4 , debido a que son cuatro los asientos que se disponen para sostener la masa junto con el soporte estrella en cada una de las secciones, el área transversal será la de un círculo, lo más importante es identificar que el asiento no se deforme al sostener la masa, el peso de este elemento es pequeño por tal motivo se desprecia.

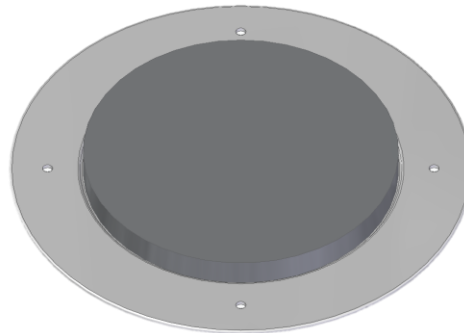
#### **4.3.2 Bandejas**

Para el diseño de la bandeja, se toma el peso de la masa más grande de 500 N, con el fin de encontrar las reacciones que actúan en los apoyos y así determinar el espesor mínimo de la bandeja que resistirá la masa. Se plantea un diseño para la bandeja, usando como base el diámetro de la masa que tendrá la masa, con una tolerancia de 10 mm de diámetro en fondo de la bandeja donde

se posará la masa. La bandeja tendrá forma de plato. En la Figura 29, se muestra la bandeja con la masa apoyada desde la vista superior, en la Figura 30, se puede apreciar la fuerza que ejerce la masa sobre la bandeja. Para más información observar la estructura de bandejas (ver ANEXO 7) donde se encuentran los planos de cada una de las piezas que conforman el ensamble.

**Figura 29.**

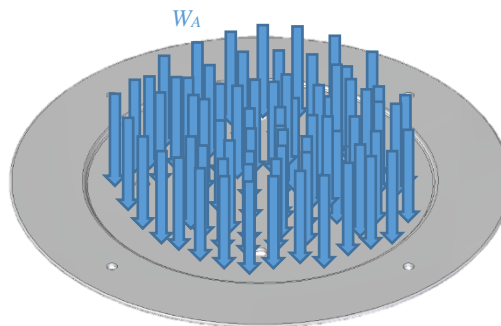
*Masa apoyada en la bandeja.*



*Nota.* Masa de 500 N apoyada en la bandeja. Tomado de: Solid Edge 2021.

**Figura 30.**

*Diagrama de la bandeja más grande.*



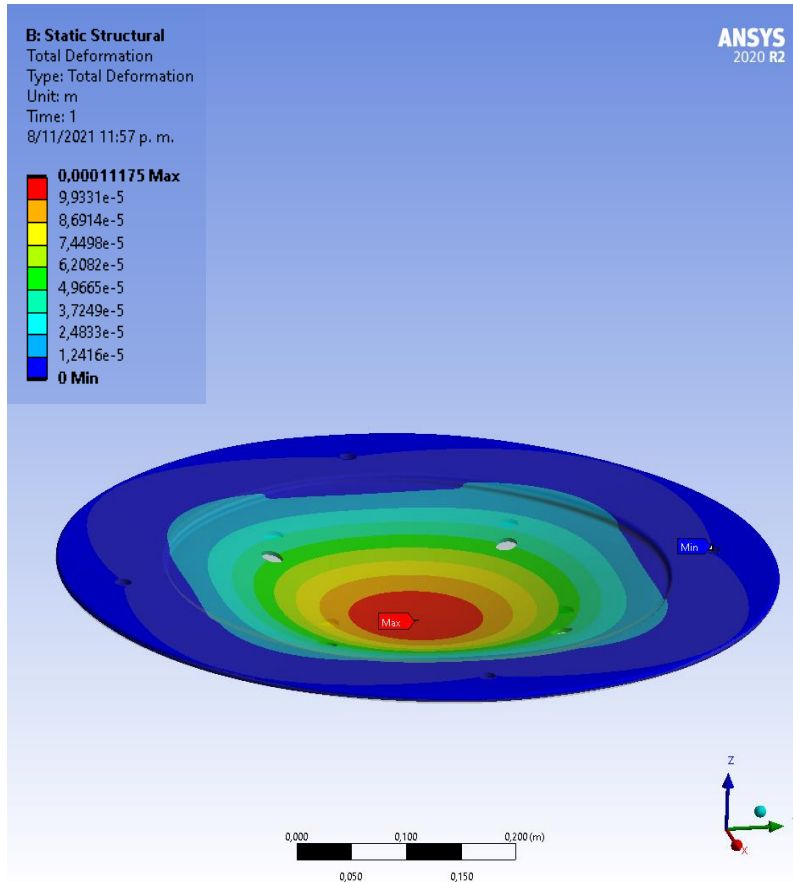
*Nota.* Fuerzas, la incógnita  $h$  y las medidas de la bandeja. Tomado de: Solid Edge 2021.

- **Simulación de la bandeja**

En las Figuras 31, 32, 33 y 34 se muestran las simulaciones de la bandeja.

**Figura 31.**

*Simulación de la deformación total de la bandeja.*

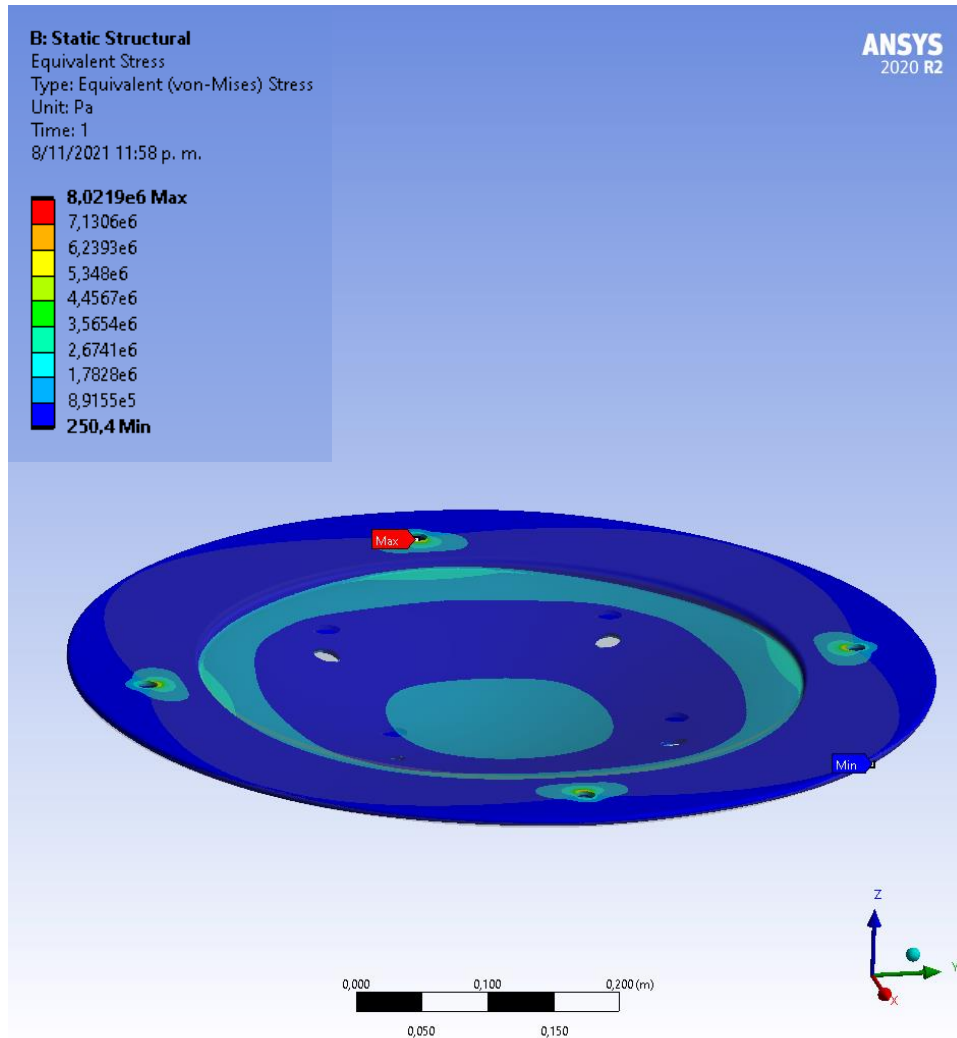


*Nota.* se evidencia la deformación máxima y mínima que le puede ocurrir a la bandeja con la carga aplicada. Tomado de: ANSYS 2020 R2. (Las simulaciones pueden verse exageradas para mostrar el tipo de deformación que se llegaría a preciar, sin embargo, eso no significa que la pieza llegara a fallar).

Al realizar la simulación de la deformación total de la bandeja, se evidencia que la deformación máxima se da en todo el centro de la bandeja con un valor de 0,00011175m, esto indica que la bandeja fabricada en Aluminio 7075-T6 bajo las condiciones de carga no se deformara significativamente.

**Figura 32.**

*Simulación del esfuerzo de von-Mises de la bandeja.*

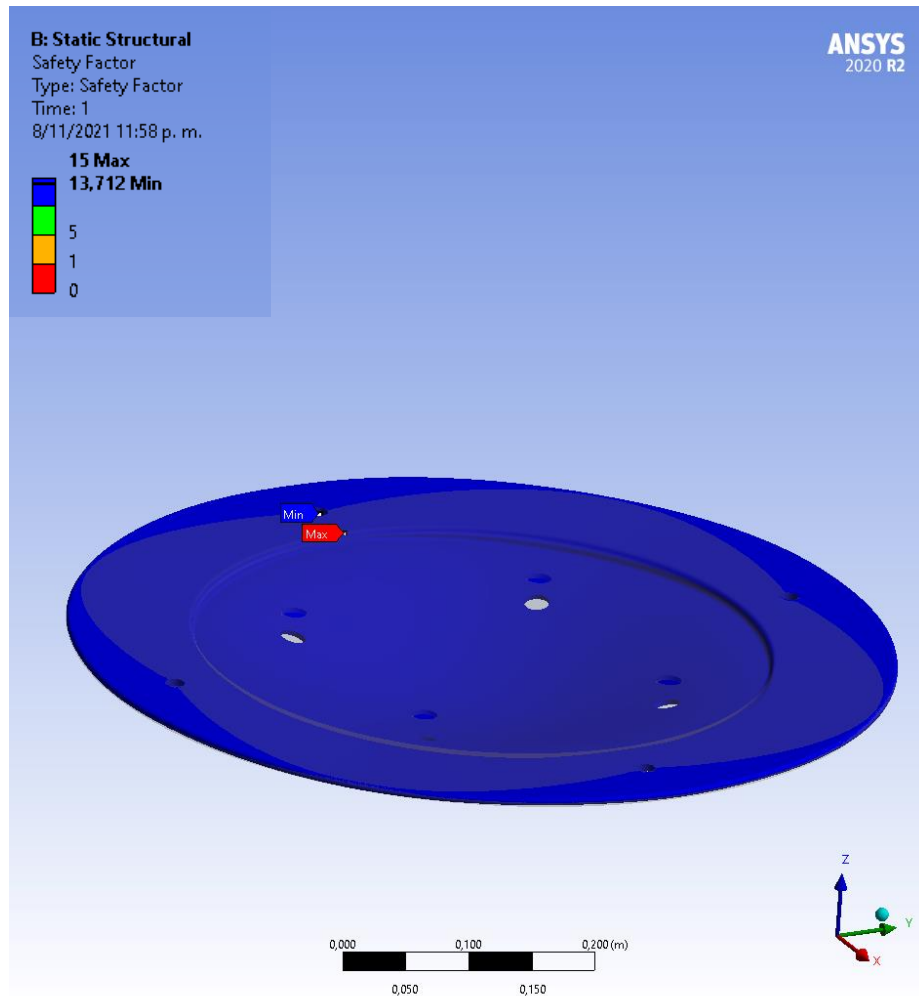


**Nota.** Se evidencia el esfuerzo de von- Mises máximo y mínimo que le puede ocurrir a la bandeja con la carga aplicada. Tomado de: ANSYS 2020 R2. (Las simulaciones pueden verse exageradas para mostrar el tipo de deformación que se llegaría a preciar, sin embargo, eso no significa que la pieza llegara a fallar).

La simulación de von-Mises de la bandeja, demuestra que el valor máximo de esfuerzo ocurre donde se posicionan las columnas internas con un valor de 8,0219MPa, comparado con el esfuerzo de fluencia del Aluminio 7075-T6 de 469MPa, se demuestra que la bandeja no fallara con la condición de carga que se le suministrara.

**Figura 33.**

*Simulación del factor de seguridad de la bandeja.*

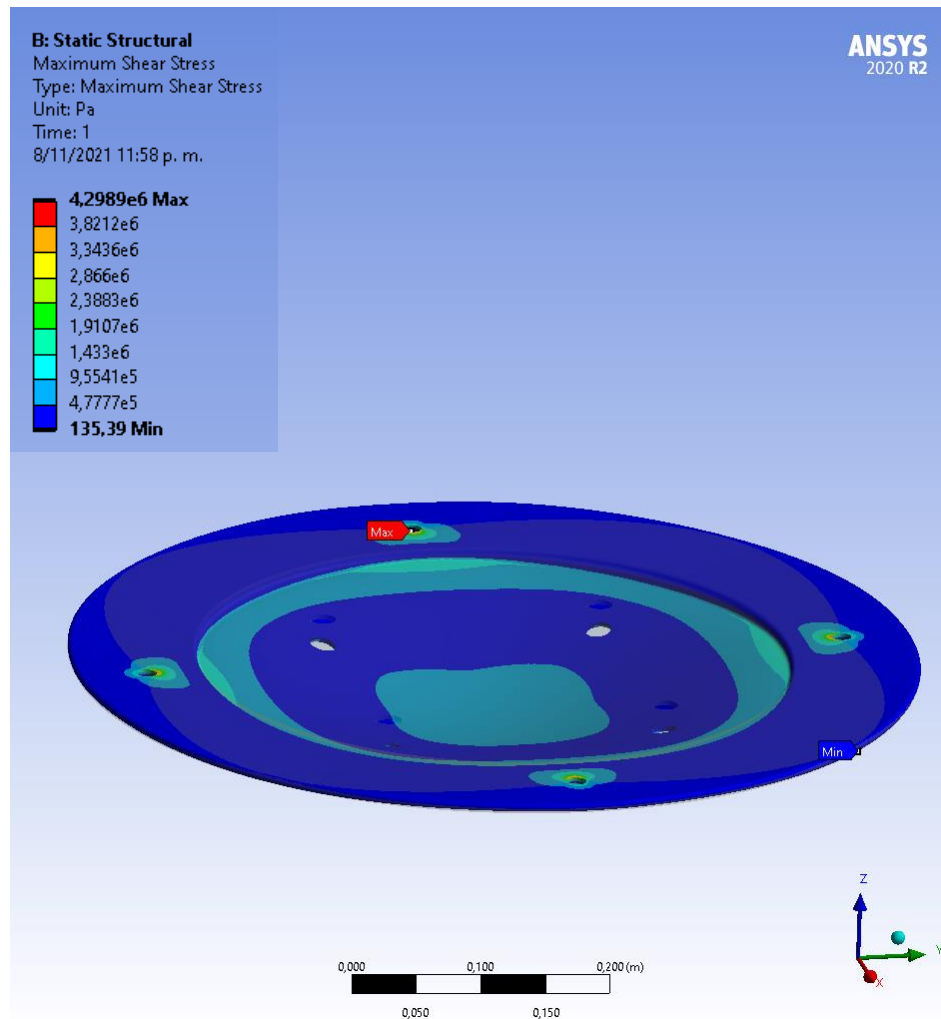


**Nota.** Se evidencia el factor de seguridad máximo y mínimo que puede tomar la bandeja con el criterio de diseño. Tomado de: ANSYS 2020 R2 (Las simulaciones pueden verse exageradas para mostrar el tipo de deformación que se llegaría a preciar, sin embargo, eso no significa que la pieza llegara a fallar).

El factor de seguridad de la bandeja es elevado, debido a la sobredimensión del espesor que se definió con respecto al espesor mínimo, lo anterior resulta conveniente, debido a que hay certeza de que la bandeja no fallara.

**Figura 34.**

*Simulación del esfuerzo cortante máximo de la bandeja.*



**Nota.** Se evidencia el esfuerzo cortante máximo y mínimo que puede sufrir la bandeja con las condiciones de carga. Tomado de: ANSYS 2020 R2. (Las simulaciones pueden verse exageradas para mostrar el tipo de deformación que se llegaría a preciar, sin embargo, eso no significa que la pieza llegara a fallar).

En la simulación se demuestra que la bandeja sufrirá un esfuerzo cortante máximo donde se posicionan las columnas internas y en el extremo de la superficie interna donde se posicionan las masas con un valor de 4,2989MPa, por otro lado, este valor de cortante máximo con las condiciones de carga que se le aplicaran no sobre pasa el esfuerzo cortante admisible del Aluminio 7075-T6 de 211,05MPa.



Luego, se prosigue con el diseño de las columnas internas de la estructura de bandejas, para el diseño se tiene en cuenta la longitud del asiento del soporte estrella con respecto a su desplazamiento, puesto que la distancia entre las masas y las bandejas en las diferentes posiciones que se hablaron anteriormente debe ser suficiente para que no haya ninguna interferencia en ninguna posición. Para el cálculo de todas las columnas la única variable que cambia es la de las masas por lo que se puede hacer una comparación según el espesor de las masas y la longitud de las columnas.

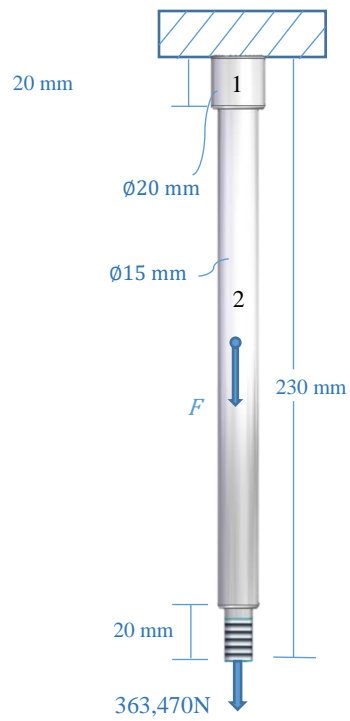
### ***4.3.3 Columnas internas***

Estas columnas internas están dispuestas para sostener y separar las bandejas junto con las masas en el instante que se encuentren apoyadas, por otro lado. Para el diseño de las columnas internas se deben tener en cuenta la longitud definida de los asientos. Para más información sobre la estructura de bandejas (ver ANEXO 7), donde se encuentran los planos de cada una de las piezas que conforman el ensamble.

Debido a su geometría y disposición estarán sometidas a tensión, se integran cuatro columnas para soportar y separar las bandejas en cada una de las secciones que conforman el vástago, la fuerza a la que están sometidas las columnas es la cuarta parte del peso total de la estructura con las masas, menos lo que se encuentra arriba de la columna que se analizará; la cantidad de columnas N° 2, disco soporte, columna principal, esfera, bandeja 1, masa 1 y tuerca M50, lo anterior sería  $(P = (2158,948N - 705,067N) / 4 = 363,470N)$ . La reacción de los apoyos de las bandejas anteriormente calculadas entre dos corresponde a 174,588N. En la Figura 35, se muestran el diagrama de la columna interna.

**Figura 35.**

*Diagrama de la columna interna.*



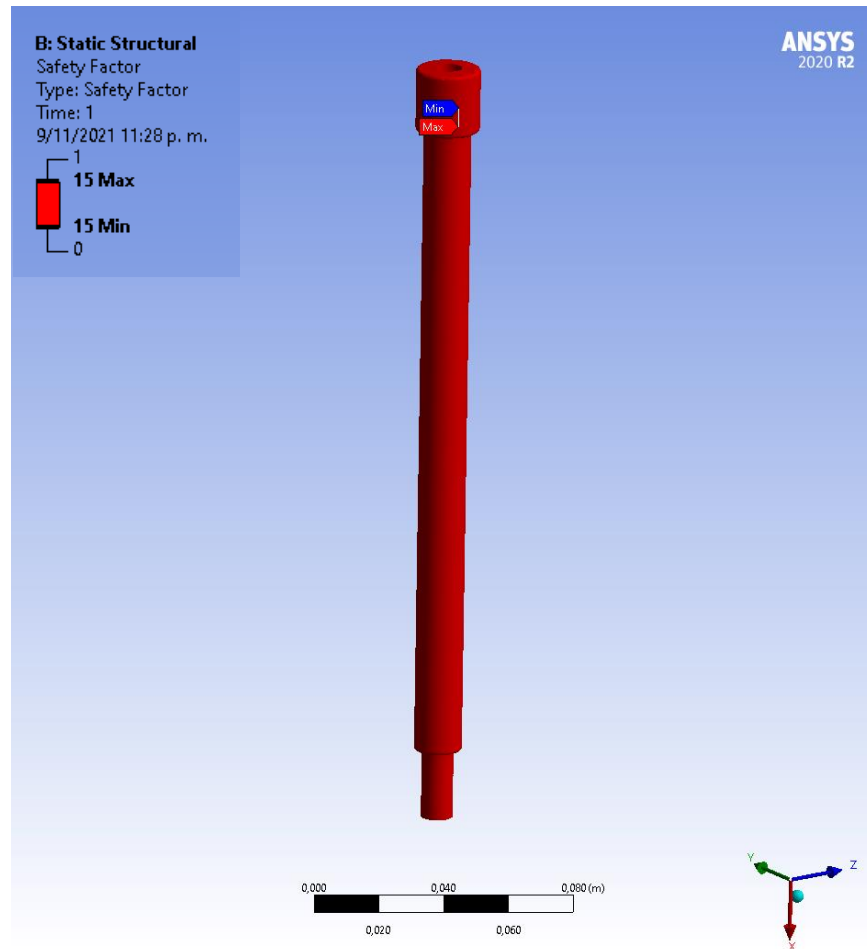
**Nota.** Fuerza de tensión a la que estarán sometidas las columnas internas.  
Tomado de: Solid Edge 2021.

- **Simulación de la columna interna**

En las Figuras 36, 37 y 38 se evidencian las simulaciones de la columna interna.

**Figura 36.**

*Simulación del factor de seguridad columna interna.*

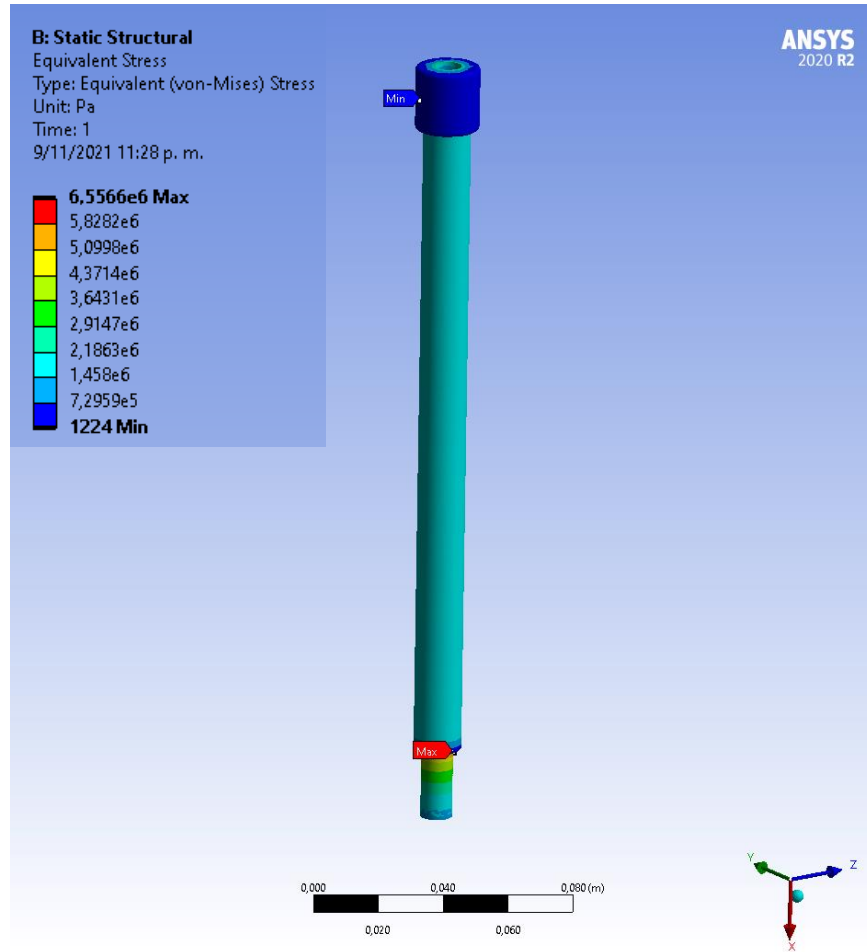


**Nota.** Se evidencia el factor de seguridad máximo y mínimo que puede tomar la columna interna con el criterio de diseño. Tomado de: ANSYS 2020 R2. (Las simulaciones pueden verse exageradas para mostrar el tipo de deformación que se llegaría a preciar, sin embargo, eso no significa que la pieza llegara a fallar).

Al realizar la simulación, se obtuvo un factor de seguridad elevado, debido a la sobredimensionamiento del diámetro, puesto que el diámetro mínimo es 1,25 y por la libertad de diseño se toma una columna de dos secciones; S1:20mm y S2:15mm, lo que hace que el factor de seguridad sea elevado, sin embargo, esto también es un índice que el elemento no fallara.

**Figura 37.**

*Simulación del esfuerzo equivalente de von-Mises de la columna interna.*

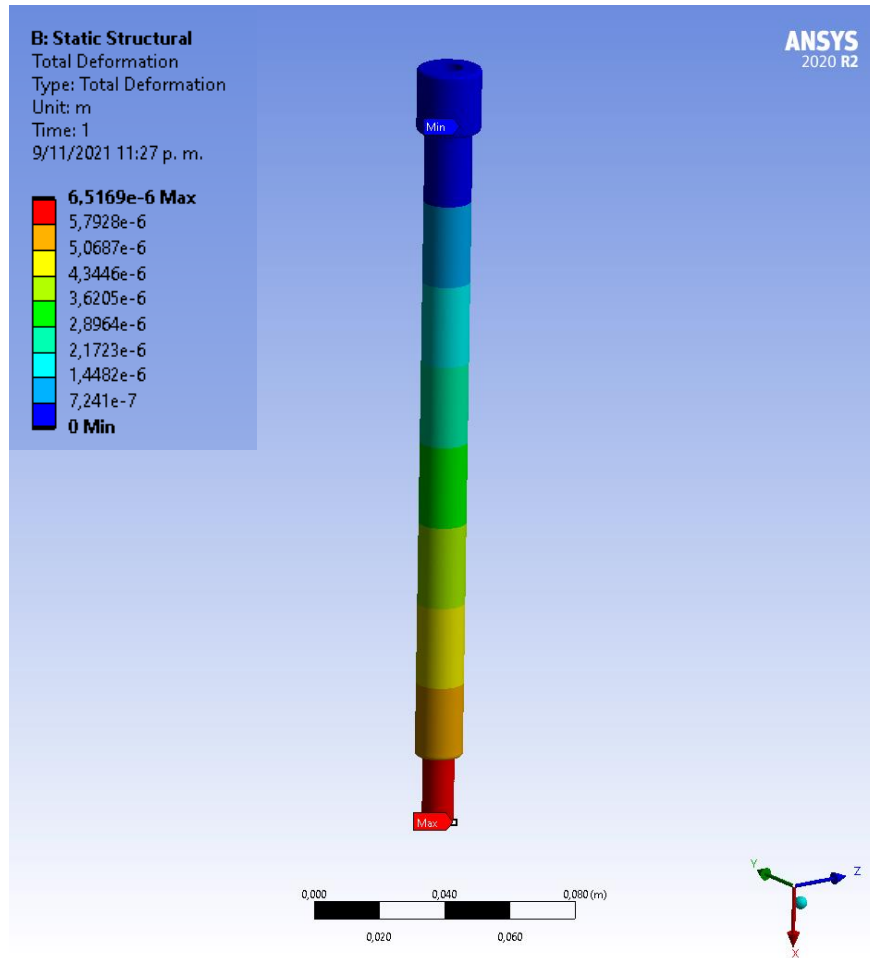


**Nota.** Se evidencia el esfuerzo de von-Mises máximo y mínimo que le ocurre a la columna interna con las condiciones de carga. Tomado de: ANSYS 2020 R2. (Las simulaciones pueden verse exageradas para mostrar el tipo de deformación que se llegaría a preciar, sin embargo, eso no significa que la pieza llegara a fallar).

En la simulación de la columna interna, el esfuerzo equivalente de von-Mises máximo es de 6,5566MPa y está situado en el cambio de sección S2 en la porción roscada, comparado con el esfuerzo a fluencia de 469MPa que tiene el material Aluminio 7075-T6 que se sugiere implementar para el diseño, se puede afirmar que el elemento no fallará con las condiciones de carga que se le aplicaran en los procesos de calibración de par torsional.

**Figura 38.**

*Simulación de la deformación total de la columna interna.*



**Nota.** Se evidencia la deformación máxima y mínima que le puede ocurrir a la columna interna con las condiciones de carga. Tomado de: ANSYS 2020 R2. (Las simulaciones pueden verse exageradas para mostrar el tipo de deformación que se llegaría a apreciar, sin embargo, eso no significa que la pieza llegara a fallar).

La simulación de la deformación total de la columna interna coincide con la estimación realizada anteriormente, la deformación máxima se presenta en parte inferior de la columna donde actúa la fuerza a tensión, el valor que arroja la simulación de deformación máxima es de  $6,516 \times 10^{-6} \text{m}$ , este valor de deformación no refleja ninguna posibilidad de que las columnas se pandeen.

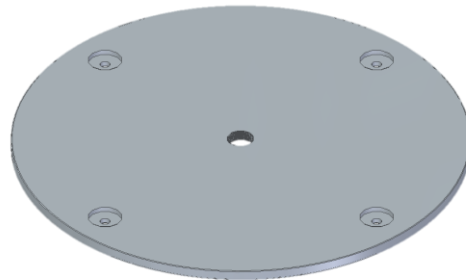
#### 4.3.4 Disco soporte de la estructura de bandejas

La estructura de bandejas (Vástago) debe estar sujeta por algún tipo de apoyo que se encargue de transmitir el esfuerzo hecho por las masas en la estructura a la mordaza y a la placa del brazo palanca del patrón primario de par torsional, este apoyo se puede considerar como un disco que sostenga las cuatro columnas principales y las transfiera a una columna de la unión ubicada en el centro de este disco, como se aprecia en la Figura 39 y 40 se muestra el disco soporte.

Para más información sobre la estructura de bandejas (ver ANEXO 7), donde se encuentran los planos de cada una de las piezas que conforman el ensamble.

**Figura 39.**

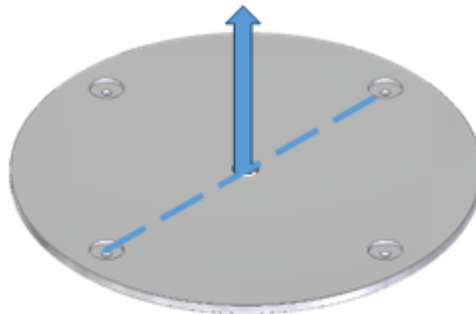
*Disco soporte.*



**Nota.** Elemento que sostendrá la estructura con bandejas (vástago). Tomado de: Solid Edge 2021.

**Figura 40.**

*Diagrama del plato soporte.*



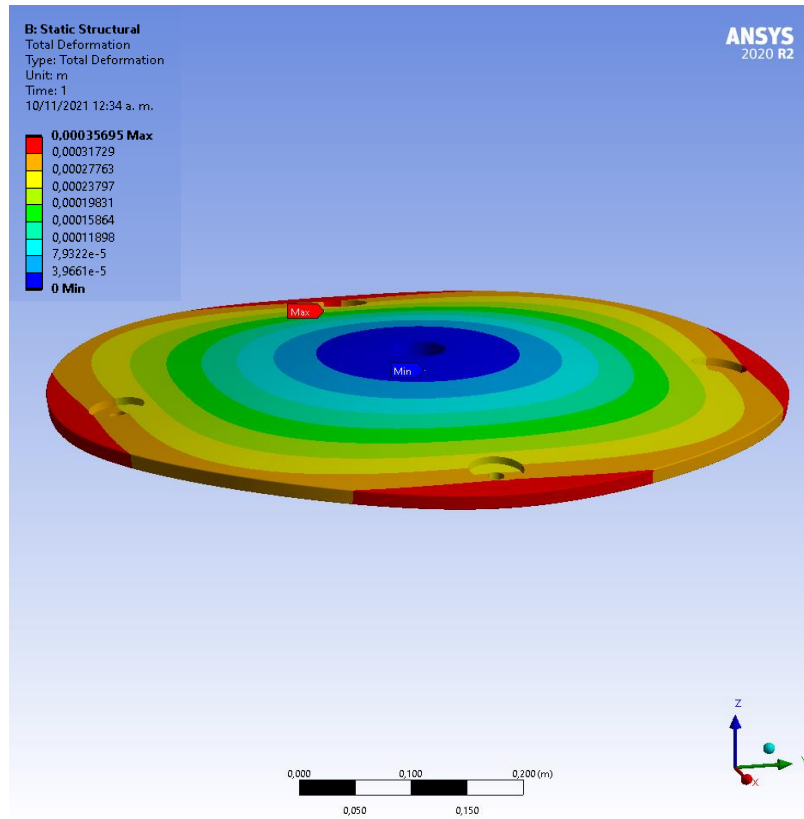
**Nota.** Fuerza actuante en el plato soporte. Tomado de: Solid Edge 2021

- **Simulación del disco soporte**

En las Figuras 41, 42 y 43 se muestran las simulaciones del disco soporte.

**Figura 41.**

*Simulación de la deformación total del disco soporte.*

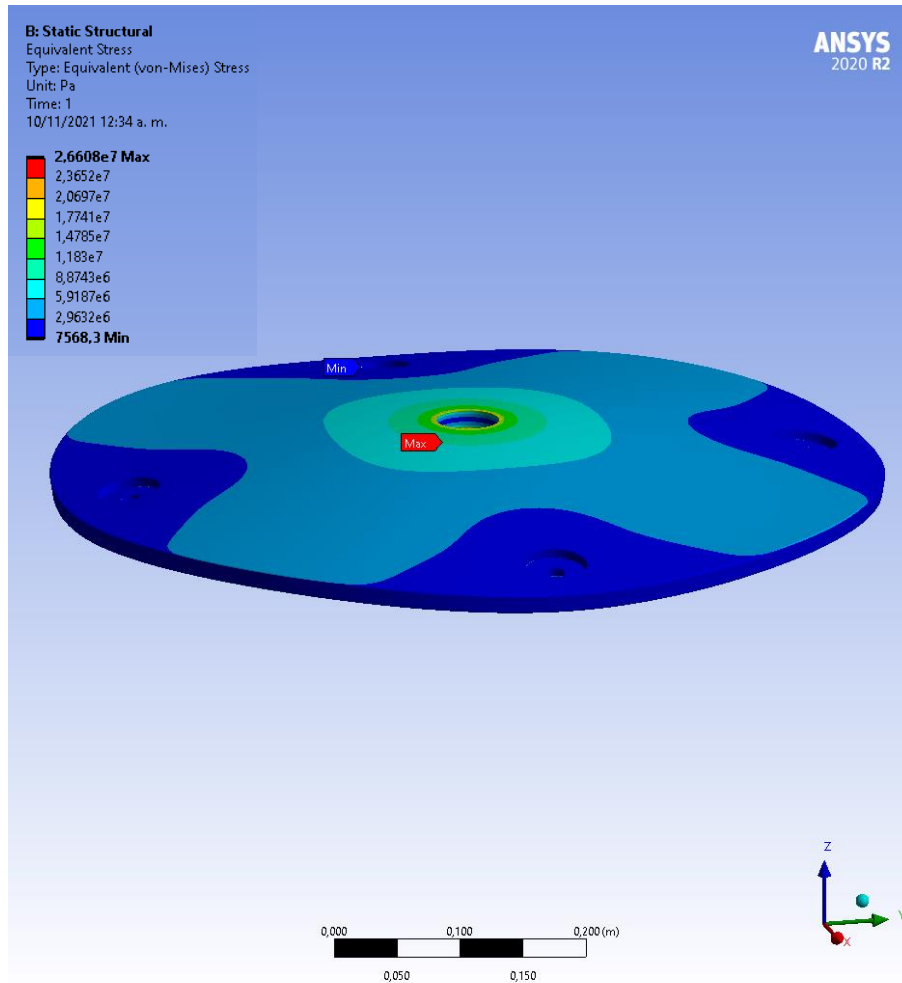


**Nota.** Se evidencia la deformación máxima y mínima que le ocurre al disco soporte con las condiciones de carga. Tomado de: ANSYS 2020 R2. (Las simulaciones pueden verse exageradas para mostrar el tipo de deformación que se llegaría a preciar, sin embargo, eso no significa que la pieza llegara a fallar).

Al realizar la simulación del disco soporte, se evidencia que bajo las condiciones de carga que se va a someter el disco, este presentara una deformación total máxima de 0,00035695m, este valor es casi medio milímetro, según lo anterior es posible afirmar que el disco fabricado en Aluminio 7075-T6 no se deformará significativamente, no obstante, para evitar cualquier tipo de deformación se debe aumentar el espesor del disco, de esta manera la deformación se disminuirá, pero el disco sería más pesado.

**Figura 42.**

*Simulación del esfuerzo de von-Mises del disco soporte.*



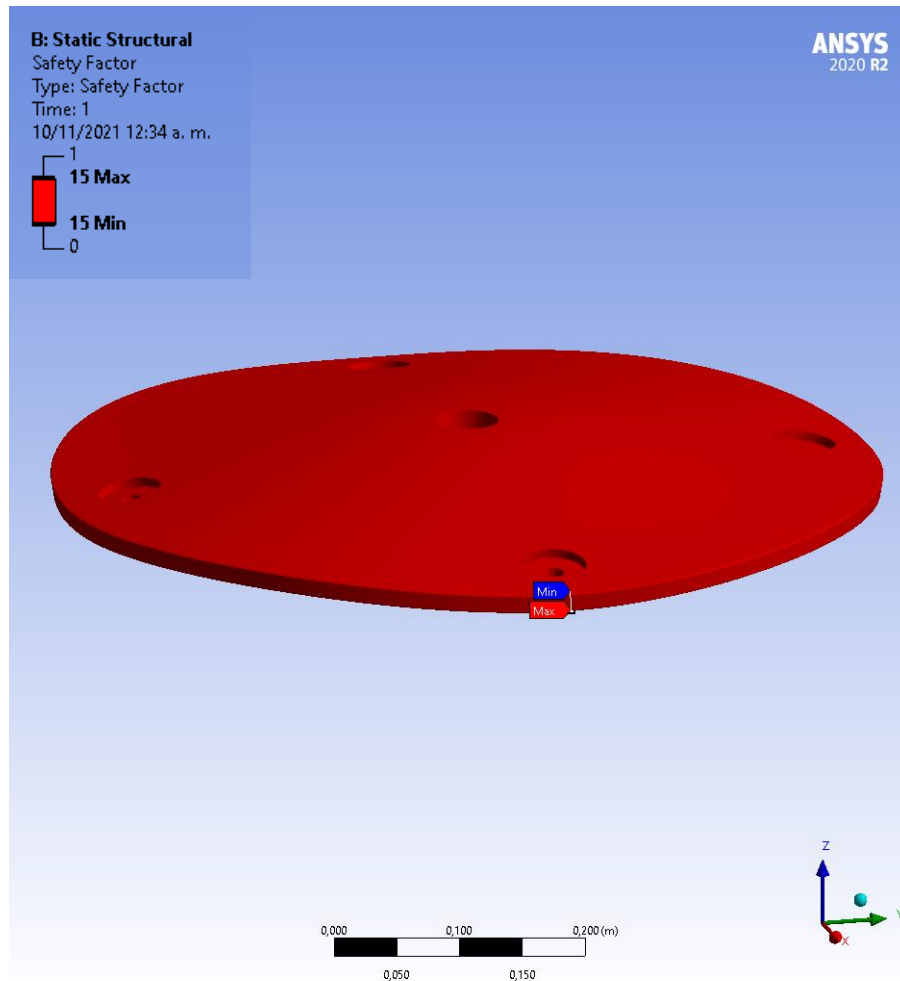
*Nota.* Se evidencia el esfuerzo de von-Mises máximo y mínimo que le puede ocurrir al disco soporte con las condiciones de carga. Tomado de: ANSYS 2020 R2. (Las simulaciones pueden verse exageradas para mostrar el tipo de deformación que se llegaría a preciar, sin embargo, eso no significa que la pieza llegara a fallar).

En la simulación, se obtiene que el esfuerzo máximo de von-Mises es de 26,608MPa en el disco soporte, el esfuerzo de fluencia es 469MPa implementando el material Aluminio 7075-T6, esto quiere decir, que el diseño propuesto con el material no fallara con las condiciones de carga máximas suministradas.



**Figura 43.**

*Simulación del factor de seguridad del disco soporte.*



*Nota.* Se evidencia el factor de seguridad máximo y mínimo que puede tomar el disco soporte con el criterio de diseño. Tomado de: ANSYS 2020 R2. (Las simulaciones pueden verse exageradas para mostrar el tipo de deformación que se llegaría a preciar, sin embargo, eso no significa que la pieza llegara a fallar).

El factor de seguridad del disco soporte es de 15, según lo dicho anteriormente, esto se debe a la sobredimensión, pero en este caso es del espesor de disco, entre más grande sea el espesor del disco, mayor será el factor de seguridad.

#### ***4.3.5 Columna principal de la estructura con bandejas***

En el soporte principal de la estructura de bandejas, se ubicará una columna con los extremos roscados con el fin de que se acople tanto a el disco soporte de la estructura de bandejas como a

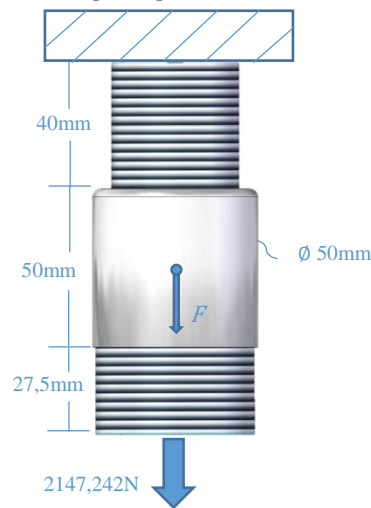
la unión que se encargará de unir toda esta estructura al patrón primario, esta columna estará recibiendo el peso total máximo permisible, con el fin de transmitirlo al patrón primario de par torsional, uno de los extremos será las largo para que al momento de pasar por el soporte se le pueda añadir una tuerca para mejorar el agarre de este al soporte principal.

Para más información sobre la estructura de bandejas (ver ANEXO 7), donde se encuentran los planos de cada una de las piezas que conforman el ensamble.

Este elemento se encarga de sostener todo el mecanismo dispuesto para posicionar cada masa en las secciones del mecanismo que se definió como vástago, esta pieza sostiene  $P = 2000 \text{ N}$  de fuerza, el alcance que tiene el patrón primario de par torsional. , primero se debe saber el diámetro mínimo, teniendo en cuenta el peso del elemento que equivale a  $F_s = 5,756 \text{ N}$  más el peso de toda la estructura con bandejas  $F_E = 2147,242\text{N}$  y las propiedades de Aluminio 7075-T6, en la Figura 44 se evidencia el diagrama de la columna principal.

**Figura 44.**

*Diagrama de la columna principal.*



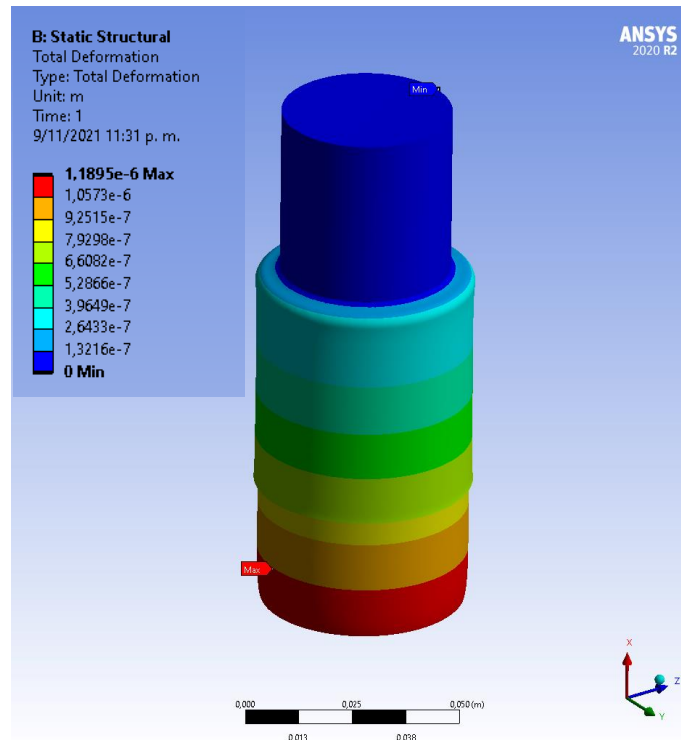
**Nota.** Fuerzas que actúan en la columna principal y sus medidas.  
Tomado de: Solid Edge 2021

- **Simulación de la columna principal**

En las Figuras 45, 46 y 47 se ven las simulaciones de la columna principal.

**Figura 45.**

*Simulación de la deformación total de la columna principal.*

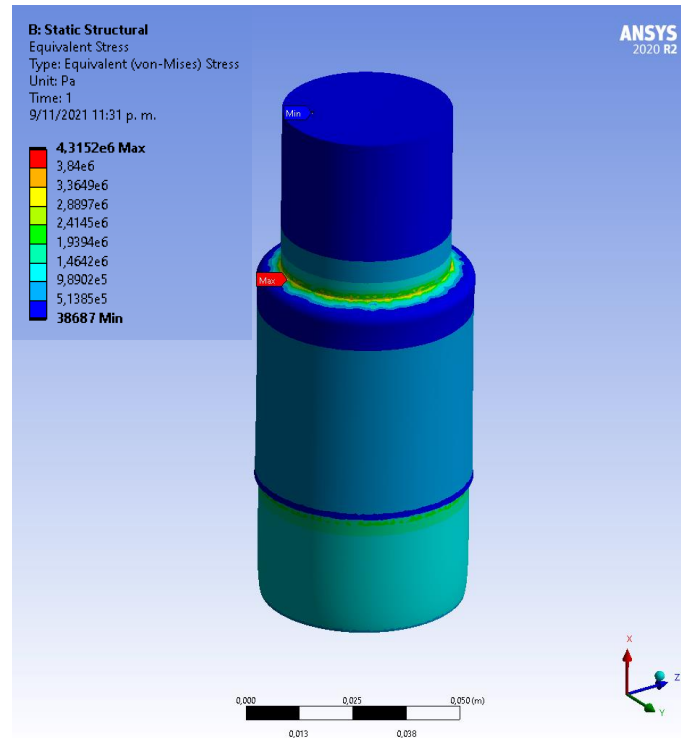


**Nota.** Se evidencia la deformación máxima y mínima que le puede ocurrir a la columna principal con las condiciones de carga. Tomado de ANSYS 2020 R2. (Las simulaciones pueden verse exageradas para mostrar el tipo de deformación que se llegaría a preciar, sin embargo, eso no significa que la pieza llegara a fallar).

La deformación total máxima de la columna principal es de  $1,1895 \times 10^{-6} \text{m}$  y se dará en la parte inferior como se evidencia en la ilustración, se aprecia que el valor calculado de deformación longitudinal está entre el rango de la simulación del elemento.

**Figura 46.**

*Simulación del esfuerzo de von-Mises de la columna principal.*

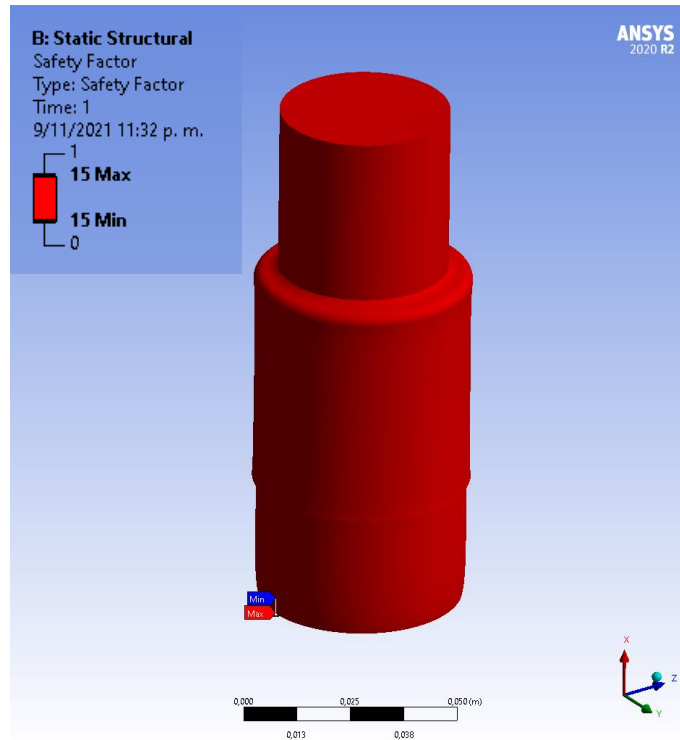


*Nota.* Se evidencia el esfuerzo de von-Mises máximo y mínimo que le puede ocurrir a la columna principal con las condiciones de carga. Tomado de: ANSYS 2020 R2. (Las simulaciones pueden verse exageradas para mostrar el tipo de deformación que se llegaría a apreciar, sin embargo, eso no significa que la pieza llegara a fallar.)

En la simulación del esfuerzo equivalente de von-Mises, se aprecia que el esfuerzo máximo se dará en el cambio de sección de la rosca que ira unida a la esfera y al cuerpo de la columna principal con valor de 4,3152MPa, no obstante, este valor no supera el límite elástico del material Aluminio 7075-T6.

**Figura 47.**

*Simulación del factor de seguridad de la columna principal.*



**Nota.** Se evidencia el factor de seguridad máximo y mínimo que puede tomar la columna principal con el criterio de diseño. Tomado de: ANSYS 2020 R2. (Las simulaciones pueden verse exageradas para mostrar el tipo de deformación que se llegaría a preciar, sin embargo, eso no significa que la pieza llegara a fallar).

Se puede apreciar que el factor de seguridad de la columna principal es de 15, este valor de factor de seguridad es elevado y es debido a la sobredimensión del diámetro, la columna no fallara, dado que el factor de seguridad del Aluminio 7075-T6 es de 1,165.

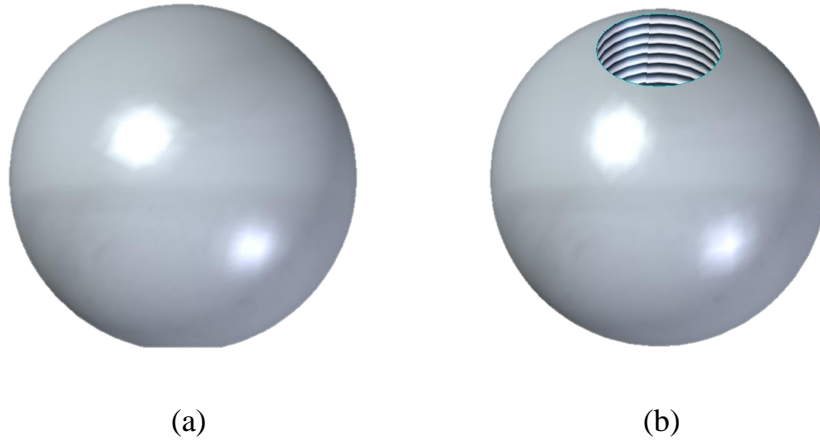
#### **4.3.6 Esfera**

Para el cabezal de la estructura de con bandejas (Vástago) del patrón primario de par torsional, se diseña en forma esférica con el fin de poder generar los diferentes grados de libertad en toda la estructura Figura 48, de esta manera se evitan posibles concentradores de esfuerzo en puntos específicos, con esto se plantea un rediseño de la mordaza del patrón primario, puesto que este se acopla por un pasador, en la siguiente imagen se logra ver el tipo de unión para el cabezal.

La esfera es un elemento de apoyo de la estructura con bandejas (vástago).

**Figura 48.**

*Cabezal del vástago.*



**Nota.** Este elemento estará unido a la placa soporte-vástago que ubicada en el extremo del brazo-palanca del patrón primario de par torsional, vista superior (a), vista inferior (b).

En el proyecto anterior del diseño del patrón primario de par torsional, se tiene en cuenta la siguiente secuencia de masas; 2 masas de 500N, 1 masa de 200N, 2 masas de 100N, 1 masa de 50N, 1 masa de 20N, 2 masas de 10N, 1 masa de 5N, 1 masa de 2N y una masa de 1N.

Con las piezas calculadas anteriormente, se obtiene el ensamble de la Figura 49. Teniendo en cuenta la cantidad de columnas totales, las doce bandejas, el disco soporte y la esfera. Para más información sobre la estructura de bandejas (ver ANEXO 7),

**Figura 49.**

*Ensamble de la estructura con bandejas (Vástago).*



*Nota.* Representación de la estructura vástago. Tomado de: Solid Edge 2021.

#### **4.4 Diseño de la estructura soporte externa**

##### ***4.4.1 Asientos de soporte (Estructura de soporte externa)***

Estos asientos de soporte servirán de apoyo para las masas, así estas descansaran lejos de la estructura de bandejas, los asientos deben tener en cuenta una distancia de desplazamiento que tendrá el brazo del patrón primario de par torsional, realizando una acción de par torsional al calibrar, para que al momento de usar el soporte estrella junto con las masas, no interfieran con las otras en los movimientos, esta distancia es de dos centímetros de desplazamiento, tanto vertical positivo como negativo, en total cuatro centímetros, más la distancia que requiere al momento de ser usada, se estima que de dos centímetros, por lo que la longitud total de este asiento será de unos

seis centímetros, sin tener en cuenta la distancia de la rosca que tendrá para que se ajuste en el soporte, son uno punto cinco centímetros, con lo que da una suma de siete punto cinco centímetros de longitud, con un diámetro de quince milímetros con el fin de que pueda soportar las cargas que se situaran en los procedimientos de calibración.

Además, para evitar dañar tanto estos asientos como las masas se pondrá un goma para evitar desgasté alguno, se estima que la goma tendrá por mucho una longitud de un centímetro por lo que todo daría contando la goma, ocho punto cinco centímetros. Para más información del asiento ver ANEXO 7. El diagrama del asiento se observa en la Figura 50.

**Figura 50.**

*Diagrama del asiento de las masas.*



**Nota.** Fuerza de compresión que ejerce la masa en el asiento. Tomado de: Solid Edge 2021

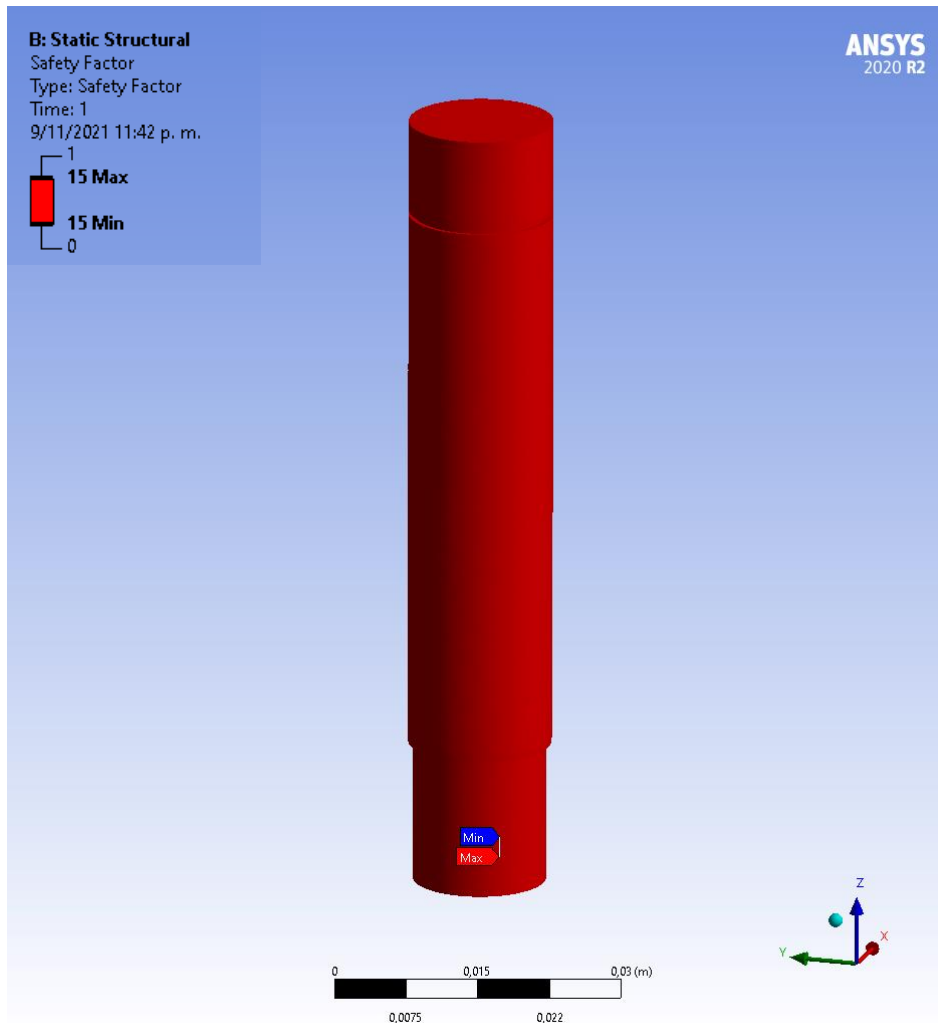


- **Simulación del asiento**

En las Figuras 51, 52 y 53 se observa la simulación del asiento.

**Figura 51.**

*Simulación del Factor de seguridad del asiento.*

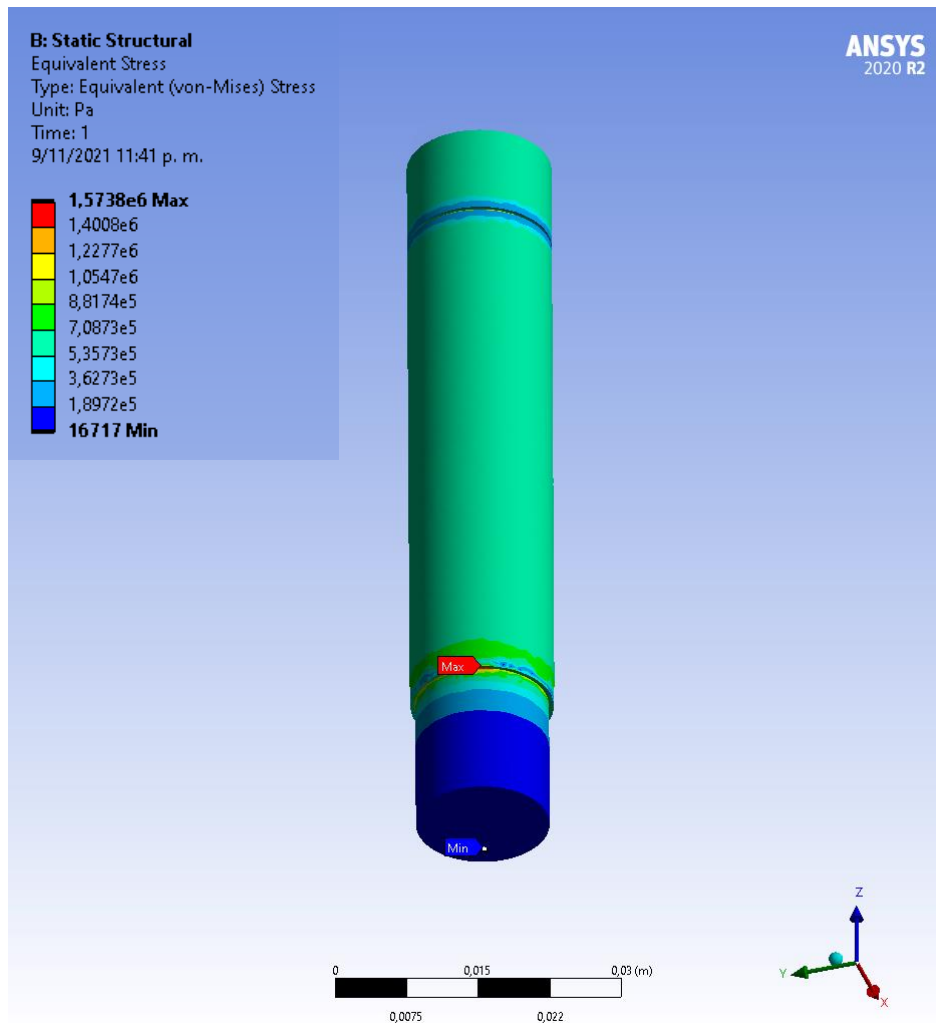


**Nota.** Se evidencia que el factor de seguridad máximo y mínimo que puede tomar el asiento según el criterio de diseño. Tomado de: ANSYS 2020 R2. (Las simulaciones pueden verse exageradas para mostrar el tipo de deformación que se llegaría a preciar, sin embargo, eso no significa que la pieza llegara a fallar).

Al realizar la simulación, se puede apreciar que el factor de seguridad del asiento es de 15, este valor de factor de seguridad es elevado y es debido a la sobredimensión del diámetro dado que el mínimo es 0,7171mm y se piensa diseñar de 15mm, sin embargo, se puede tener certeza que el elemento no fallara.

**Figura 52.**

*Simulación del esfuerzo equivalente de von-Mises.*

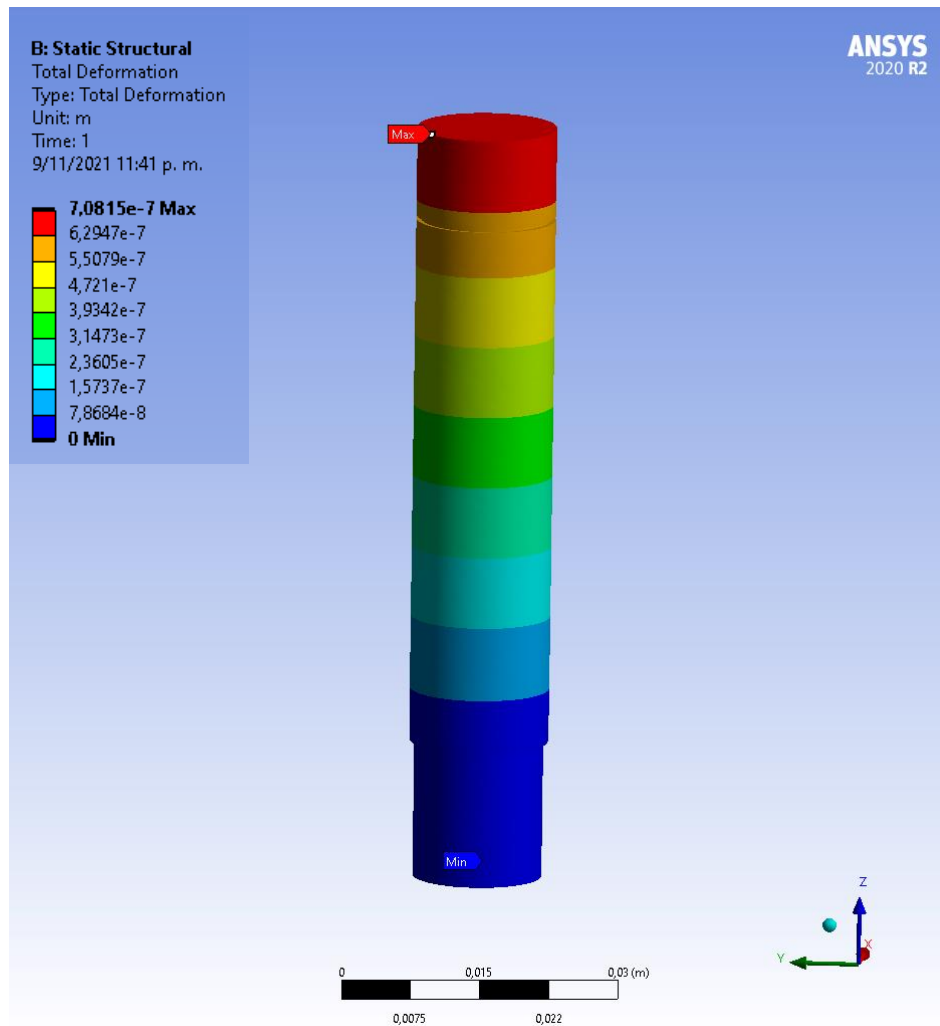


**Nota.** Se evidencia que el esfuerzo de von-Mises máximo y mínimo que puede ocurrir en el asiento con las condiciones de carga. Tomado de: ANSYS 2020 R2. (Las simulaciones pueden verse exageradas para mostrar el tipo de deformación que se llegaría a preciar, sin embargo, eso no significa que la pieza llegara a fallar).

El esfuerzo máximo de von-Mises es de 1,5738MPa para el asiento, se evidencia que es la parte donde se apoya en el soporte estrella, esto confirma que el asiento soporta la carga a la cual se va a someter, dado que el esfuerzo de fluencia es 469MPa, este valor resulta mayor que el esfuerzo máximo de von-Mises.

**Figura 53.**

*Simulación de la deformación total.*



**Nota.** Se evidencia la deformación total máxima y mínima que puede ocurrir en el asiento con las condiciones de carga. Tomado de: ANSYS 2020 R2. (Las simulaciones pueden verse exageradas para mostrar el tipo de deformación que se llegaría a preciar, sin embargo, eso no significa que la pieza llegara a fallar).

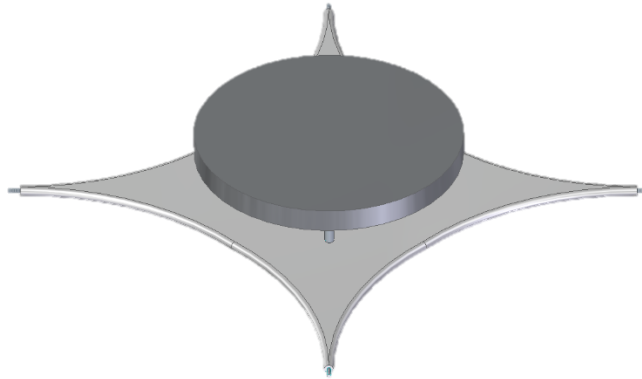
La deformación del asiento será a compresión debido a su función y disposición, se aprecia que el valor calculado de deformación longitudinal esta entre el rango de valores de la simulación de la deformación total, la demarcación total máxima del asiento corresponde a  $6,9459 \times 10^{-7} \text{m}$  y se dará en la parte superior.

#### 4.4.2 Diseño de los soportes para las masas

Para el diseño de esta pieza se piensa en una forma de estrella de cuatro puntas con redondeos como se aprecia en la siguiente figura, esto con el fin de generar un perfil circular en cada punta. En las siguientes Figuras 54, 55, 56 y 57 se observan los soportes estrellas.

**Figura 54.**

*Soporte estrella 1.*

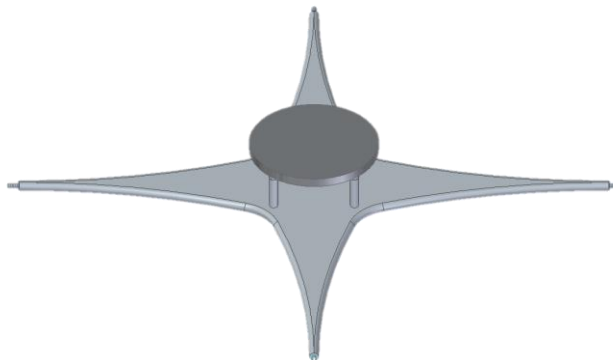


*Nota.* Soporte estrella 1, este se posicionará en los 4 pisos de arriba abajo. Tomado de: Solid Edge 2021.

Además, se tendrán cuatro tipos de tamaño de soportes estrella, puesto que la distancia de las columnas se irá reduciendo entre ellas, el área de los soportes disminuirá con respecto al anterior, en las siguientes figuras se muestra los demás soportes estrella del diseño.

**Figura 55.**

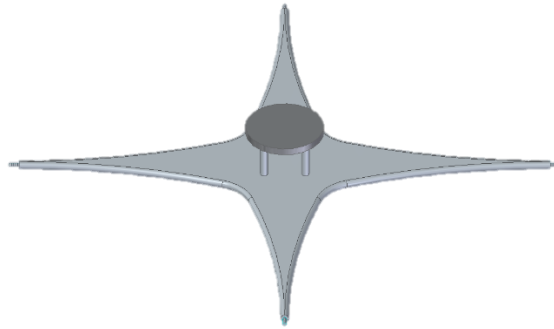
*Soporte estrella 2.*



*Nota.* Soporte estrella 2, este se posicionará solamente en el piso 5. Tomado de: Solid Edge 2021.

**Figura 56.**

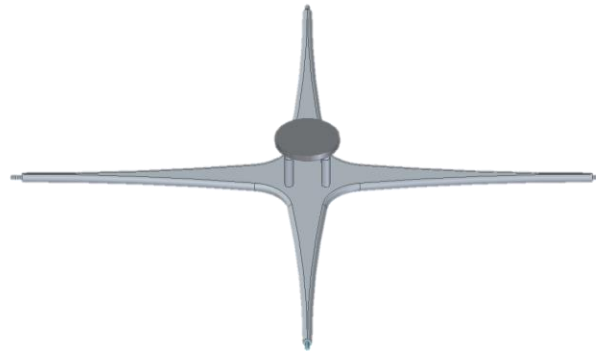
*Soporte estrella 3.*



**Nota.** Soporte estrella 3, este estará ubicado en los pisos 6, 7 y 8 de arriba abajo. Tomado de: Solid Edge 2021.

**Figura 57.**

*Soporte estrella 4.*

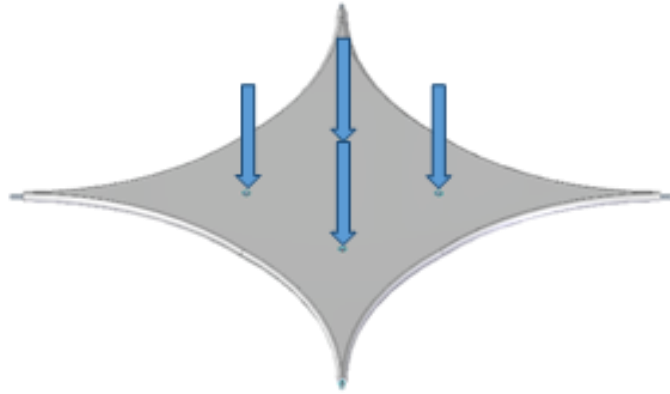


**Nota.** Soporte estrella 4, este estará ubicado en los pisos nueve, diez, once y doce de arriba abajo. Tomado de: Solid Edge 2021.

A continuación, se demuestran los soportes con forma de estrella con el fin de saber los esfuerzos máximos para poder diseñar como se observa en la Figura 58. Para más información de los soportes ver (ANEXO 7).

**Figura 58.**

*Diagrama del soporte estrella.*



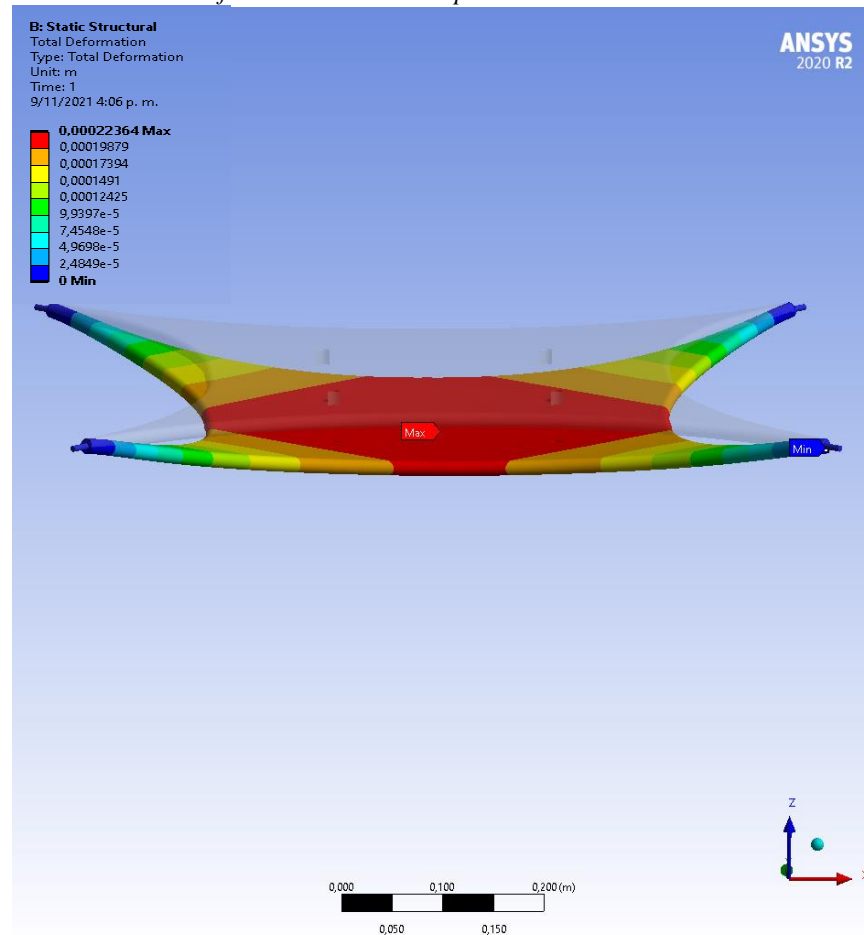
**Nota.** Fuerzas, que ejercen los asientos en el soporte junto con la masa Tomado de: Solid Edge 2021.

- **Simulación del soporte estrella**

En las Figuras 59, 60 61 y 62 se observan las simulaciones del soporte estrella.

**Figura 59.**

*Simulación de la deformación total del soporte estrella.*

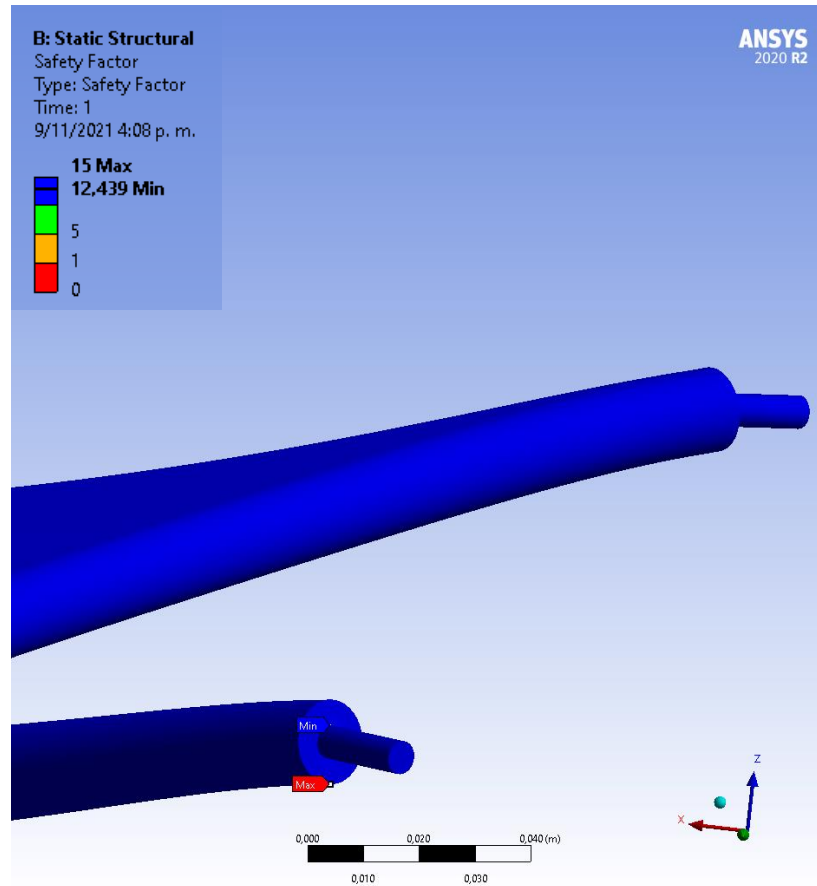


**Nota.** Se evidencia la deformación total máxima y mínima que le puede ocurrir al soporte estrella con las condiciones de carga. Tomado de: ANSYS 2020 R2. (Las simulaciones pueden verse exageradas para mostrar el tipo de deformación que se llegaría a preciar, sin embargo, eso no significa que la pieza llegara a fallar).

En la simulación de la deformación total del soporte estrella se evidencia que con las condiciones de carga tendrá un valor máximo de 0,00022364m, lo anterior demuestra que el soporte no se deformará significativamente en la parte concéntrica de la pieza, en los extremos de las puntas es donde menos ocurrirá deformación del elemento.

**Figura 60.**

*Simulación del factor de seguridad del soporte estrella.*



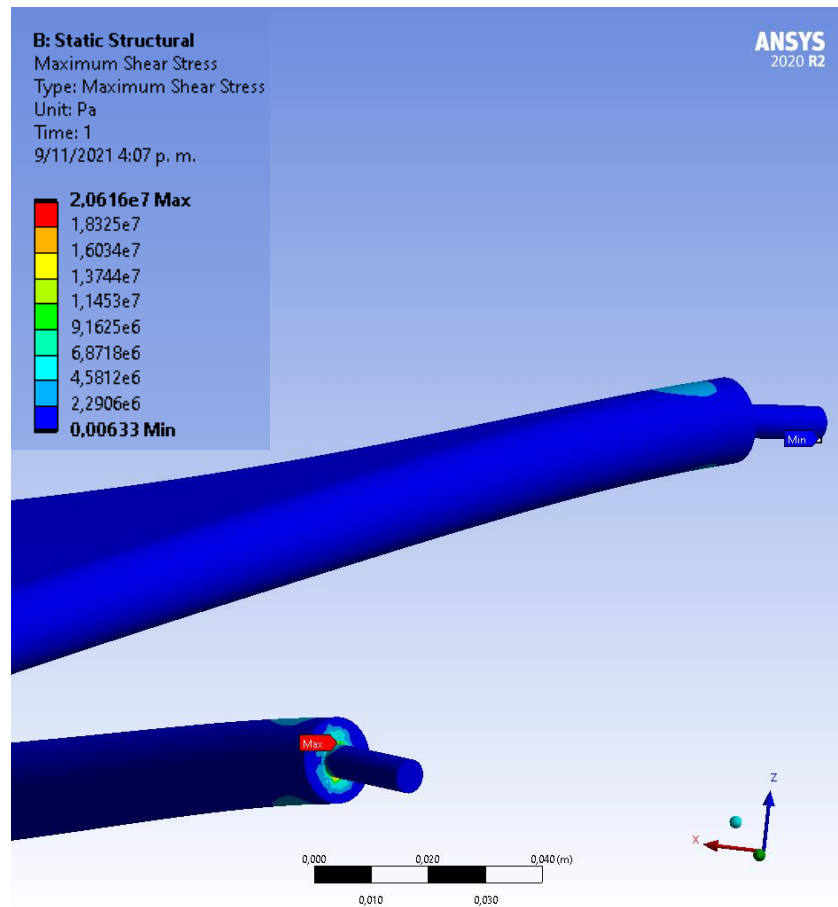
*Nota.* Se evidencia que el factor de seguridad máximo y mínimo que puede tomar el soporte estrella según el criterio de diseño. Tomado de: ANSYS 2020 R2. (Las simulaciones pueden verse exageradas para mostrar el tipo de deformación que se llegaría a apreciar, sin embargo, eso no significa que la pieza llegara a fallar).

Se puede apreciar que el factor de seguridad es elevado, dado que el espesor del soporte está sobredimensionado, siendo 1,610mm el espesor mínimo, este diseño debe soportar las condiciones de cargada sin flexionarse, para esto se selecciona un espesor de 15mm y así se asegura que el soporte estrella no fallara.



**Figura 61.**

*Simulación del esfuerzo cortante máximo del soporte estrella.*

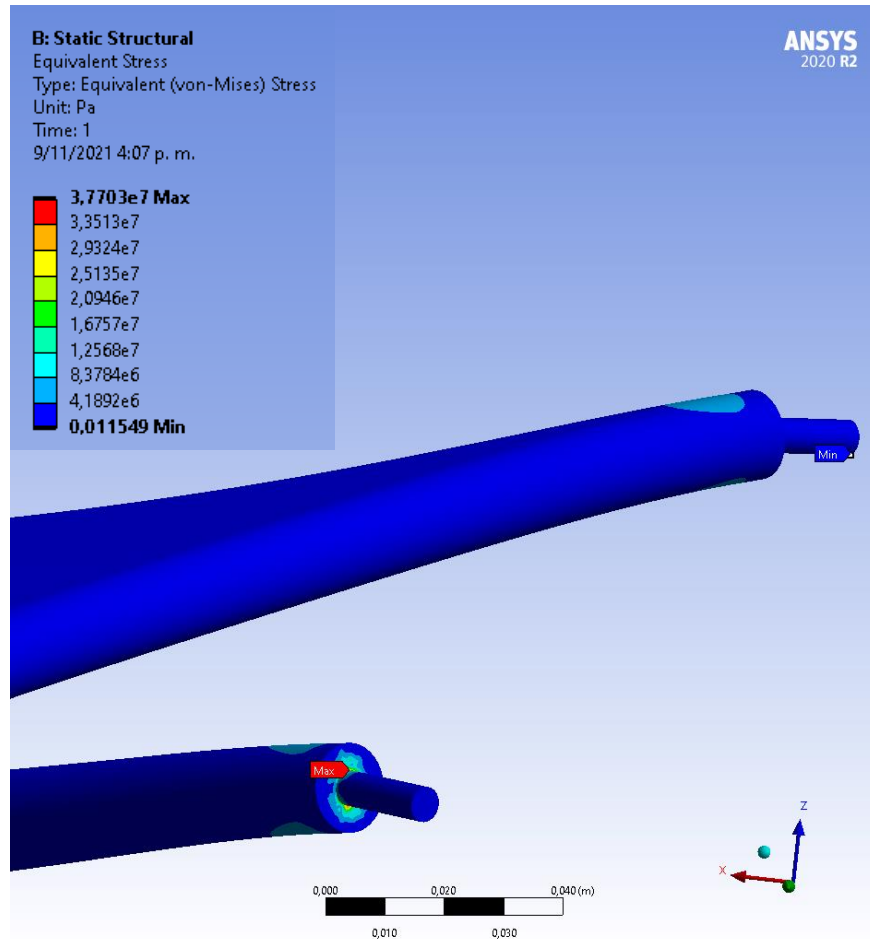


*Nota.* Se evidencia que el esfuerzo cortante máximo y mínimo que le puede ocurrir al soporte estrella con las condiciones de carga. Tomado de ANSYS 2020 R2. (Las simulaciones pueden verse exageradas para mostrar el tipo de deformación que se llegaría a preciar, sin embargo, eso no significa que la pieza llegara a fallar).

El esfuerzo cortante máximo del soporte estrella ocurre en las puntas, justo en el cambio de sección, con un valor de 20,616MPa, sin embargo, este esfuerzo no sobrepasa el valor del esfuerzo cortante admisible del material que corresponde a 211,05MPa, esta es la evidencia que bajo las condiciones de carga que se le aplicaran al diseño, este no sufrirá ningún tipo de esfuerzo cortante en el cambio de sección de los extremos.

**Figura 62.**

*Simulación del esfuerzo de von-Mises del soporte estrella.*



*Nota.* Se evidencia el esfuerzo de von-Mises máximo y mínimo que le puede ocurrir al soporte estrella con las condiciones de carga. Tomado de: ANSYS 2020 R2. (Las simulaciones pueden verse exageradas para mostrar el tipo de deformación que se llegaría a preciar, sin embargo, eso no significa que la pieza llegara a fallar).

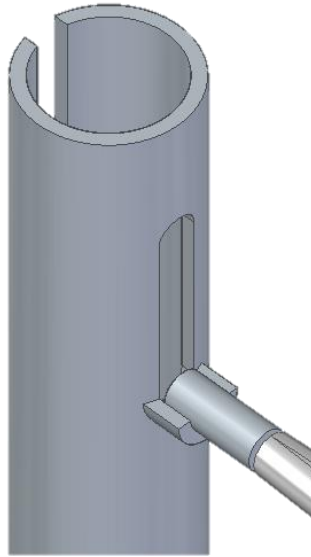
El esfuerzo de von-Mises máximo se sitúa también en el cambio de sección del soporte estrella, con un valor máximo de 37,703MPa, dado que el valor del esfuerzo de fluencia del Aluminio 7075-T6 es 469MPa, indica que el soporte estrella no fallará bajo las condiciones de carga a al cual se someterá.

### 4.4.3 Camisas

En la Figura 63 se observa la camisa sosteniendo el soporte estrella.

**Figura 63.**

*Diagrama de la camisa sosteniendo el soporte estrella, junto con la unión estrella pin.*



**Nota.** Soporte estrella junto con la unión estrella-pin, descansando en el elemento en voladizo de la camisa. Tomado de: Solid Edge 2021.

Para la simulación de las camisas se hará uso del material Acero AISI 1518, según lo anterior se consideran las propiedades del material que se evidencian en el (ANEXO 3), Teniendo en cuenta las propiedades, se calcula el esfuerzo normal admisible y se calculan el factor de seguridad con la ecuación (5 y 6).

$$\sigma_{adm} = 0,66 * 460 \times 10^6 Pa$$

$$\sigma_{adm} = 303,6 MPa$$

$$FS = \frac{725 \times 10^6 Pa}{303,6 \times 10^6 Pa}$$

$$FS = 2,40$$

Con el factor de seguridad obtenido, se calcula el esfuerzo cortante de falla con la ecuación (7),

$$\tau_{adm} = 0,45 * 460x10^6 Pa$$

$$\tau_{adm} = 207MPa$$

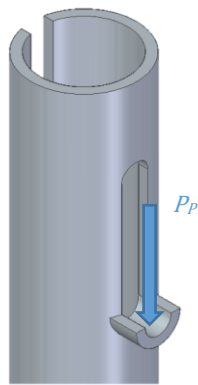
$$\tau_{falla} = 2,40 * 207x10^6 Pa$$

$$\tau_{falla} = 496,8MPa$$

En la Figura 64 se muestra el diagrama de sección de la camisa.

**Figura 64.**

*Diagrama de Sección de la camisa.*



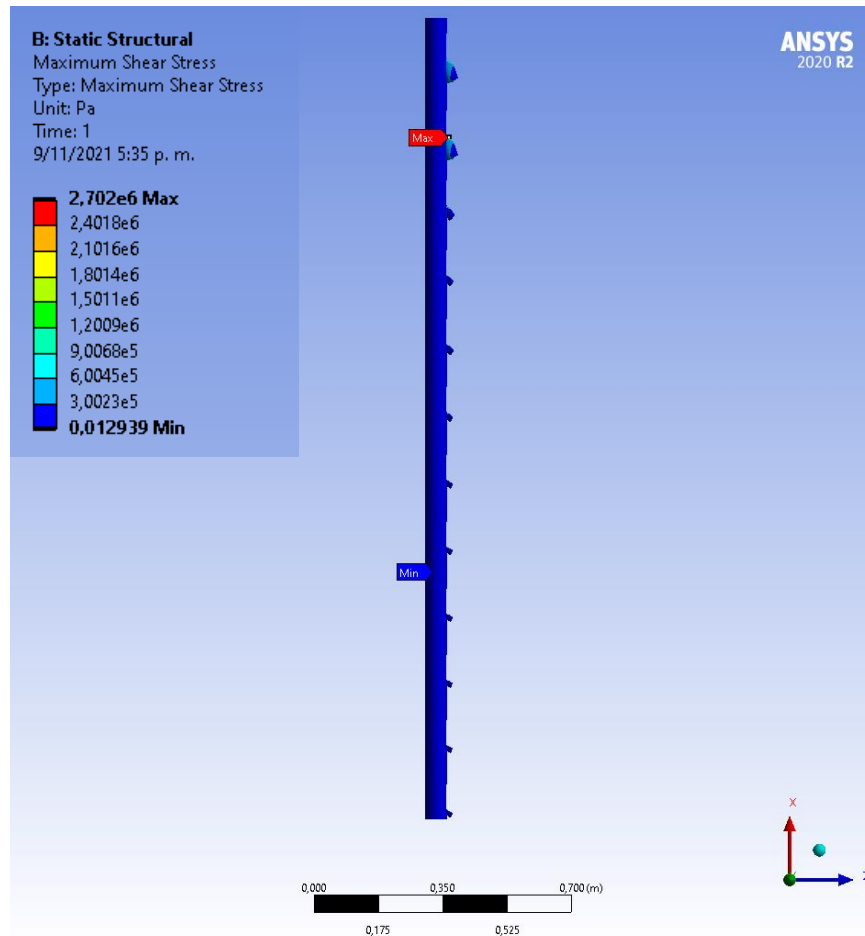
**Nota.** Efecto de la fuerza del posicionamiento del soporte estrella junto con la unión estrella-pin en la camisa y sus dimensiones. Tomado de: Solid Edge 2021.

- **Simulación de la camisa**

En las Figuras 65, 66, 67 y 68 se observan las simulaciones de la camisa.

**Figura 65.**

*Simulación del esfuerzo cortante de la camisa.*

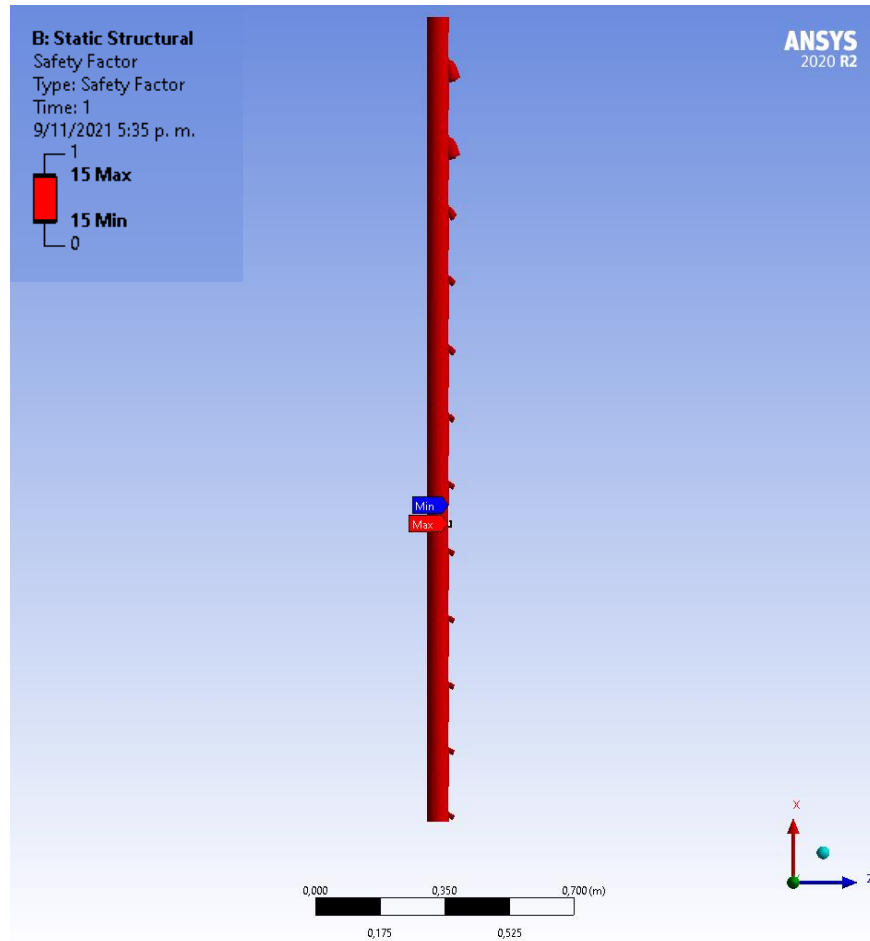


**Nota.** Se evidencia que el esfuerzo cortante máximo y mínimo que le puede ocurrir a la camisa con las condiciones de carga. Tomado de: ANSYS 2020 R2. (Las simulaciones pueden verse exageradas para mostrar el tipo de deformación que se llegaría a preciar, sin embargo eso no significa que la pieza llegara a fallar.)

En la simulación de la camisa, se obtuvo que el esfuerzo cortante máximo ocurre justo en la parte donde se une la camisa y el elemento que está en voladizo donde se posan los soportes estrella con las masas de mayor magnitud, con un valor de esfuerzo cortante máximo de 2,702MPa, este valor de esfuerzo cortante no sobrepasa el cortante admisible de 207MPa de la barra perforada de material Acero AISI 1518.

**Figura 66.**

*Simulación del factor de seguridad de la camisa.*

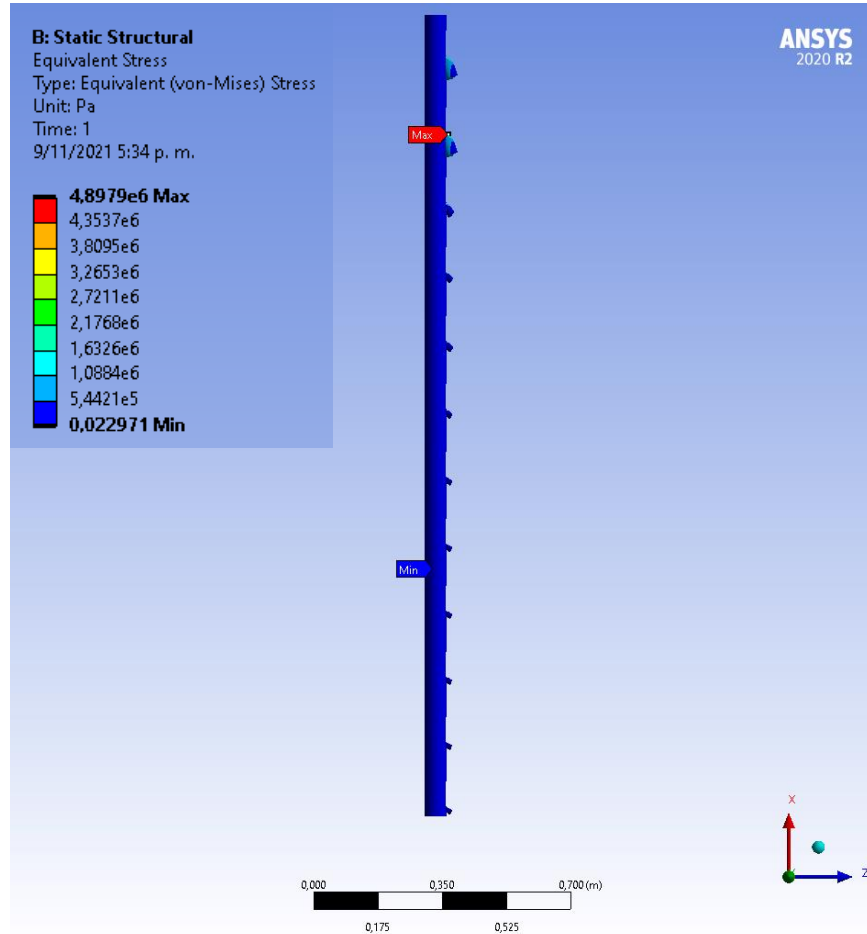


**Nota.** Se evidencia que el factor de seguridad máximo y mínimo que puede tomar la camisa según el criterio de diseño. Tomado de: ANSYS 2020 R2 (Las simulaciones pueden verse exageradas para mostrar el tipo de deformación que se llegaría a preciar, sin embargo eso no significa que la pieza llegara a fallar.)

En la simulación del factor de seguridad para la camisa que sostendrá los soportes estrella y se desplazará verticalmente es de 15, este factor es elevado dado que un tubo perforado de un diámetro mínimo de alrededor de 2cm aguantaría estas condiciones de carga.

**Figura 67.**

*Simulación de esfuerzo de von-Mises de la camisa.*

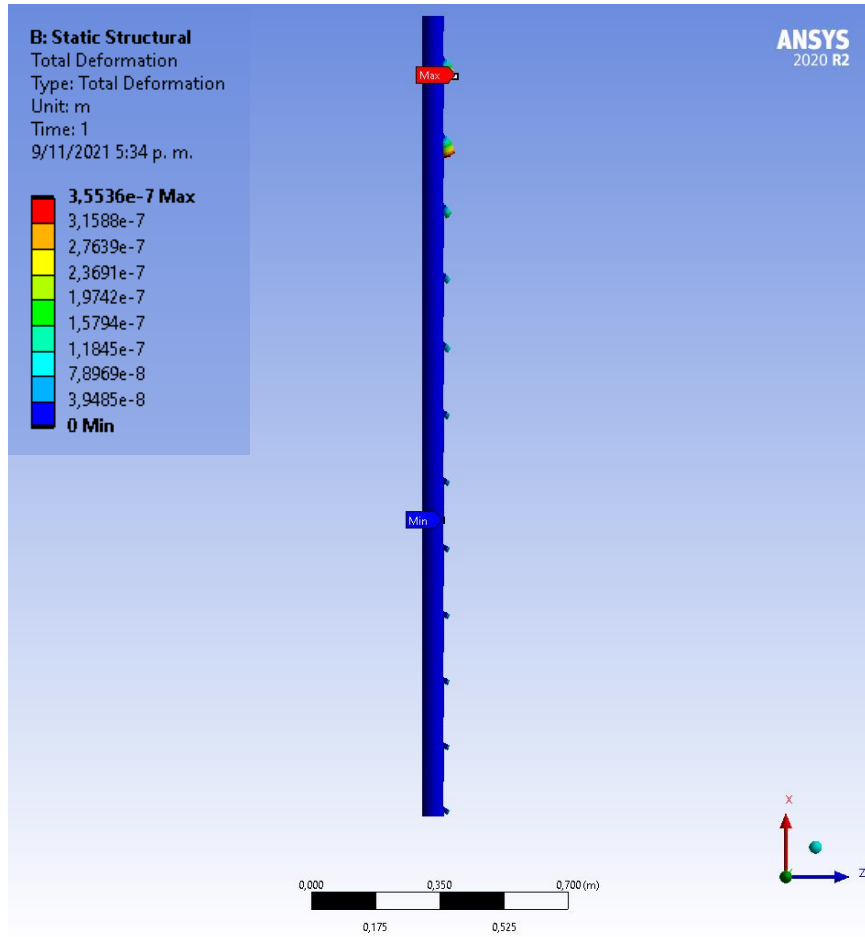


**Nota.** Se evidencia el esfuerzo de von-Mises máximo y mínimo que le puede ocurrir a la camisa con las condiciones de carga. Tomado de: ANSYS 2020 R2. (Las simulaciones pueden verse exageradas para mostrar el tipo de deformación que se llegaría a apreciar, sin embargo, eso no significa que la pieza llegara a fallar.)

Al realizar la simulación del esfuerzo equivalente de von-Mises, se obtuvo que el esfuerzo máximo se presenta en la unión del elemento que está en voladizo con la camisa, tiene un valor de 4,8979MPa, no obstante, este valor no es suficiente comparado con el esfuerzo de fluencia de 460MPa de la barra perforada de Acero AISI 1518, el elemento no fallara con las condiciones de carga que se le aplicaran.

**Figura 68.**

*Simulación de la deformación total de la camisa.*



**Nota.** Se evidencia la deformación total máxima y mínima que le puede ocurrir a la camisa con las condiciones de carga. Tomado de: ANSYS 2020 R2. (Las simulaciones pueden verse exageradas para mostrar el tipo de deformación que se llegaría a preciar, sin embargo eso no significa que la pieza llegara a fallar.)

La simulación de la deformación de la camisa y los elementos en voladizo demuestra que la sección más crítica son los dos primeros pisos de arriba hacia abajo, donde se puede notar la posible deformación que podría ocurrir en ese punto, dado que en esos pisos se sitúan las masas de mayor magnitud, el valor de la deformación máxima esta exactamente en el primer piso en el extremo de la parte en voladizo, con un valor máximo de  $35,536 \times 10^{-6} \text{m}$ , este valor no representa una deformación significativa.

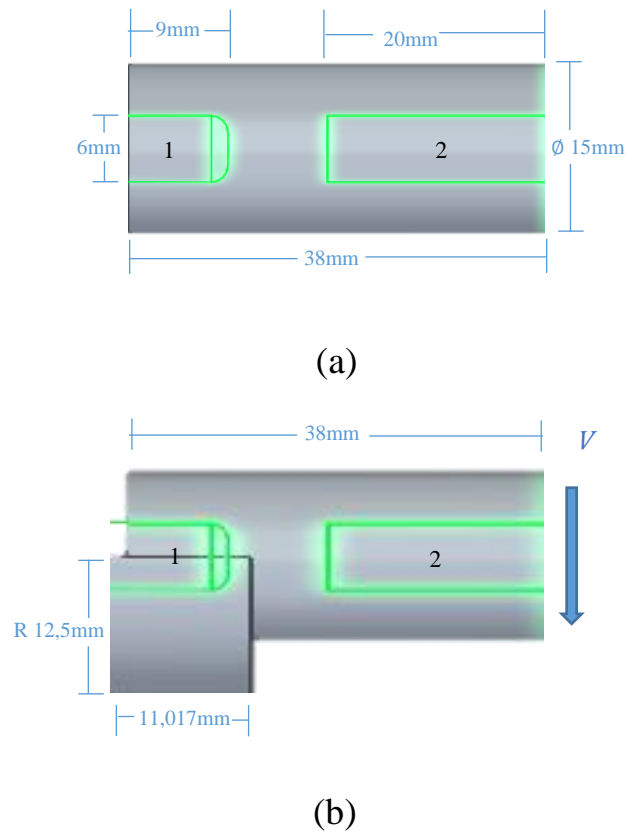


#### 4.4.4 Planteamiento del esfuerzo cortante de la unión estrella-pin

Para el planteamiento del esfuerzo cortante de la unión estrella-pin se tiene en cuenta la fuerza cortante del soporte estrella de 302,96 entre 2, que sería la fuerza que soporta cada punta del soporte estrella. En la Figura 69, se aprecian dos posiciones que puede tener la unión estrella-pin con el soporte estrella, ya que la unión siempre va a permanecer acoplada al soporte estrella, además se evidencian dos elementos resaltados (1: pin, 2: soporte estrella).

**Figura 69.**

*Diagrama de la unión estrella-pin.*



**Nota.** Posiciones de la unión estrella-pin. (a) unión estrella-pin con restricción de movimiento. (b) unión estrella-pin sin restricción, apoyada en la camisa. Tomado de: Solid Edge 2021.

Se realiza el esfuerzo cortante de la superficie interna de la unión que está en contacto con el pin y el soporte estrella, según la distancia insertada en la unión estrella-pin, se determina el esfuerzo cortante promedio y el máximo para efectuar el análisis,

El esfuerzo cortante máximo de la superficie donde se asienta la unión estrella-pin no sobrepasará el esfuerzo cortante admisible del material.

#### 4.4.5 Cálculo del esfuerzo cortante del pin

Para los pin que sostendrán el soporte estrella cuando se restrinja el movimiento de las masas se toma como referencia el material Acero AISI 4140 que presenta las siguientes propiedades en la Tabla 12;

**Tabla 12.**

*Propiedades del Acero AISI 4340.*

Propiedades	Sistema métrico Internacional (SI)	Sistema métrico Inglés
Densidad	7850 kg/m <sup>3</sup>	0,284 lb/in <sup>3</sup>
Esfuerzo de Fluencia	710 MPa	103000 psi
Esfuerzo Ultimo	1110 MPa	161000 psi
Módulo de Elasticidad	200 GPa	29000 ksi

*Nota.* Propiedades del Acero AISI 4340 que se tendrá en cuenta para identificar los límites para el cálculo del pin. [En línea]. Disponible: [AISI 4340 Steel, normalized, 100 mm \(4 in.\) round \(matweb.com\)](https://matweb.com) [Acceso: ago., 15, 2021].

Según el criterio de diseño, este material es el que se implementara en la fabricación del pin, el buje y la columna externa que soportara la estructura externa.

Con la ecuación (5 y 6) se calcula el factor de seguridad usando las propiedades del material;

$$\sigma_{adm} = 0,66 * 710 \times 10^6 Pa$$

$$\sigma_{adm} = 468,6 MPa$$

$$FS = \frac{1110 \times 10^6 Pa}{468,6 \times 10^6 Pa}$$

$$FS = 2,37$$

Con el factor de seguridad, se puede determinar, el esfuerzo cortante de falla para el material, calculando el esfuerzo cortante admisible del material y despejando de la ecuación (7);

$$\tau_{adm} = 0,45 * (710 \times 10^6 Pa)$$

$$\tau_{adm} = 319,5 MPa$$

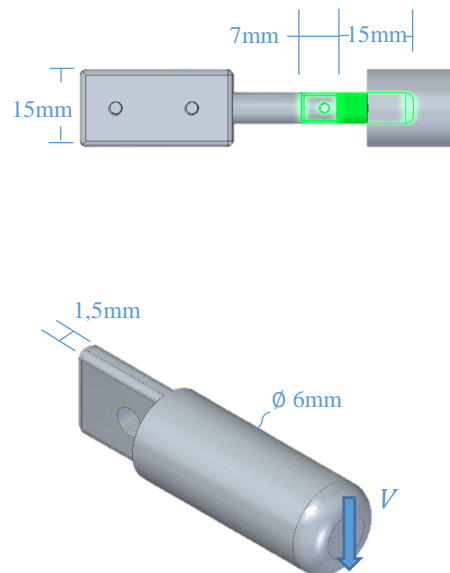
$$\tau_{falla} = 2,37 * 319,5 \times 10^6 Pa$$

$$\tau_{falla} = 756,82 MPa$$

Con estos valores de esfuerzo cortante admisible y esfuerzo cortante de falla, se puede realizar una comparación calculando el esfuerzo cortante máximo que puede ocurrir en el pin según sus condiciones de diseño como en la unión estrella-pin, de esta forma se certifica que el elemento no valla a fallar con las dimensiones predefinidas como se observa en la Figura 70.

**Figura 70.**

*Diagrama del pin.*



**Nota.** Fuerza cortante que actúa en el pin, medidas y disposición en el mecanismo. Tomado de: Solid Edge 2021.

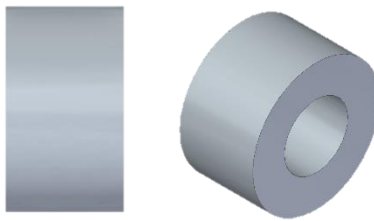
- **Buje para el pin**

Para que el pin sufra la menor cantidad de deformación, se debe integrar un buje (Figura 71) entre el pin y la columna externa, para esto se debe tener en cuenta los tipos de agujero y su tolerancia, el material del buje será en Acero AISI 4340, los bujes se usan en aplicaciones donde se debe tener un seguidor para su eje en donde se moverá sobre este, usualmente son de bronce, sin embargo, se pueden usar otros tipos de materiales. Para mas información del buje ver ANEXO

7

**Figura 71.**

*Buje de Acero AISI 4340.*



**Nota.** Elemento de apoyo y refuerzo para un eje. Tomado de: Solid Edge 2021.

En la Figura 72 se observa un cuadro de ajustes para el buje.

**Figura 72.**

*Cuadro de ajustes recomendados.*

Agujero Único		Eje Único		Características del asiento	Ejemplos
H 8	x 8			Prensado duro. Montaje a prensa. No necesita seguro.	Coronas de bronce, ruedas.
H 8	u 8				
H 7	s 6			Prensado. Montaje a prensa.	Piñón motor.
H 7	r 6			Prensado ligero. Necesita seguro.	Engranajes de máquinas.
H 7	n 6			Muy forzado. Montaje a martillo.	Casquillos especiales.
H 7	k 6			Forzado. Montaje a martillo.	Rodamientos a bolas.
H 7	j 6			Forzado ligero. Montaje a mazo.	Rodamientos a bolas.
H 7	h 6			Deslizante con lubricación.	Ejes de lira.
H 8	h 9			Deslizante sin lubricación.	Ejes de contrapunto.
H 11	h 9			Deslizante. Ajuste corriente.	Ejes de colocaciones.
H 11	h 11			Deslizante. Ajuste ordinario.	Ejes-guías atados.
H 7	g 6	G 7	h 6	Giratorio sin juego apreciable.	Émbolos de freno.
H 7	f 7	F 8	h 6	Giratorio con poco juego.	Bielas, cojinetes.
H 8	f 7	F 8	h 9	Giratorio con poco juego.	Bielas, cojinetes.
H 8	e 8	E 9	h 9	Giratorio con gran juego.	Cojinetes corrientes.
H 8	d 9	D 10	h 9	Giratorio con mucho juego.	Soportes múltiples.
H 11	c 11	C 11	h 9	Libre (con holgura).	Cojinetes de máquinas agrícolas.
H 11	a 11	A 11	h 11	Muy libre.	Avellanados, taladros de tornillos.

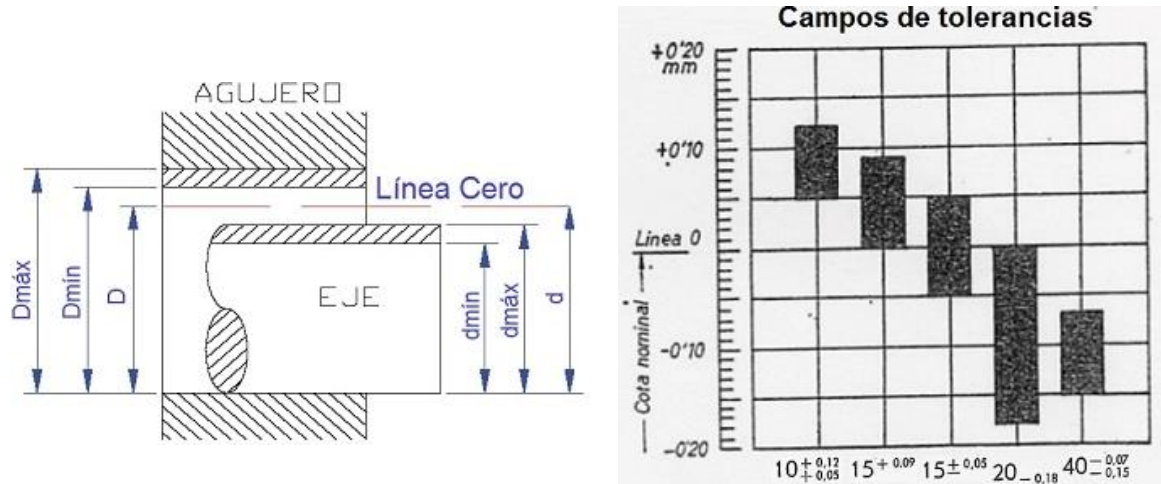
**Nota.** Con el cuadro anterior se selecciona el ajuste adecuado para las condiciones de servicio tanto para el ajuste el pin y el buje como para el buje y la columna externa. [En línea]. Disponible: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn19.html>

Teniendo en cuenta la información anterior se procede a calcular las dimensiones específicas del eje y el agujero, se toma un ajuste forzado (H7;k6) entre la columna externa y el buje y para el buje y el pin se toma un ajuste giratorio sin juego apreciable (H7;g6).

En la Figura 73, se aprecian las medidas de como estará ajustado el pin y el buje según las tolerancias que se tienen en cuenta, a continuación, se aprecian las tolerancias del eje y el agujero respectivamente.

**Figura 73.**

*Tolerancias del eje y agujero.*



**Nota.** Ilustración donde se representa las tolerancias del eje y agujero con el diámetro máximo y mínimo del agujero y el eje. [En línea]. Disponible: [Calculadora de ajustes y tolerancias PFERD](#)

En la Figura 74 se observan las tolerancias del eje y agujero del buje en el pin y en la columna.

**Figura 74.**

*Tolerancias del eje y agujero.*

**Diámetro**

Medida nominal:  mm

<b>Tolerancia del agujero</b>		<b>Tolerancia del eje</b>	
Campos de tolerancia para las medidas interiores:	<input type="text" value="H7"/>	Campos de tolerancia para las medidas exteriores:	<input type="text" value="g6"/>
Medida límite superior ES:	<input type="text" value="12"/> $\mu\text{m}$	Medida límite superior es:	<input type="text" value="-4"/> $\mu\text{m}$
Medida límite inferior EI:	<input type="text" value="0"/> $\mu\text{m}$	Medida límite inferior ei:	<input type="text" value="-12"/> $\mu\text{m}$
Diámetro máximo del agujero:	<input type="text" value="6.012"/> mm	Diámetro máximo del eje:	<input type="text" value="5.996"/> mm
Diámetro mínimo del agujero:	<input type="text" value="6"/> mm	Diámetro mínimo del eje:	<input type="text" value="5.988"/> mm

**Diámetro**

Medida nominal:  mm

<b>Tolerancia del agujero</b>		<b>Tolerancia del eje</b>	
Campos de tolerancia para las medidas interiores:	<input type="text" value="H7"/>	Campos de tolerancia para las medidas exteriores:	<input type="text" value="k6"/>
Medida límite superior ES:	<input type="text" value="18"/> $\mu\text{m}$	Medida límite superior es:	<input type="text" value="12"/> $\mu\text{m}$
Medida límite inferior EI:	<input type="text" value="0"/> $\mu\text{m}$	Medida límite inferior ei:	<input type="text" value="1"/> $\mu\text{m}$
Diámetro máximo del agujero:	<input type="text" value="12.018"/> mm	Diámetro máximo del eje:	<input type="text" value="12.012"/> mm
Diámetro mínimo del agujero:	<input type="text" value="12"/> mm	Diámetro mínimo del eje:	<input type="text" value="12.001"/> mm

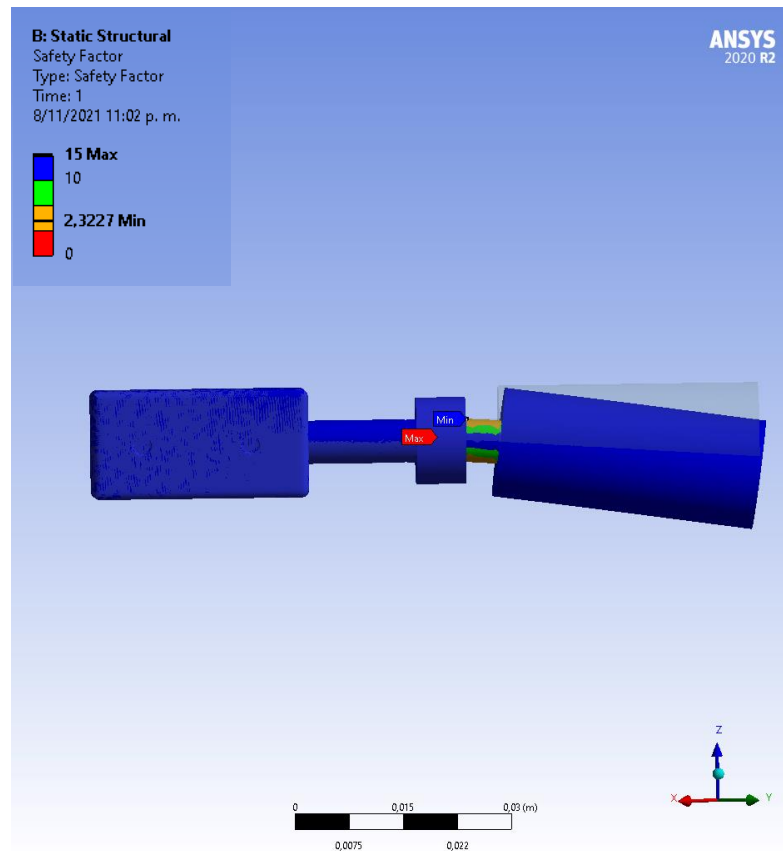
**Nota.** Cálculo del ajuste y tolerancia con herramienta online. [En línea]. Disponible: [Calculadora de ajustes y tolerancias PFERD](#)

- **Simulación del pin**

En las siguientes Figuras 75, 76 y 77 se observan las simulaciones del pin en conjunto con el buje y las unión pin soporte estrella,

**Figura 75.**

*Simulación del factor de seguridad del pin.*



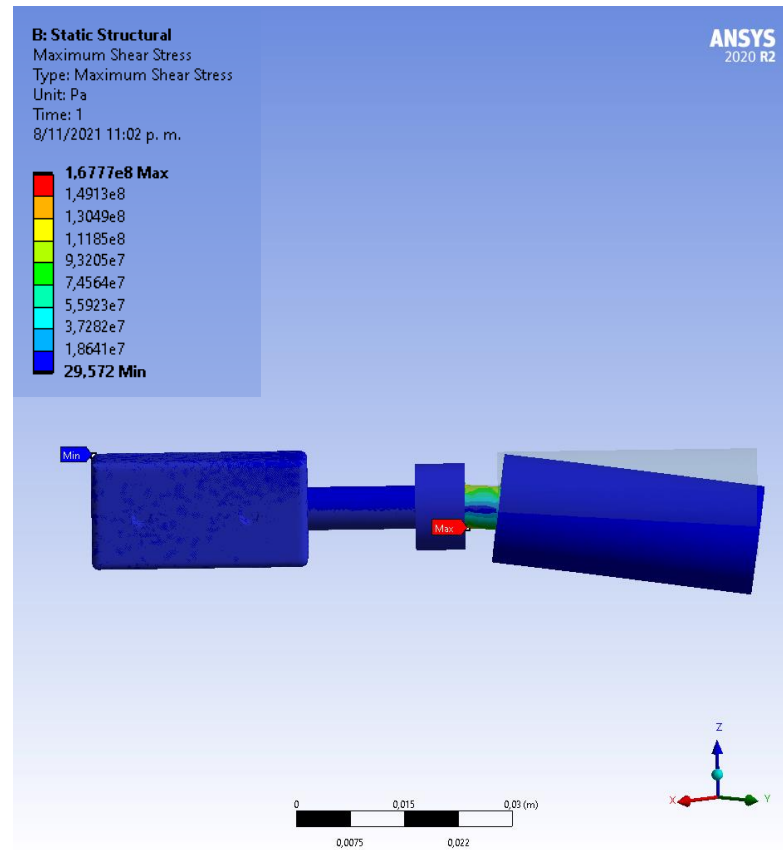
*Nota.* Se evidencia que el factor de seguridad máximo y mínimo que puede tomar el pin con el criterio de diseño. Tomado de: ANSYS 2020 R2. (Las simulaciones pueden verse exageradas para mostrar el tipo de deformación que se llegaría a preciar, sin embargo, eso no significa que la pieza llegara a fallar).

En la simulación del factor de seguridad del pin, se puede apreciar que el mínimo corresponde a 2,3227, muy parecido al factor de seguridad del material Acero AISI 4340 de 2,37, se puede concluir que el pin con las dimensiones propuestas y las condiciones de carga a la cuales serán sometidos puede trabajar sin problemas debido a que el material tiene un factor de seguridad justo en el valor mínimo que puede tomar.



**Figura 76.**

*Simulación del esfuerzo cortante máximo.*

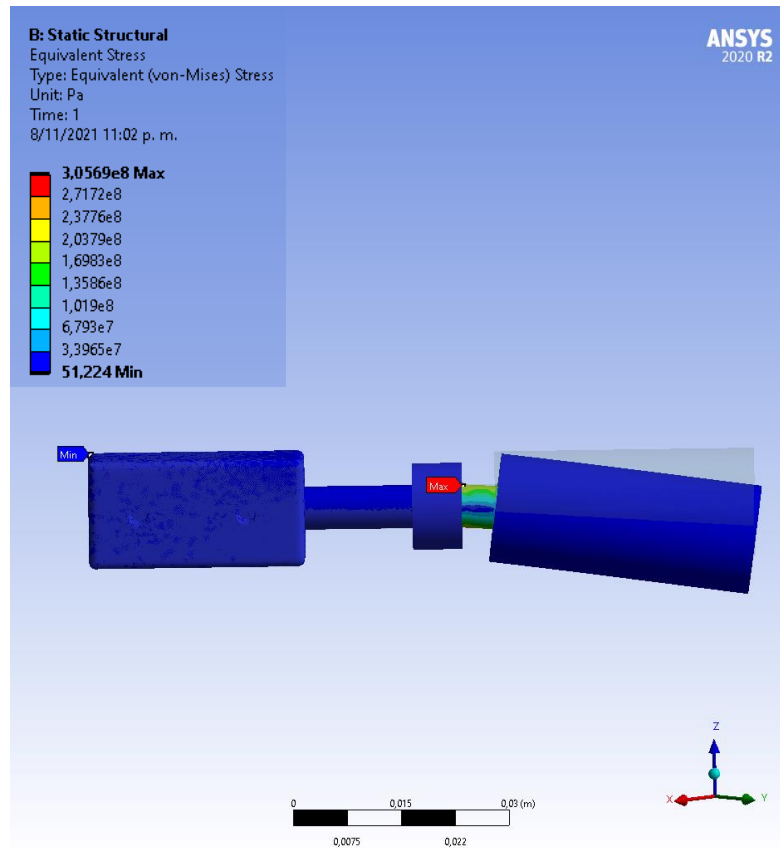


*Nota.* Se evidencia que el esfuerzo cortante máximo y mínimo que le puede ocurrir al pin con las condiciones de carga. Tomado de: ANSYS 2020 R2. (Las simulaciones pueden verse exageradas para mostrar el tipo de deformación que se llegaría a preciar, sin embargo, eso no significa que la pieza llegara a fallar).

Al simular el esfuerzo cortante maximo del pin, se obtiene que el valor maximo esta justo despues del buje en la parte inferior del pin según la ilustracion anterior, ese valor corresponde a 167,77MPa, sin embargo ese esfuerzo cortante no sobrepasa el valor del esfuerzo cortante admisible del Acero AISI 4340 que es de 319,9MPa, según lo anterior, se demuestra que no fallara en las condiciones de carga.

**Figura 77.**

*Simulación del esfuerzo de von-Mises del pin.*



**Nota.** Se evidencia el esfuerzo de von-Mises maximo y minimo que le puede ocurrir al pin con las condiciones de carga. Tomado de: ANSYS 2020 R2. (Las simulaciones pueden verse exageradas para mostrar el tipo de deformación que se llegaría a preciar, sin embargo eso no significa que la pieza llegara a fallar).

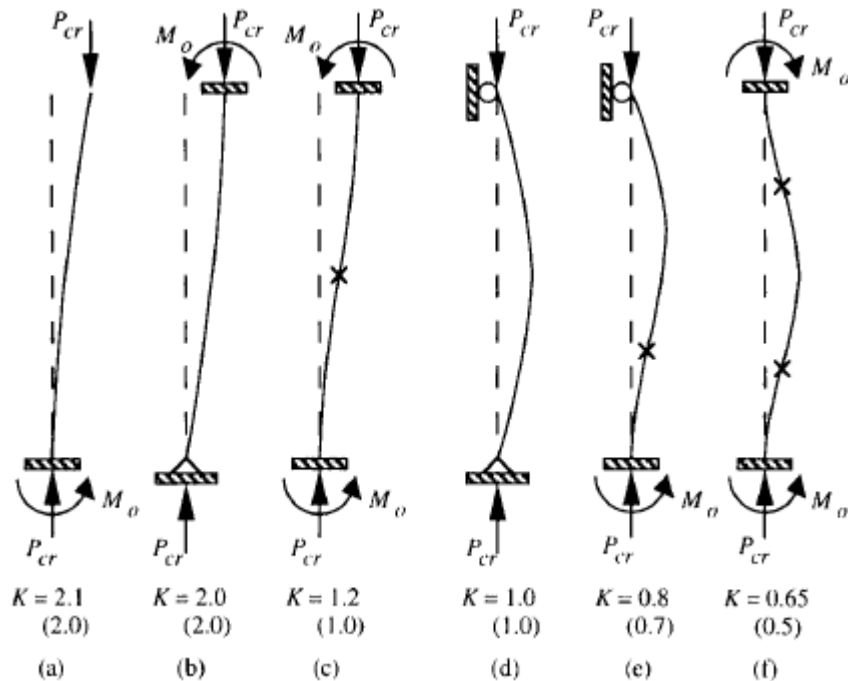
En la simulación del esfuerzo equivalente de von-Mises del pin, se obtuvo que el máximo está situado después del buje en la parte superior del pin, es allí donde ocurre el esfuerzo máximo de 305,69MPa, no obstante, este esfuerzo no supera el límite admisible del Acero AISI 4340 de 710MPa, esto demuestra que el pin no fallará con la carga a la cual se someterá.

#### 4.4.6 Columnas externas

Para sostener los soportes estrella que soportan las masas, fuera de la estructura de bandejas, se deben integrar columnas que se encarguen de mantener elevado el soporte que sostiene las masas en caso de que no quieran ser usadas, junto con la camisa que cubrirá la columna, la cual se usara para desplazar las masas. La altura de las columnas externas está dada por, la altura de la estructura interna con bandejas (vástago), que consta de la suma de las alturas de las columnas internas de la estructura de bandejas, la altura es de 2409,39 mm, según esto la columna será esbelta y se debe identificar el tipo de apoyo para el planteamiento del cálculo (Figura 78.). Las columnas tendrán agujeros donde se podrá instalar los dispositivos automáticos que ayudaran a que la masa quede suspendida sin tocar la estructura bandeja, este agujero tiene un espacio considerable para introducir un buje de refuerzo y seguimiento para el pin de soporte que servirá en el momento de tener las masas suspendidas por este. Para más información de las columnas externas ver ANEXO 7.

**Figura 78.**

*Tipos de apoyos de las columnas.*



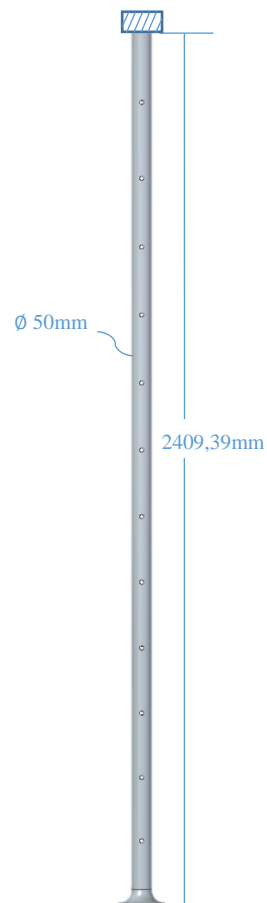
**Nota.** En la figura se aprecian ciertos valores que puede tomar K según el tipo de apoyo de la columna, el valor que esta entre paréntesis corresponde al valor teórico y el otro al valor para un diseño. Tomado de: J.C. Smith. "Structural Steel Design LRFD Approach" North Carolina State, 1996 [PDF]

- **Cálculo de columnas externas**

En la Figura 79 se observa el diagrama de la columna externa.

**Figura 79.**

*Diagrama de la columna externa.*



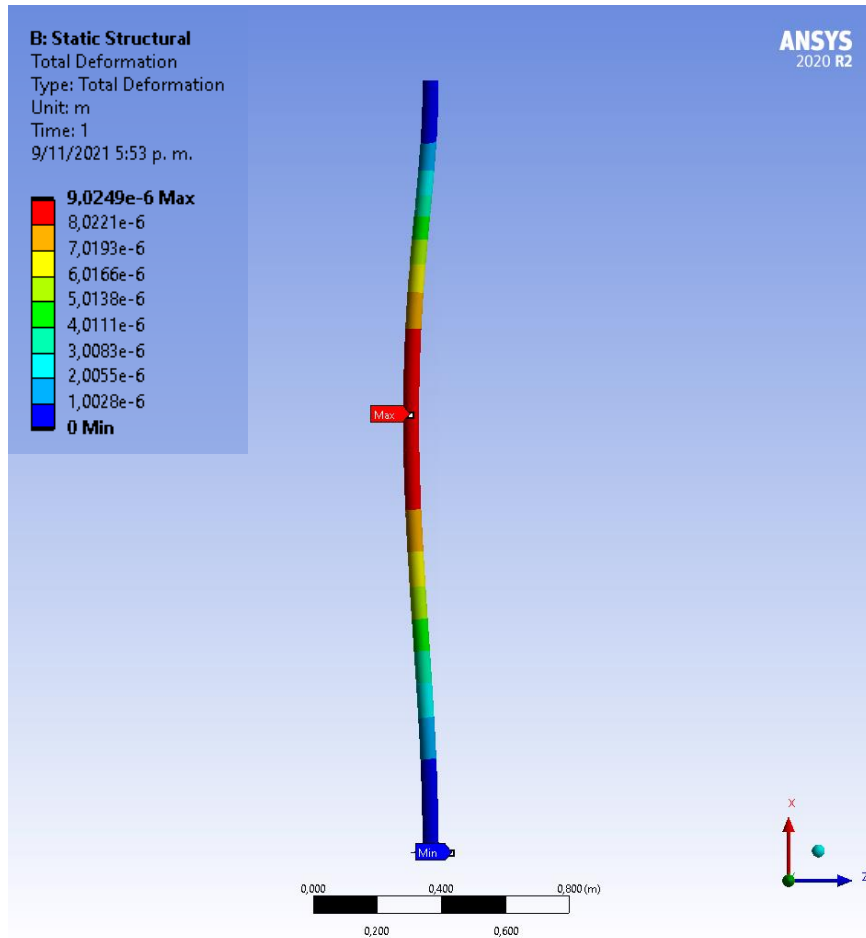
**Nota.** Dimensiones de la columna externa, fija en los extremos. Tomado de: Solid Edge 2021.

- **Simulación de la columna externa**

En las Figuras 80, 81 y 82 se observan las simulaciones de la columna externa.

**Figura 80.**

*Simulación de la deformación total de la columna externa.*

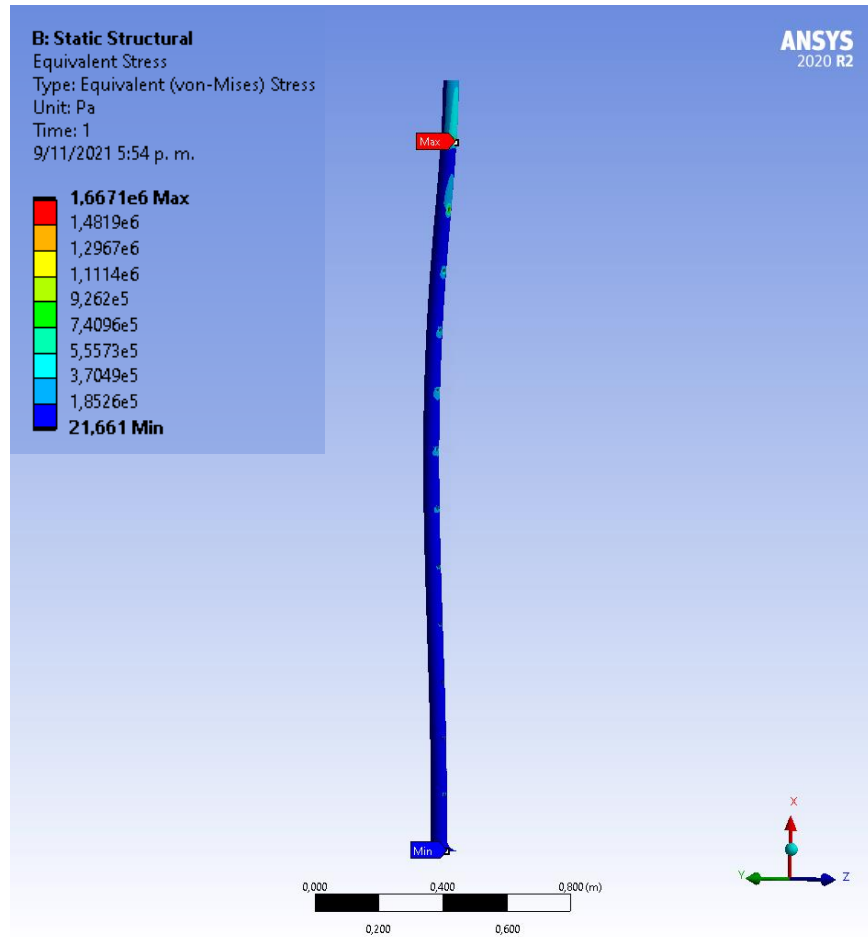


*Nota.* Se evidencia que la deformación total máxima y mínima que le puede ocurrir a la columna externa con las condiciones de diseño. Tomado de: ANSYS 2020 R2. (Las simulaciones pueden verse exageradas para mostrar el tipo de deformación que se llegaría a preciar, sin embargo, eso no significa que la pieza llegara a fallar).

En la simulación de la deformación para la columna externa se aprecia que la máxima deformación puede ocurrir en la mitad de la columna, con un valor de  $9,0249 \times 10^{-6} \text{m}$ , este valor es pequeño por lo que se demuestra que la columna externa soportará las condiciones de carga a las que será sometida

**Figura 81.**

*Simulación de esfuerzo de von-Mises de la columna externa.*

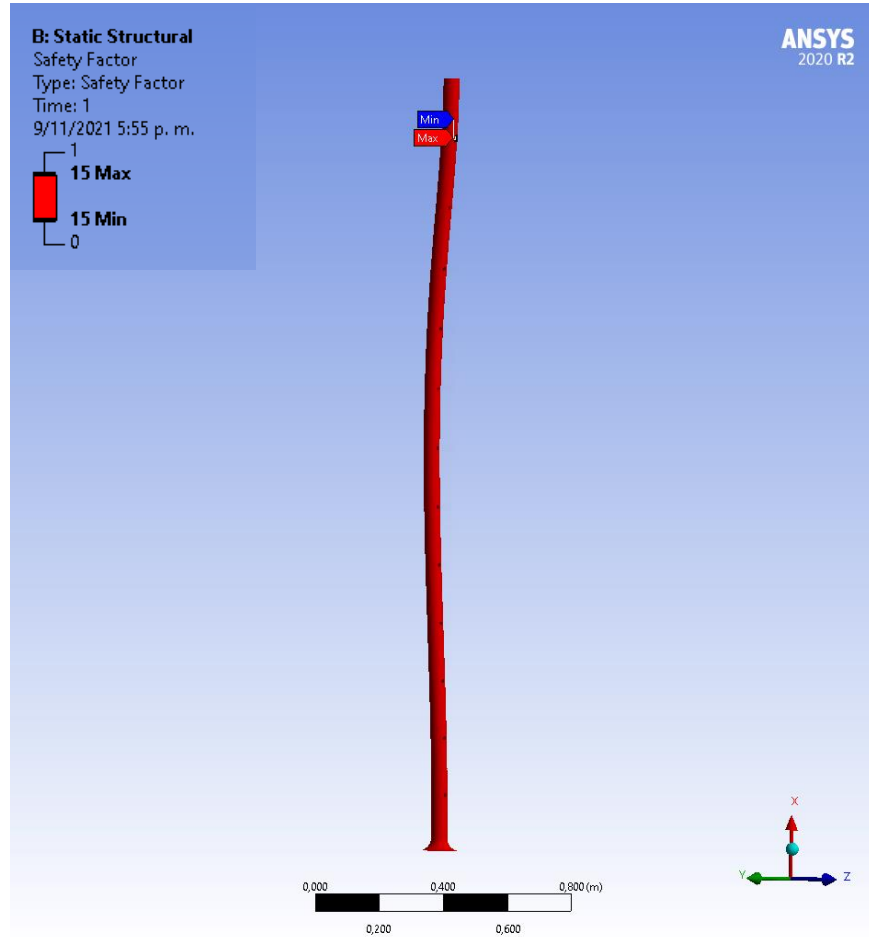


**Nota.** Se evidencia que el esfuerzo de von-Mises máximo y mínimo que le puede ocurrir a la columna externa con las condiciones de carga. Tomado de: ANSYS 2020 R2. (Las simulaciones pueden verse exageradas para mostrar el tipo de deformación que se llegaría a preciar, sin embargo, eso no significa que la pieza llegara a fallar).

Al simular la columna y analizar el esfuerzo equivalente de von-Mises, se aprecia que el esfuerzo máximo se encuentra en el orificio superior donde se encuentra el solenoide que se usa para restringir el desplazamiento, allí se posa la mayor cantidad de peso generando un esfuerzo máximo de 1,6671MPa, este valor no sobrepasa el límite elástico del Acero AISI 4340 de 710MPa, este será el material que se propone para diseñar las columnas, es preciso decir que la columna soporta las condiciones de carga a las que se someterá.

**Figura 82.**

*Simulación del factor de seguridad de la columna externa.*



**Nota.** Se evidencia que el factor de seguridad máximo y mínimo que puede tomar la columna externa según el criterio de diseño. Tomado de: ANSYS 2020 R2. (Las simulaciones pueden verse exageradas para mostrar el tipo de deformación que se llegaría a preciar, sin embargo, eso no significa que la pieza llegara a fallar.)

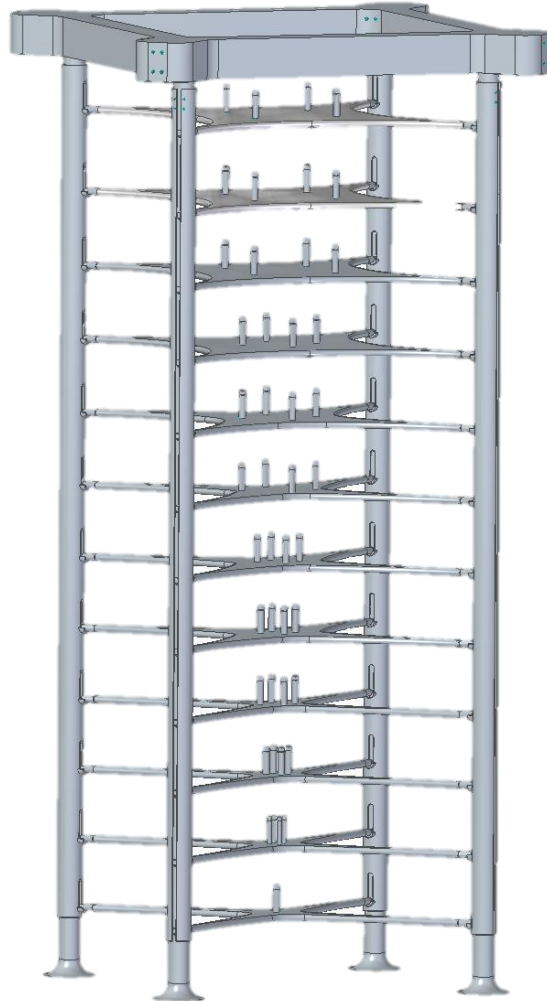
En la simulación del factor de seguridad de la columna externa se obtiene un factor de 15, dado que con una columna de alrededor de 2cm de diámetro podría soportar estas condiciones de carga, sin embargo, para evitar cualquier tipo de fallo se toma un diámetro de 5cm, esa es la razón de un factor de seguridad elevado.

Luego, de realizar los cálculos de la estructura soporte externa se obtiene el ensamble de todas las piezas que conforman toda la estructura soporte externa, para verificar las dimensiones y detalles de las piezas que conforman la estructura (ver ANEXO 7). En la Figura 83, se logra apreciar una guía-soporte en la parte superior de todo el ensamble, tiene la función de mantener

fijas las columnas y también para posicionar los actuadores electromecánicos que realizan los movimientos de las camisas, el material de este elemento es Aluminio 7075-T6.

**Figura 83.**

*Ensamble de la estructura soporte externa.*



**Nota.** Estructura soporte externa, que sostiene las masas cuando no se quieren usar. Tomado de: Solid Edge 2021.



Todo el diseño de la estructura que realizara la selección y movimiento de las masas se puede apreciar en a continuación Figura 84.;

**Figura 84.**

*Ensamble del diseño del sistema de cambio de masas para el patrón primario de par torsional.*

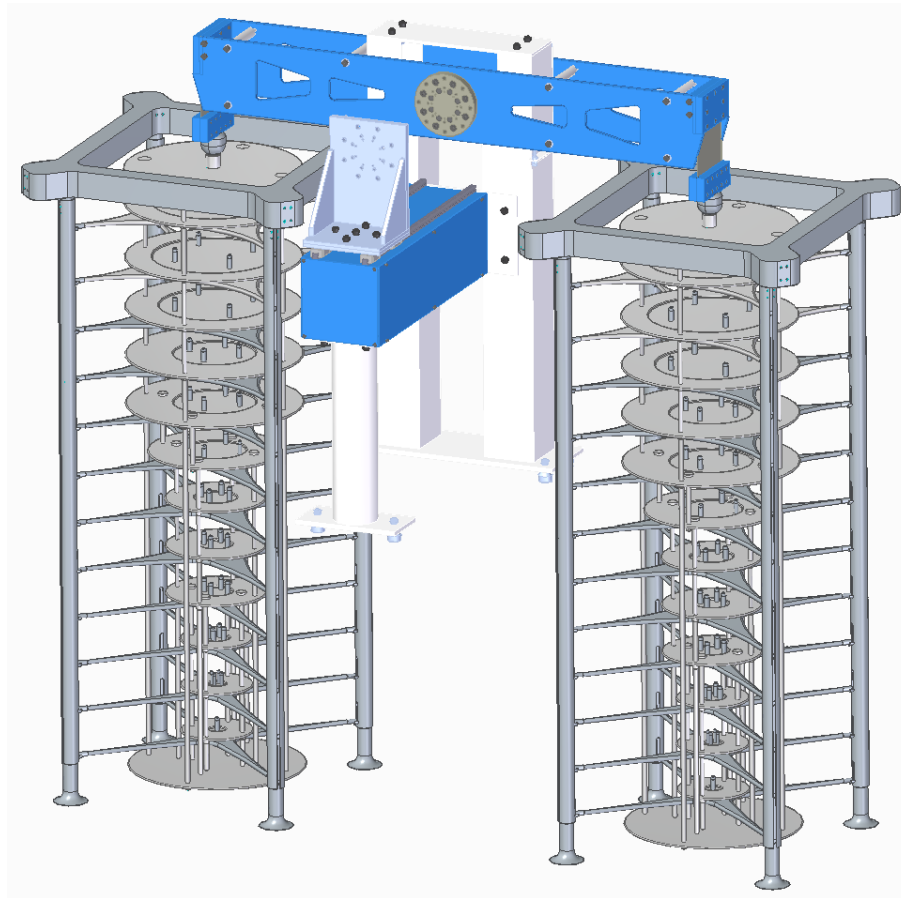


**Nota.** Ilustración del diseño de la estructura completa. Tomado de: Solid Edge 2021.

El ensamble integrado a los extremos del brazo palanca se vería de la siguiente manera en la Figura 85;

**Figura 85.**

*Sistema de cambio de masas ya integrado al patrón primario de par torsional.*



**Nota.** Ilustración de cómo se posicionará la estructura de selección de masas en el patrón primario de par torsional. Tomado de: Solid Edge 2021.

Para poder acoplar el diseño, al patrón primario de par torsional, fue necesario rediseñar la mordaza que une la placa del extremo del brazo palanca y la estructura con bandejas que denominamos vástago (ver ANEXO 7) para evidenciar el rediseño de estas piezas.

## 4.5 Dispositivos automáticos

### 4.5.1 Sistema de alimentación ininterrumpida (UPS)

Este sistema de alimentación (Figura 86) cuenta con un suministro de energía ininterrumpida debido a que tiene una batería de respaldo de 750V y 420 W de potencia, además este sistema funciona como un estabilizador puesto que tiene un fusible con el fin de evitar que se quemé el sistema UPS y los dispositivos conectados a él, esto se implementara antes de la fuente de los solenoides y de los actuadores.

**Figura 86.**

*Sistema de alimentación UPS.*



*Nota.* Dispositivo de seguridad y protección para los elementos de control. [En línea]. Disponible: [Estabilizadores Y Ups Sistema De Alimentación Ininterrumpida mercadolibre.com.co](https://www.mercadolibre.com.co)

### 4.5.2 Dispositivos que restringe el movimiento vertical de los soportes de las masas

Para la restricción del movimiento vertical de los soportes que mantienen las masas suspendidas, evitando que estas se posen sobre las bandejas de la estructura que reemplaza el vástago, se necesitan dispositivos que mantengan estos soportes arriba cuando las camisas bajen,

para las masas que no se desean usar, cuando se desean usar se activaran estos dispositivos, liberando los soportes y bajando con el apoyo de las camisas, una de las opciones que más se pueden acoplar a estas necesidades, son los solenoides de embolo eléctricos.

- **Solenoides de embolo eléctrico**

Los solenoides de embolo (Figura 87), son dispositivos que funcionan por medio de una bobina, la cual al tener una carga eléctrica genera un campo magnético que atrae una placa ferromagnética, que está unida a un embolo, lo genera que este se introduzca dentro de la estructura del dispositivo, normalmente el embolo se encuentra a afuera de la estructura, por medio de un resorte que hace que el embolo retorne a la posición de reposo, cuando no se le induce carga eléctrica. Se usará el solenoide de embolo con la referencia JF-0530B DC 24V de la marca industriales andes (ver ANEXO 4).

**Figura 87.**

*Solenoides de embolo.*



**Nota.** Este dispositivo restringe el movimiento de las masas cuando no se requieren desplazar [En línea]. Disponible: <https://industrialesandes.co/maniobra/188-solenoides-jf-0530b-dc24v.html>

- **Fuente para solenoides**

Se destinarán tres fuentes; una para energizar los solenoides de embolo, puesto que la suma total de los noventa y seis dispositivos solenoides de embolo consumen una corriente total de 28,8A a 24V DC, cada solenoide consume 300mA. Las otras dos fuentes se implementarán para energizar los actuadores de cada estructura puesto que la suma total por cada estructura es de 21,6A

a 24V DC, cada actuador electromecánico consume 5,4Amp. La fuente seleccionada es una fuente GRELCO referencia 2430<sup>a</sup> (Figura 88).

**Figura 88.**

*Fuente de energía GRELCO de 24V DC 30A.*



**Nota.** Fuente de 24V DC 30A, para los solenoides de embolo. [En línea]. Disponible: [FUENTE DE ALIMENTACION SALIDA FIJA 24V DC 30A 2430A \(cetronic.es\)](#)

#### 4.5.3 Relé normalmente abierto

Los contactos normalmente abiertos serán activados por medio de un relé (Figura89), que es una bobina, cuando se energiza se encarga de cerrar el circuito para dar paso de energía, es usado en distintos sistemas automatizados puesto que este recibe la señal de un PLC para realizar esta acción.

**Figura 89.**

*Dispositivo relé normalmente abierto.*



**Nota.** Con este dispositivo se dará paso de energía los solenoides de embolo. [En línea]. Disponible: [SLA-24VDC-SL-C RELE, RELAY O RELEVO DE 24V 30A 6 PINES \(ssdielect.com\)](#)

#### 4.5.4 Switch final de carrera

Es un sensor eléctrico que se posiciona al final del recorrido de un elemento en movimiento, con el fin de indicar la posición. Este dispositivo se posicionará en las estructuras para indicar si están arriba o abajo. En la Figura 90 se observa el dispositivo final de carrera.

**Figura 90.**

*Switch final de carrera EB SIDRTY SIDXIT  
2M CBL.*



*Nota.* Dispositivo que cambiara a la opción de demostración a la opción manual y viceversa. [En línea]. Disponible: [83873102 Crouzet | Mouser Colombia](https://www.crouzet.com/colombia)

#### 4.5.5 Opciones para el movimiento de las camisas

Como se ha hablado, para la selección de las masas se debe realizar movimientos cuidadosos que requieren de una excelente precisión, para esto se investigaron diferentes dispositivos que se pueden disponer para realizar los movimientos. A continuación, se expondrán algunos dispositivos que realizan movimientos específicos generalmente usados en aplicaciones industriales.

- **Cilindro neumático**

El movimiento de las masas es factible por medio de cilindros neumáticos (Figura 91), ya que permite el movimiento de elementos de forma lineal con una velocidad controlada, dependiendo de la presión de aire suministrado, los movimientos son posibles bajo la acción del deslizamiento

de las camisas. Con estos instrumentos realizan los movimientos en el laboratorio de par torsional de CENAM.

**Figura 91.**

*Cilindro Neumático.*



*Nota.* Actuador Neumático marca Festo Tomado de: [https://www.festo.com/media/pim/716/D15000100116716\\_1056x1024.jpg](https://www.festo.com/media/pim/716/D15000100116716_1056x1024.jpg). [Ficha técnica](#)

- **Actuador electromecánico**

Los actuadores electromecánicos (Figura 92), son dispositivos que por medio de impulsos eléctricos generan la activación de un movimiento par de giro en un motor unido a un tornillo sin fin con un sistema de rodamiento de bolas (Figura 93), al realizar el movimiento de giro se mueve un carro en un movimiento lineal, estos también son llamados actuadores lineales.

**Figura 92.**

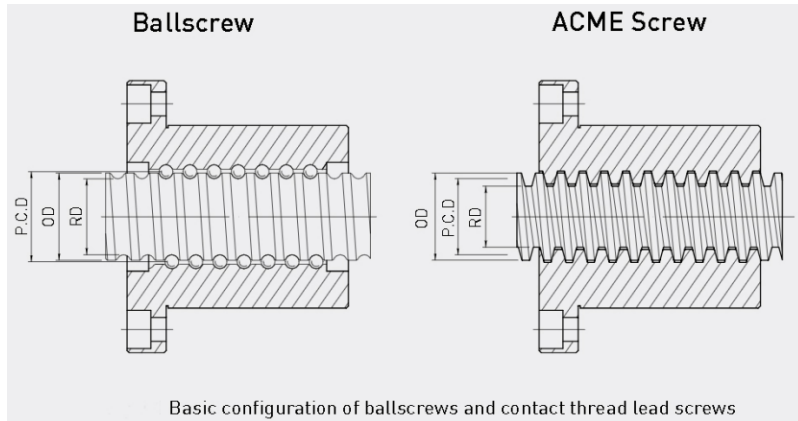
*Actuador Electromecánico.*



*Nota.* Actuador electromecánico EGC-HD-BS marca Festo. [En línea]. Disponible: [Spindelachse EGC-BS online kaufen | Festo AT](#)

**Figura 93.**

*Tipo de movimiento en el actuador electromecánico.*



*Nota.* Vista de la sección del tornillo sin fin, con balineras y sin balineras. [En línea]. Disponible: <https://vallder-rs.com/en/c/280/4/ball-screws/sfu-1605-nut-detail>

Para realizar los movimientos en la alternativa de movimiento de las masas en un solo eje, se puede implementar tanto el cilindro neumático, como el actuador electromecánico, ambas opciones cumplen con el movimiento, pero se decide hacer una selección por medio de una comparación, para ello se verifica el rendimiento y la adaptabilidad a las condiciones de uso.

En la Tabla 13 se logra apreciar los beneficios que tiene el uso de los actuadores electromecánicos, ya que resulta más confiable debido a su mayor precisión, mayor durabilidad y seguridad.

**Tabla 13.**

*Características de los dispositivos a integrar en la alternativa de diseño seleccionada.*

<b>Características</b>	<b>Cilindros neumáticos</b>	<b>Actuadores electromecánicos</b>
Menor costo	<b>x</b>	
Mayor precisión		<b>x</b>
Mantenimiento más sencillo		<b>x</b>
Mayor seguridad		<b>x</b>
Mayor durabilidad		<b>x</b>
<b>Total</b>	<b>1</b>	<b>4</b>

*Nota.* Comparación de los dispositivos según las características que atribuyan al diseño.

Por otra parte, el uso de los actuadores es más ergonómico de tal forma que ocupa menos espacio, la ficha técnica de este actuador fabricado en Festo, brinda las características del actuador electromecánico EGC-HD-BS (ver ANEXO 5). Si se desea tener más información del cilindro neumático revisar ficha técnica (ver ficha técnica en Figura 91, apartado nota) para compararlos de mejor manera.



#### 4.5.6 Servomotor del actuador electromecánico

Es un dispositivo parecido a un motor DC, sin embargo, este cuenta con la posibilidad de posicionarse dentro del rango permitido y mantenerse estable en dicha posición. En la Figura 94 se observa un servomotor Festo.

**Figura 94.**

*Servomotor EMMT-AS*



**Nota.** Servomotor integrado en los actuadores electromecánicos para realizar el recorrido. Tomado de Ficha técnica del actuador electromecánico EGC-HD-BS.

- **Regulador de servoaccionamiento**

El regulador de servoaccionamiento (Figura 95) es un receptor de las señales que envié el Computador Lógico Programable (PLC), para luego convertir la señal y renviársela al servomotor para que realice el par de giro programado.

**Figura 95.**

*Regulador de servoaccionamiento CMMT-AS*



**Nota.** Este regulador se usará para convertir la señal del PLC y realizar movimiento en los actuadores electromecánicos. Tomado de: Ficha técnica del actuador electromecánico EGC-HD-BS.

#### 4.5.7 Selección del PLC

Para la selección del Computador Lógico Programable (PLC), se recurrió a la empresa Festo quien propuso usar el PLC Edutrainer Festo CPX-CEC (Figura 96) que funciona con el software Codesys V2.3, donde se realizó la programación automática para la selección y cambio de masas, además este PLC tiene la capacidad de integrarle módulos para aumentar la cantidad de entradas y salidas.

**Figura 96.**

*PLC edutrainner festo CPX-CEC codesys v2.3*



**Nota.** Dispositivo controlador lógico programable PLC. [En línea]. Disponible: [EduTrainer® Universal variantes preferentes MPS®: soporte A4 con Festo CPX-CEC CODESYS® V2.3/CODESYS® V3.5 - PLC - Control/Redes - MPS® Sistema de Producción Modular - - Productos - Festo Didactic \(festo-didactic.com\)](https://www.festo-didactic.com/Products/PLC-CPX-CEC-CODESYS-V2.3-CODESYS-V3.5-PLC-Control/Redes-MPS-Sistema-de-Produccion-Modular-Productos-Festo-Didactic)

- **Módulo de entradas y salidas para el PLC**

Este módulo proporciona más entradas y salidas para añadir más dispositivos según sea la necesidad. Su referencia es Festo CPX-CEC (Figura 97) y se usaran 4 con el fin de controlar los solenoides de la derecha aparte de los de la izquierda, satisfaciendo las necesidades por cada dispositivo de cada estructura, ya que cuenta con solamente 8 entradas y 8 salidas.

**Figura 97.**

*Módulo Festo CPX-CEC.*



*Nota.* Modulo que se integrara al PLC EDUTRAINER FESTO CPX-CEC CODESYS V2.3. [En línea]. Disponible: [Variante preferente de EduTrainer® Compact con FESTO CECC - Learning Systems - Festo Didactic \(festo-didactic.com\)](#)

- **Pantalla táctil - Front-End Displays (FED)**

Este se usará con el fin de poder controlar todo por medio de un panel táctil, servirá como múltiples entradas controlando la gran parte de las acciones del PLC programas, su referencia es Front-End Displays (FED)-301 de 4,3” (Figura 98) de Festo para compatibilidad con el PLC.

**Figura 98.**

*Pantalla Festo Front-End Displays (FED)*



*Nota:* Pantalla táctil capaz de controlar el PLC llamada Front-End Displays FED. [En línea]. Disponible: [https://www.festo.com/cat/ru\\_ru/data/doc\\_engb/PDF/EN/FED\\_EN.PDF](https://www.festo.com/cat/ru_ru/data/doc_engb/PDF/EN/FED_EN.PDF)

#### **4.5.8 Selección de masas por dispositivos**

Para la selección de masas se deben considerar;

- Combinaciones posibles con doce masas. Para sacar las posibles combinaciones, se usa la fórmula de probabilidad y estadística;

Lo que equivale a 4095 combinaciones posibles con doce masas.

- Un total de 33 salidas donde 24 estarán conectadas a un relé y cada uno de estos controla 4 solenoides, cada salida en el PLC soporta 500mA, el PLC será modular y tendrá 4 módulos adicionales, dedicados para los solenoides.

Se llega a la conclusión de que programar 4095 combinaciones no es posible puesto que son demasiadas combinaciones. Para poder resolver este inconveniente con la automatización de selección de masas, se habla con la empresa y se llega a una solución que consta de controlar la

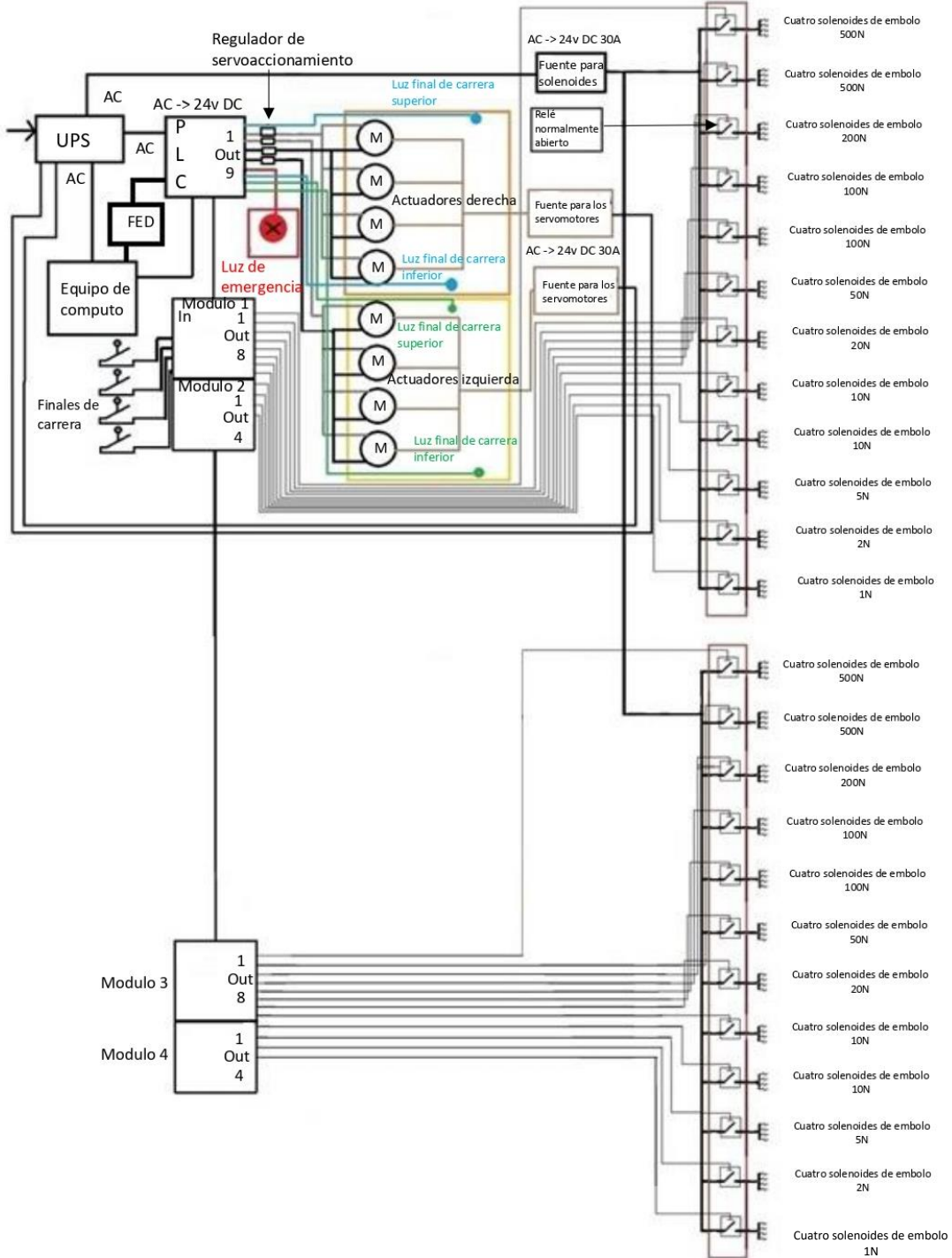
selección de masas por medio de un programa que se encargue de mandar la señal de la activación de los solenoides en sincronía, siguiente a esto manda la orden de realizar la secuencia de calibración. El patrón primario de par torsional será manipulado por una persona encargada para realizar la selección de las masas para la calibración de los transductores de torque de par torsional. Esta solución satisface de mejor manera los requerimientos que pide la empresa, dado que en los procedimientos de calibración es necesario tener una persona a cargo que compare los datos medidos Sin embargo se realiza la programación de dos secuencias automáticas donde se usaran todas las masas.

### 4.5.9 Diseño del circuito eléctrico del sistema automatizado

En la Figura 99 se observa el circuito eléctrico del sistema automático.

**Figura 99.**

*Circuito eléctrico del sistema automático*



**Nota.**

Representación gráfica del circuito que se implementará en el sistema de control.

El PLC estará programado por medio del software Codesys V2.3 con el fin de controlar el sistema, este cuenta con módulos para añadir más entradas y salidas, donde se tienen de entradas 4 finales de carrera, y el equipo de cómputo que proporciona la programación de Codesys V2.3, de salidas se tienen 2 luces verdes (izquierda) y dos luces azules (derecha) que indican la posición si a los finales de carrera están activos.

Además de tener de salida 4 reguladores de servoaccionamiento, estos se encargan de recibir el orden del PLC y controlar el accionamiento de los servomotores, con el fin de controlar el ascenso y descenso de las camisas, en el módulo adicional se tienen las salidas del accionamiento de los solenoides de émbolos por medio de un relé que se encargara de controlar de abrir o cerrar el circuito, los módulos adicionales soportan una salida de 500 mA máx. Por salida por lo que este soporta los relés donde por mucho el relé consume 185 mA.

Los dispositivos solenoides estarán conectados en grupos de 4 en los módulos 1 y 2, en un módulo 3 y 4 aparte otros grupos de 4 por 12 pisos, se tendrán un sistema de alimentación por una fuente de 24 VDC a 30A y serán activados de los relés, para un total de noventa y seis solenoides, cuarenta y ocho en cada extremo del brazo-palanca conectados en paralelo a la fuente de 24V DC 30A, conectada a un sistema de alimentación ininterrumpida UPS para evitar apagones inesperados.

Los actuadores estarán distribuidos de a 4 en cada extremo del brazo palanca del patrón primario, para un total de ocho. Cada actuador electromecánico necesita dos puertos de conexión para poder mover el servomotor, por lo que se conectarán en paralelo para ocupar solamente las dos salidas del PLC por cuatro actuadores, de igual manera se asegura que los cuatro se accionarán al tiempo para mover las camisas sincrónicamente, para un total de cuatro salidas como se observa en la figura anterior.

- **Cantidad de entradas digitales requeridas**

Las entradas digitales serán 4 finales de carreras conectados al PLC. Se planea manipular por medio de una interfaz de usuario, donde habrá señales digitales que controlan el sentido de la calibración, además de tener switches digitales donde controla la selección de los solenoides de embolo que ya están integrados en la columna externa de la estructura. Tendrá una pantalla táctil

Front End Displays (FED) con el fin de controlar lo programado, este funciona como múltiples entradas digitales creadas en la interfaz de la pantalla.

- **Definición y selección de los tipos de sensores requeridos para conectar a las entradas digitales**
  - Tipo de señal suministrada: Las entradas del PLC son de 24 VDC.
  - Energización del sensor: Los finales de carreras funcionan a 24 VDC esto se evidencia en la ficha técnica del final de carrera (Ver ANEXO 10).

En la Tabla 14 se observan las señales de entrada al PLC.

**Tabla 14.**

*Señales de entrada al PLC (Finales de carrera).*

Numero de entrada	Nombre de la entrada en el programa del PLC	Descripción/Función
1	F1	Manda una señal avisando el límite de avance hacia arriba en el lado derecho.
2	F2	Manda una señal avisando el límite de avance hacia abajo en el lado derecho.
3	F3	Manda una señal avisando el límite de avance hacia arriba en el lado izquierdo.
4	F4	Manda una señal avisando el límite de avance hacia abajo en el lado izquierdo.

**Nota.** Especificación de la señal de entrada al PLC, nombre e interacción en los procesos de calibración del mecanismo de cambio de masas.



- **Cantidad de salidas análogas y digitales requeridas**

Salidas del PLC

1. La salida uno es para un bombillo led indicador de la activación del final de carrera superior del lado derecho.
2. La salida dos está conectada a un regulador de servoaccionamiento que se encarga de mover los cuatro servomotores derechos en sentido horario.
3. La salida tres está conectada a un regulador de servoaccionamiento que se encarga de mover los cuatro servomotores izquierdos en sentido horario.
4. La salida cuatro está conectada a un regulador de servoaccionamiento que se encarga de mover los cuatro servomotores derechos en sentido antihorario.
5. La salida cinco está conectada a un regulador de servoaccionamiento que se encarga de mover los cuatro servomotores izquierdos en sentido antihorario.
6. La salida seis está conectada a una luz led que indica el momento de espera en donde no se puede usar la máquina.
7. La salida siete es para un bombillo led indicador de la activación del final de carrera inferior del lado derecho.
8. La salida ocho es para un bombillo led indicador de la activación del final de carrera superior del lado izquierdo.
9. La salida nueve es para un bombillo led indicador de la activación del final de carrera inferior del lado izquierdo.

Salidas del módulo:

1. La salida uno está conectada al relé que controla la activación del conjunto de ocho solenoides del piso uno.
2. La salida dos está conectada al relé que controla la activación del conjunto de ocho solenoides del piso dos.
3. La salida tres está conectada al relé que controla la activación del conjunto de ocho solenoides del piso tres.
4. La salida cuatro está conectada al relé que controla la activación del conjunto de ocho solenoides del piso cuatro.
5. La salida cinco está conectada al relé que controla la activación del conjunto de ocho solenoides del piso cinco.

6. La salida seis está conectada al relé que controla la activación del conjunto de ocho solenoides del piso seis.
7. La salida siete está conectada al relé que controla la activación del conjunto de ocho solenoides del piso siete.
8. La salida ocho está conectada al relé que controla la activación del conjunto de ocho solenoides del piso ocho.
9. La salida nueve está conectada al relé que controla la activación del conjunto de ocho solenoides del piso nueve.
10. La salida diez está conectada al relé que controla la activación del conjunto de ocho solenoides del piso diez.
11. La salida once está conectada al relé que controla la activación del conjunto de ocho solenoides del piso once.
12. La salida doce está conectada al relé que controla la activación del conjunto de ocho solenoides del piso doce.

- **Definición y selección de los tipos de sensores requeridos para conectar a las salidas análogas y digitales**

- Tipo de señal suministrada: Las salidas del PLC son de 24 VDC a 500 mA.
- Los relés funcionan a 24VDC a 37.5 mA.
- Los reguladores de servoaccionamiento funcionan a 24 VDC a 0.5A.
- Los Led funcionan a 24 VDC a 0,5A.

En la Tabla 15 se observan las salidas del PLC.

**Tabla 15.**

*Salidas del PLC.*

Numero de salida	Nombre de la salida en el programa del PLC	Descripción/Función
1	I1	Indicar final de carrera.
2	Y2	Manda la señal al regulador de servoaccionamiento para activar los 4 servomotores derechos.
3	Y1	Manda la señal al regulador de servoaccionamiento para activar los 4 servomotores izquierdos.
4	-Y2	Manda la señal al regulador de servoaccionamiento para activar los 4 servomotores derechos.
5	-Y1	Manda la señal al regulador de servoaccionamiento para activar los 4 servomotores izquierdos.
6	Q6	Indicar tiempo de espera donde no se puede usar la máquina.
7	I2	Indicar final de carrera.
8	I3	Indicar final de carrera.
9	I4	Indicar final de carrera.

**Nota.** Especificación de la señal de salida de PLC, nombre e interacción en los procesos de calibración del mecanismo de cambio de masas.

En la Tabla 16 se observa las salidas del módulo 1 y 2 del PLC.

**Tabla 16.**

*Salidas del Módulo 1 y 2 del PLC.*

Numero de salida	Nombre de la salida en el programa del PLC	Descripción/Función
1	D1	Manda señal para activar el relé que controla los solenoides del piso uno derecha.
2	D2	Manda señal para activar el relé que controla los solenoides del piso dos derecha.
3	D3	Manda señal para activar el relé que controla los solenoides del piso tres derecha.
4	D4	Manda señal para activar el relé que controla los solenoides del piso cuatro derecha.
5	D5	Manda señal para activar el relé que controla los solenoides del piso cinco derecha.
6	D6	Manda señal para activar el relé que controla los solenoides del piso seis derecha.
7		Manda señal para activar el relé que controla los

	D7	solenoides del piso siete derecha.
8	D8	Manda señal para activar el relé que controla los solenoides del piso ocho derecha.
Módulo 2		
1	D9	Manda señal para activar el relé que controla los solenoides del piso nueve derecha.
2	D10	Manda señal para activar el relé que controla los solenoides del piso diez derecha.
3	D11	Manda señal para activar el relé que controla los solenoides del piso once derecha.
4	D12	Manda señal para activar el relé que controla los solenoides del piso doce derecha.

**Nota.** Especificación de la señal de salida del módulo 1 del PLC, nombre e interacción en los procesos de calibración del mecanismo de cambio de masas.

En la Tabla 17 se observa las salidas del módulo 3 y 4 del PLC.

**Tabla 17.**

*Salidas del Módulo 3 del PLC.*

Numero de salida	Nombre de la salida en el programa del PLC	Descripción/Función .
1	D13	Manda señal para activar el relé que controla los solenoides del piso uno izquierda.
2	D14	Manda señal para activar el relé que controla los solenoides del piso dos izquierda.
3	D15	Manda señal para activar el relé que controla los solenoides del piso tres izquierda.
4	D16	Manda señal para activar el relé que controla los solenoides del piso cuatro izquierda.
5	D17	Manda señal para activar el relé que controla los solenoides del piso cinco izquierda.
6	D18	Manda señal para activar el relé que controla los solenoides del piso seis izquierda.
7		Manda señal para activar el relé que controla los

	D19	solenoides del piso siete izquierda.
8	D20	Manda señal para activar el relé que controla los solenoides del piso ocho izquierda.
Módulo 4		
1	D21	Manda señal para activar el relé que controla los solenoides del piso nueve izquierda.
2	D22	Manda señal para activar el relé que controla los solenoides del piso diez izquierda.
3	D23	Manda señal para activar el relé que controla los solenoides del piso once izquierda.
4	D24	Manda señal para activar el relé que controla los solenoides del piso doce izquierda.

**Nota.** Especificación de la señal de salida del módulo 2 del PLC, nombre e interacción en los procesos de calibración del mecanismo de cambio de masas.

- **Cantidad de contadores y temporizadores requeridos para la programación.**

En la Tabla 18 se observa cantidad de temporizadores implementados en el programa.

**Tabla 18.**

*Cantidad de temporizadores implementados en el programa.*

Número del temporizador	Nombre del temporizador en el programa del PLC	Descripción/Función
1	T1	Después de 2 segundos activara la marca M2 .
2	T2	Después de 28 segundos activara la marca M13.
3	T3	Se pondrá en marcha cuando la estructura tenga el avance completo, activándose un temporizador de 2 segundos activando M4.
4	T4	Después de 8 segundos activara la marca M5.
5	T5	Después de 2 segundos activara la marca M13.
6	T6	Después de 0.6 activara Q7.
7	T7	Después de 178 segundos se reinicia toda la secuencia.
8	T8	Después de 2 segundos activara la marca M9.
9	T9	Después de 28 segundos activara una marca M10.
10	T10	Después de 2 segundos activara la marca M11.



11	T11	Después de 8 segundos activara la marca M12.
12	T12	Después de 2 segundos se activará una marca M13.
13	T13	Después de 2 segundos activara la marca 13.

*Nota.* Especificación de la cantidad de temporizadores, nombre e interacción en los procesos de calibración del mecanismo de cambio de masas.

- **Identificación y selección del PLC que sea compatible con los sensores y actuadores seleccionados**

Para la selección del PLC se contactó con la empresa Festo donde nos recomendó el EduTrainer Universal explicado anteriormente en el documento este cuenta con los valores necesario en Voltios y en corriente además de ser modular en donde se le pueden adicionar módulos para tener más salidas y/o entradas. Cuenta con 16 entradas a 24VDC y 16 salidas a 24 VDC a 0.500 mA. Compatible con Codesys.

El módulo adicional es el Variante preferente de EduTrainer Compac CPX-CEC con las mismas características del PLC seleccionado.

#### **4.6 Programación del PLC**

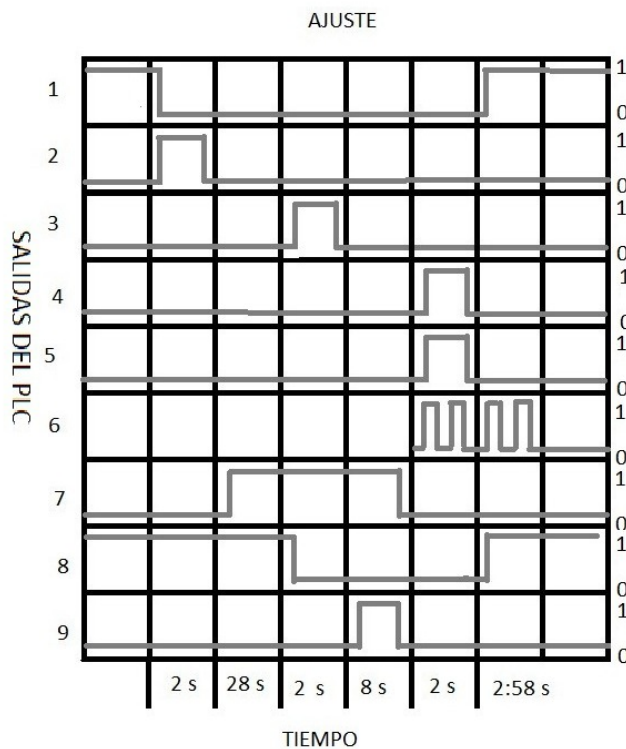
Para la programación de PLC se usara el software Codesys V2.3, con el fin de programar todo en un programa sin necesidad de tener botones físicos y todo se encuentre digital. Este contara con dos programaciones básicas, donde se tiene en cuenta el ajuste y el desajuste, dependiendo el sentido que tenga el transductor. La selección de las masas será previamente seleccionada por el operario encargado de calibrar el transductor, por medio del programa Codesys, antes de iniciar la calibración se seleccionará lo deseado, siguiente a esto se enviará esta información al PLC realizando de manera automática la selección de masas y la secuencia con estas ya incorporadas.

- Ajuste: se tienen 9 salidas que son las salidas del PLC, donde la secuencia comienza desactivando la salida 1 (luz de final de carrera superior derecho) del PLC, puesto que el final de carrera no estará en contacto, puesto que se activa la salida dos que se encarga de los

servomotores para bajar las masas, al bajar por completo se activara el final de carrera derecho inferior, activando la salida 7 ( Luz de final de carrera inferior), siguiente a esto se activara un temporizador de 28 segundos desde que el actuador se detuvo, con el fin de que las masas del lado izquierdo se posen al activarse los actuadores el final de carrera superior izquierdo se desactivara, lo que significa que la salida 8 también (luz de final de carrera superior izquierdo) y activando la salida 9 (luz de final de carrera inferior izquierdo), esto genera el torque opuesto para realizar la calibración, 8 segundos después se activaran los actuadores subiendo las masas y quitando la fuerza generada para el torque, desactivando las luces de los finales de carrera inferiores, al subir por completo se activaran los finales de carrera superiores, al mismo tiempo se activara una luz de espera con el fin de indicar que no se puede usar la maquina por un tiempo de 3 minutos desde que se subieron las masas, esto con el fin de darle tiempo de recuperación a los transductores. En la Figura 100 se muestra el diagrama espacio fase del proceso de calibración en acción de ajuste.

**Figura 100.**

*Diagrama espacio fase del proceso de calibración en acción de ajuste.*

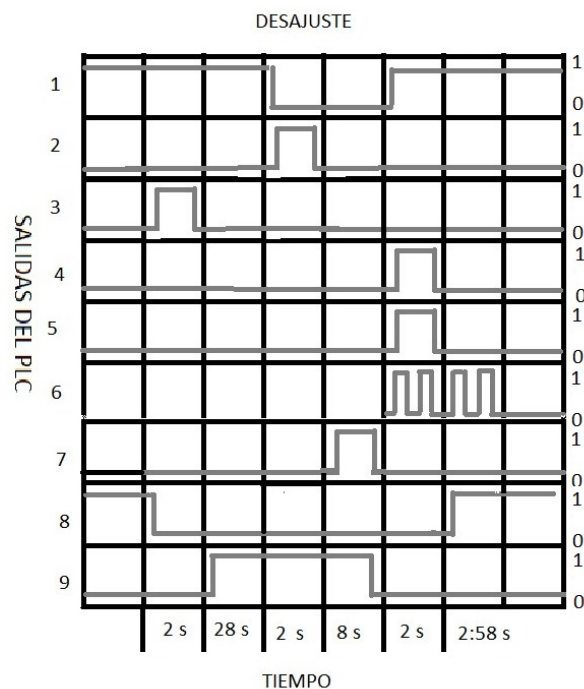


**Nota.** Se evidencian los tiempos en cada una de las fases del proceso de calibración de los transductores de torque en acción de ajuste.

- Desajuste: Esta es otra programación que toma en cuenta primero el lado izquierdo con el fin de tener dos tipos de calibraciones dependiendo del transductor. Donde lo primero en desactivarse en la salida 8 que consta del final de carrera superior izquierdo y activarse la salida 3 que consta de los actuadores izquierdos en bajada, cuando se llega al final de recorrido, se activa la salida 9 luz de final de carrera inferior izquierdo, pasando 28 segundos desde que se activó la salida 9 se activaran la salida 2 de los servomotores, desactivando el final de carrera superior derecho salida 1 y activando la salida 7 luz de final de carrera inferior, luego de 8 segundos los actuadores se activaran por las salidas 4 y 5, actuadores de ambos lados, subiendo las masas, desactivando el final de carrera inferior del lado derecho y del lado izquierdo, con las luces de los finales de carrera inferiores salida 7 y salida 9, y activando los finales de carrera superiores activando la luz salidas 1 y 8 finales de carrera superiores, también se activara la luz de espera con el fin de indicar que la maquina no se puede usar por 3 minutos. En la Figura 101 se muestra el diagrama espacio fase del proceso de calibración en acción de desajuste.

**Figura 101.**

*Diagrama espacio fase del proceso de calibración en acción de ajuste.*



**Nota.** Se evidencian los tiempos en cada una de las fases del proceso de calibración de los transductores de torque en acción de ajuste.

## 5. MANUAL

### 5.1 Manual de ensamble

Primero se debe tener en cuenta el lugar en donde se ubicará y acondicionara el patrón primario de par torsional, la recomendación es que se ubique en un primer piso o si es posible en un piso subterráneo para evitar vibraciones.

Para ensamblar la maquina se deben tener los planos a la mano (ver ANEXO 7). A continuación, se presentan los planos de los conjuntos de las piezas los cuales tienen una numeración, la cual corresponde al orden de las páginas del ANEXO 7. Para mayor entendimiento en los planos esta explicito que piezas conforman cada conjunto, con un listado de las piezas ordenado en una tabla. Con 8 personas mínimo se recomienda ensamblar la estructura, ya que los ensambles de toda la estructura de cambio de masas se deben hacer al mismo tiempo a ambos lados del brazo palanca del patrón primario de par torsional.

- 49 conjunto estructura de bandejas
- 50 conjunto solenoide pin
- 51 conjunto de columnas
- 54 conjunto de soporte 1
- 55 conjunto de soporte 2
- 56 conjunto de soporte 3
- 57 conjunto de soporte 3-1
- 58 conjunto de soporte 4
- 59 conjunto de soporte 5
- 61 conjunto de soporte 6
- 62 conjunto de soporte 6-1
- 63 conjunto de soporte 7
- 64 conjunto de soporte 8
- 65 conjunto de soporte 9
- 66 conjunto estructura externa
- 67 conjunto estructura externa e interna
- 70 nuevo conjunto final

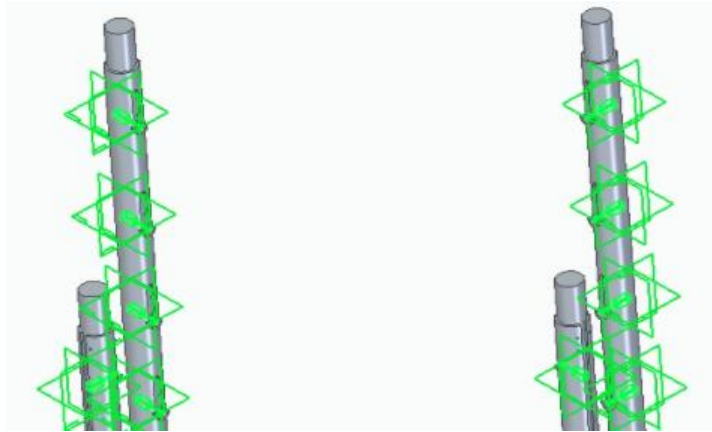
Las estructuras ensambladas dispuestas para el cambio de masas se ubicarán una a cada extremo del brazo- palanca del patrón primario de par torsional, estas estructuras ocupan mayor espacio en cuanto a altura, en comparación al patrón primario de par torsional, por esta razón se recomienda elevar el patrón primario a una distancia de 1365,45 mm del suelo (Mirar el plano “70 Nuevo conjunto final”).

Para empezar el ensamblaje se deben realizar los conjuntos de planos 50, 54, 55, 56, 57, 58, 59, 61, 62, 63, 64, 65, antes de empezar a acoplar todo el sistema de intercambiador de masas. Terminados estos ensambles se proseguirá con el ensamble del plano “51 conjunto de columnas”, antes de integrar los solenoides y las camisas, lubricar bien la columna externa y cada uno de los bujes con su respectivo pin, posteriormente se continua con la ubicación respectiva de cada “conjunto de columnas”, a una distancia de 826,13 mm como se parecía en el plano “70 Nuevo conjunto final”.

Los conjuntos de columnas se ubicarán concéntricamente a las placas soportes del brazo- palanca del patrón primario de par torsional donde se acoplará toda la estructura. Los pines de todos los solenoides en las columnas deberán quedar mirando hacia el centro de la estructura, como se observa en la Figura 102, en las columnas externas se situará un soporte guía superior (ver ANEXO 7 plano 52) para mantener alineadas las columnas, acoplando el actuador electromecánico al soporte guía superior y a las camisas. Se sugiere que no se acople hasta que se tengan los actuadores electromecánicos con su respectivo servicio de montaje proporcionado por Festo.

**Figura 102.**

*Disposición de los conjuntos de columnas.*



**Nota.** De esta manera deben situarse las columnas externas para el ensamble de la estructura soporte. Tomado de: Solid Edge 2021.

Siguiente a esto se comenzará con el ensamble de la estructura externa e interna comenzando de abajo para arriba, comenzando con el “plato guía”, las columnas finales 1, 2 y 3 con su respectiva tuerca M10. Terminado esto se posicionará el “conjunto soporte estrella 9” previamente ensamblado, este posará sobre las camisas de apoyo y los pines, para situar el conjunto estrella 9 en los pines, se procede a empujar el pin de cada extremo con la mano para el acople de este, en la unión soporte pin y acoplarlo como se muestra en la Figura 102.

Luego se posará la bandeja 9 sobre las columnas finales 1, siguiente a esto se atornillarán las columnas internas 11 en el agujero roscado de las columnas finales 1, se procede a ubicar la masa en el asiento, y se vuelve a iniciar la secuencia de acople, donde lo siguiente acoplar es el conjunto del soporte estrella 8, luego la bandeja 8, con sus respectivas columnas 10, después se posa la masa en los asientos y se repite la secuencia hasta llegar al disco soporte, finalmente se atornilla la columna principal a la esfera, y por el otro lado atraviesa el disco soporte y se atornilla con una tuerca M50, para terminar el acople se levanta la estructura de bandejas y se acopla en la placa soporte vástago y soporte posterior del brazo del patrón primario de par torsional, como se observa en la Figura 103.

**Figura 103.**

*Ensamble de la estructura soporte externa y el vástago interno.*

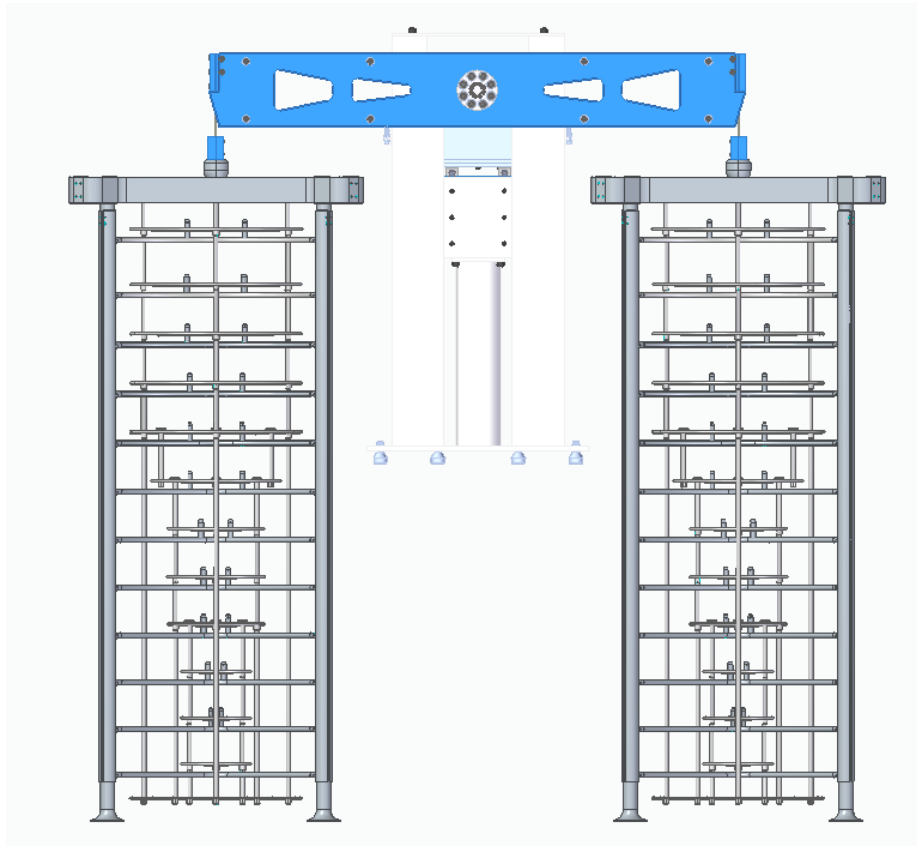


**Nota.** De esta manera se debe ensamblar todo el conjunto estructural. Tomado de: Solid Edge 2021.

Al final el patrón primario con el sistema automatizado de cambio de masas queda como se observan en la Figura 104.

**Figura 104.**

*Patrón primario de par torsional acoplado al nuevo diseño.*



*Nota.* Así deberá verse el patrón primario con el mecanismo de cambio de masas ya integrado. Tomado de: Solid Edge 2021.

## 5.2 Manual de operación

Cabe aclarar que las operaciones deben ser realizadas por una persona capacitada para ejercer los procedimientos de calibración en el patrón primario de par torsional; debe contar con habilidades en el manejo de equipos por medio de controladores lógicos programables (PLC), en preferencia un metrólogo experimentado en el área de par torsional. A continuación, se presentan algunas consideraciones en cuanto al manejo del PLC y el equipo de cómputo implementado para cargar la información, de esta manera se garantiza el correcto funcionamiento del mecanismo de





cambio de masas del patrón primario de par torsional para que las calibraciones de los transductores sean eficientes y no requiera de reprocesos.

### 5.2.1 Consideraciones

- Para usar el mecanismo de cambio de masas, en primer lugar, se debe tener en cuenta las normas y elementos de seguridad en el laboratorio donde permanecerá el patrón primario de par torsional. En la siguiente tabla se presentan la señalización de seguridad que debe poseer el mecanismo de cambio de masas y sus alrededores. En la Tabla 19 se observa la señalización para el mecanismo y los alrededores.

**Tabla 19.**

*Señalización para el mecanismo y los alrededores.*

Tipo de Señal	Señalización	Descripción	Área(s) /Lugar(s)
Precaución		Dado que el mecanismo de cambio de masas estará automatizado, este contendrá circuitos eléctricos los cuales deben estar aislados y en óptimas condiciones para evitar riesgos tanto para el operario como para los dispositivos que controlan los movimientos del mecanismo.	Lugar donde se encuentre el Panel de control y el indicador de par torsor.
Precaución		Durante el proceso de calibración en el patrón primario de par torsional el brazo-palanca, los elementos y dispositivos que conforman el mecanismo de manipulación y desplazamiento de las masas estarán movimiento.	Área donde permanezca el patrón primario de par torsional.

Precaución		El movimiento que realiza el mecanismo de cambio de masas al posicionar las masas es probable que las manos se puedan atascar debido a la presión que ejerce la masa en la superficie.	Estructura de cambio de masas
Obligatorio		Si los procesos de calibración de un traductor terminan y el mecanismo no se usará, se recomienda apagar todo el sistema.	Área donde permanezca el panel de control
Contra Incendios		Debido a la presencia de elementos equipos que funcionan con energía eléctrica se recomienda tener un elemento para extinguir las llamas.	Lugar donde permanezca el patrón primario de par torsional

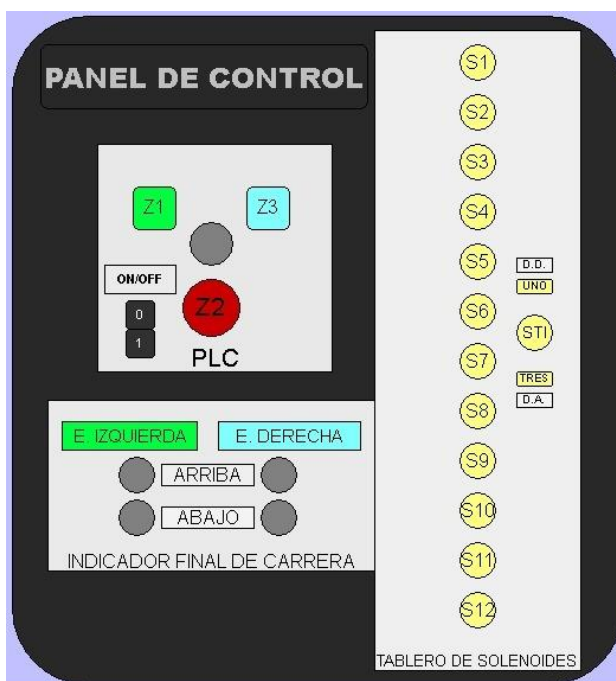
**Nota.** Este cuadro muestra la señalización que debe tener el mecanismo y donde debe estar situada. Disponible. [En línea]. [CATALOGO COVADONGA SEÑALES DE SEGURIDAD 2018 versionweb.pdf \(sscovadonga.com\)](https://www.sscovadonga.com/catalogo-covadonga-señales-de-seguridad-2018-versionweb.pdf)

- Para controlar los movimientos de los actuadores electromecánicos y los solenoides de embolo que realizan los movimientos del mecanismo de selección de masas automáticamente, se realiza por medio de un panel de control digital que se visualiza en una interfaz de usuario por medio del software Codesys V2.3, en una pantalla táctil Front End Displays FED, en conjunto con los elementos mecánicos es posible desplazar las masas para generar par torsional en el patrón primario. Antes de que se presione cualquier elemento del control de mando revisar la descripción y función de cada botón, interruptor y luz indicadora.

En el panel de control estará situado el Controlador Lógico Programable (PLC) (Figura 105) que tendrá integrado; dos botones para ejecutar la calibración en ajuste (Z3) y desajuste (Z1), dos interruptores, uno de encendido y apagado (ON/OFF) y el otro para el paro de emergencia (Z2), también un bombillo de luz intermitente que indica el tiempo de espera para realizar la siguiente calibración.

**Figura 105.**

*Panel de control.*



*Nota.* Visualización grafica del panel de control en la interfaz de usuario. Tomado de: CodeSys V2.3.

Al PLC se le añadirá un tablero indicador final de carrera que contiene; cuatro bombillos que da a entender la posición arriba o abajo de cada estructura ya sea la de la derecha resaltada con el color celeste o la estructura izquierda resaltada con el color verde.

El PLC tendrá integrado un tablero de solenoides que contiene trece interruptores para controlar los dispositivos solenoides dispuestos para seleccionar la masa de cada piso que se va a usar en la calibración, los interruptores S1, S2, S3, S4, S5, S6, S7, S8, S9, S10, S11 y S12, seleccionan la masa individualmente por cada piso de cada estructura, el interruptor STI, selecciona todas las masas de cada estructura, solamente cuando se pulsen los botones Z1 o Z3 se ejecutara el proceso de calibración en ajuste o desajuste según corresponda.

En el tablero de solenoides, se encuentran dos botones; "UNO" y "TRES" los cuales seleccionarán todas las masas y realizarán el procedimiento de calibración automáticamente, donde el botón "UNO" corresponde a una demostración en desajuste (D.D.) y el botón "TRES" corresponde a una demostración en ajuste (D.A.).

Llevar a cabo una revisión general de los sistemas del mecanismo de cambio de masas y el patrón primario de par torsional, con el fin de corroborar que se encuentra en condiciones óptimas para uso (Ver apartado 5.3 Mantenimiento).

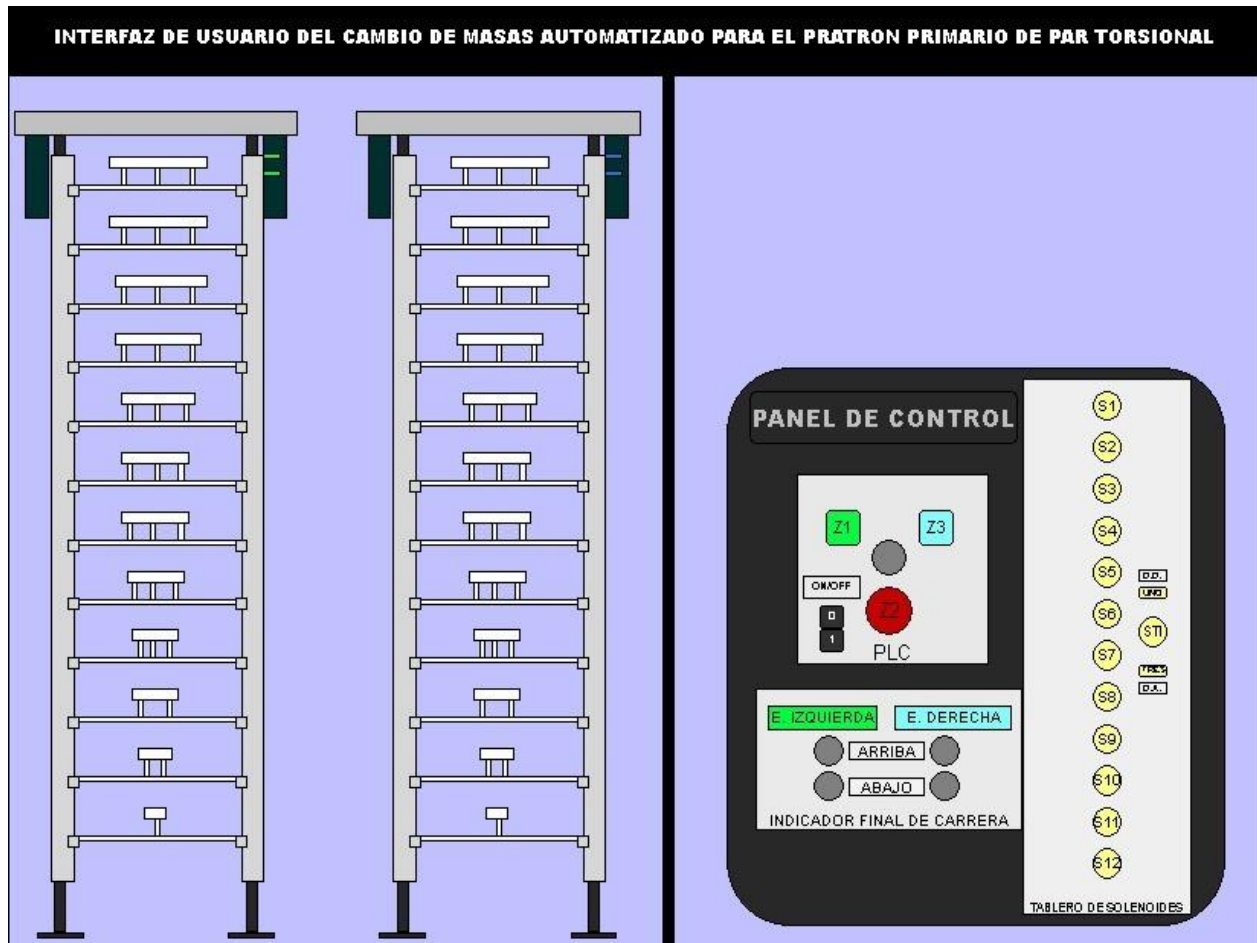
Para calibrar un transductor de torque, es necesario conocer el alcance y la aplicación para identificar la clase y proseguir con el proceso de calibración con la cantidad de comparaciones necesarias para ese rango específico.

Acoplar el transductor de torque a calibrar en el patrón primario.

En el equipo de cómputo se evidencia la interfaz de usuario, allí se disponen los botones e interruptores que controlaran el mecanismo de cambio de masas automáticamente para ejecutar las acciones en la interfaz es necesario, tener presionar Alt+F8 y luego F5 antes de presionar cualquier botón o interruptor, luego encender el PLC con el botón de ON, presionar el que indica el número 1. En la siguiente figura se logra apreciar cómo se vería la interfaz de usuario en el equipo de cómputo.

En la Figura 106 se observa la interfaz completa en la pantalla táctil FED de Festo.

Figura 106.



**Nota.** En la interfaz de usuario, la persona encargada para manipular el patrón primario podrá visualizar las estructuras de ubicadas en el brazo-palanca del patrón primario de par torsional. Tomado de: CodeSys V2.3.

- Encender la fuente interrumpida UPS para energizar el Computador Lógico Programable (PLC), el Módulo de entradas y salidas del PLC, el equipo de cómputo y las fuentes de energía que controlan; los solenoides de embolo y los actuadores electromecánicos de cada estructura.
- Antes de seleccionar las masas en el tablero de solenoides, primero hay que encender el PLC, para que las órdenes que envíe el equipo de cómputo las pueda accionar el PLC real.
- Seleccionar las masas con el tablero de solenoides que se adapten al tipo de transductor.
- Luego hay que definir que par torsor se aplicará si de ajuste (con las manecillas del reloj presionar el botón Z3) o desajuste (en contra de las manecillas del reloj presionar el botón Z1), los cuales también corresponden para dar inicio a la secuencia de calibración, cuando la

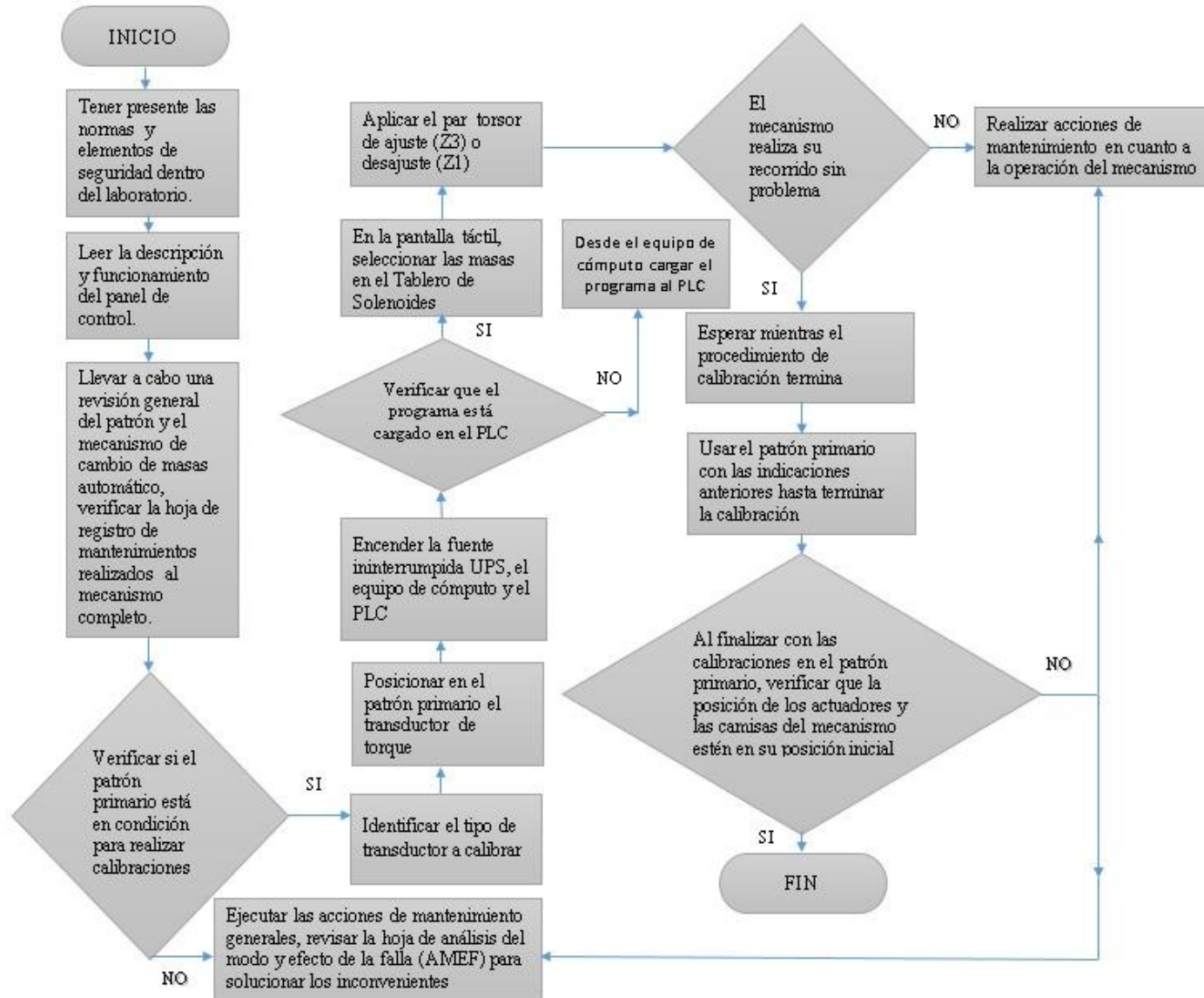
secuencia inicie por ningún motivo presionar el botón OFF con el indicador 0, esto tendría daños en el PLC.

- Cuando inicia la secuencia automática de calibración, las masas previamente definidas bajan junto con toda la estructura para transmitir el peso que implican las masas, cuando la estructura este abajo se encenderá una luz indicando que la estructura esta abajo, en ese momento se genera el par torsor que se evidencia en el indicador de par torsional, esta acción dura 30 segundos, en ese tiempo la persona encargada debe registrar el valor de par torsional, cuando se complete el tiempo, la estructura del otro extremo del brazo-palanca del patrón primario bajara con las mismas masas específicas para generar un equilibrio en el transductor y lograr que el indicador de torque retorne a cero, al mismo tiempo la luz indicadora de final de carrera se enciende cuando la otra estructura este abajo, para este equilibrio se da un lapso de tiempo de 10 segundos.
- Finalmente, cuando pase el tiempo ambas estructuras subirán simultáneamente, justo cuando las estructuras estén arriba una luz intermitente de espera se encenderá, el tiempo de espera es de 3 minutos, donde el transductor se encuentra en reposo para que se pueda continuar con otra calibración a un nuevo porcentaje.
- Usar el patrón con estas indicaciones hasta terminar la calibración del transductor.
- Al momento de terminar de usar el mecanismo de cambio de masas y el patrón primario, revisar que las posiciones de los actuadores y las camisas del mecanismo retornen a la posición de inicio, esto con el fin de que el pin no se deforme y su tiempo de uso es mayor.

En la Figura 107 se observa el diagrama de flujo del manual de operación.

**Figura 107.**

*Diagrama de flujo del manual de operación.*



## 5.3 Mantenimiento



### ¡ADVERTENCIA!

Lea cuidadosamente este manual antes de realizar cualquier operación de mantenimiento al equipo.

Cabe aclarar que las operaciones deben ser realizadas por personas capacitadas para ejercer procesos de calibración del patrón primario de par torsional, de lo contrario se puede ocasionar accidentes o daños en la máquina.

Nota: Este manual de mantenimiento es realizado con base a las recomendaciones hechas por el fabricante para preservar la vida útil del mecanismo, que incluye acciones preventivas y correctivas debe llevar a cabo la persona delegada para realizar el mantenimiento al equipo.

El individuo debe estar capacitado para reconocer los sistemas que componen el mecanismo, de esta forma sabrá qué hacer en caso de que ocurran fallas en los procesos de selección de masas para la calibración.

### 5.3.1 Acciones preventivas

Las acciones preventivas evitan fallas catastróficas del mecanismo, debido a las inspecciones que se deben ejecutar antes de realizar los procedimientos de calibración de los transductores de torque, se recomienda realizar un registro de los mantenimientos que se ejecuten, para tener un diagnóstico de los periodos en los cuales se realizaron cambios o ajustes en los componentes del mecanismo. A continuación, se presentan los sistemas que componen el diseño del mecanismo de cambio de masas automatizado y se describen las acciones preventivas de cada uno de los componentes.



### **5.3.2 Sistema de control**

El sistema de control es el encargado de controlar cada una de las acciones automáticas que se ejecutan en la selección de las masas, está compuesto por: una fuente, un Controlador Lógico Programable (PLC), dispositivos solenoides de embolo y actuadores electromecánicos.

- Fuente. Verificar los circuitos de conexión en busca de alguna anomalía, observar si el voltaje es adecuado, cada componente debe hacer contacto, debe estar aislado y en buen estado.
- PLC. Revisar que el software ejecute las acciones, verificar que cada entrada y salida estén conectadas.
- Solenoides de Embolo. Identificar el estado de los dispositivos, revisar las líneas de energía que estén en contacto con las entradas del PLC.
- Actuadores Electromecánicos. Verificar partes del mecanismo, revisar si el mecanismo cuenta con suficiente lubricante, observar que el motor eléctrico que dispone realice la transmisión de potencia al husillo.

Debido a las condiciones de uso y la sensibilidad del mecanismo de selección y movimiento de masas, se recomienda instalar al circuito un sistema de energía ininterrumpida (UPS) que asegure que no sufrirá ningún tipo de apagón brusco que altere los componentes del sistema de control, mantenga aislado el sistema eléctrico de riesgos potenciales.

### **5.3.3 Sistema estructural con bandejas (vástago)**

El sistema vástago es el encargado de transmitir la fuerza que ejercen las masas al ser posicionadas a un extremo del brazo-palanca, este sistema estará compuesto por; una esfera, una columna principal, un disco soporte, bandejas y columnas internas. Todo va a estar acoplado con uniones roscadas.

- Esfera. Mantener lubricada la esfera con un lubricante especial TEF DRY (Ver ficha técnica del lubricante).
- Columna Principal. Inspeccionar el ajuste a la esfera y al disco soporte.
- Disco Soporte. Analizar si presenta flexión mayor a 3°, si es el caso cambie el disco.
- Bandejas. Analizar si presentan flexión mayor a 3°, si es el caso cambiar bandeja.

- Columnas Internas. Verificar si presentan deformación en su longitud, si es el caso cambie la columna.

Todos los elementos que componen el vástago estarán fabricados de Aluminio 7075-T6, porque la estructura en lo posible no debe ejercer ninguna fuerza adicional en el vástago, por esta razón se decidió elegir un material liviano y resistente como el aluminio. Adicionalmente el lubricante que se use debe ser un lubricante en seco para no contaminar el ambiente, se recomienda usar el lubricante especial TEF DRY.

#### ***5.3.4 Sistema estructural de soporte***

El sistema estructural de soporte se encarga de sostener el mecanismo que se usa para descansar las masas cuando no se quieren apoyar en las bandejas, este sistema está conformado por: columnas externas, camisas, pines, uniones estrella-pin, soportes en forma de estrella y asientos.

- Columnas Externas. Verificar que no exista pandeo en las columnas, revisar los bujes internos, lubricar los bujes y las columnas.
- Camisas. Revisar la unión entre las camisas y los actuadores electromecánicos, revisar la superficie en busca de posibles concentradores de esfuerzo, mantener lubricado con el lubricante especial TEF DRY.
- Pines. Lubricar semanalmente con el lubricante especial TEF DRY el buje de acople y soporte, donde se desliza el pin, verificar anomalías en la superficie, si existen posibles concentradores de esfuerzo.
- Unión Estrella-Pin. Verificar anomalías en la superficie, si existen posibles concentradores de esfuerzo.
- Soportes Estrella. Verificar si existe flexión e los extremos
- Asientos. Estos asientos tienen una goma, que ayuda a preservar las masas. Reemplazar la goma, si está ya se encuentra cedida.

En cada uno de los sistemas se debe tener presente la limpieza, con una estopa o un elemento que no afecte las superficies remover el polvo, con precaución de no golpear las piezas durante la limpieza, como se ha venido diciendo este mecanismo es sensible a riesgos potenciales externos.

Estos sistemas conforman el mecanismo de selección y movimiento de masas en un solo eje, (ver ANEXO 6), allí se exponen los mismos sistemas con los elementos que los componen, se indican ciertos modos de falla, los efectos de la falla, las causas, las acciones recomendadas, la periodicidad para realizar las acciones recomendadas y algunas acciones de reparación. Es como un tipo de análisis del modo y efecto de la falla (AMEF), junto con diferentes acciones recomendadas a realizar y para tener en cuenta, también algunas acciones de reparación frente a las posibles fallas. Por medio de una ponderación de; severidad (S), oportunidad (O) y detección (D) es posible determinar le Numero prioritario de riesgo (NPR).

- «Severidad (S). Se clasifica en una escala de 1 a 10, siendo 1 insignificante y 10 catastrófico.
- Ocurrencia (O). Se clasifica en una escala de 1 a 10, siendo 1 improbable y 10 inevitable.
- Detección (D). Se clasifica en una escala de 1 a 10, siendo 1 evidente y 10 indetectable» [25].

El número prioritario de riesgo se obtiene con la siguiente expresión;

$$NPR = Severidad * Ocurrencia * Deteccion \quad (19)$$

**Nota: En caso de haber un daño fatal, contactar al fabricante para identificar posibles daños, revisar el apartado de mantenimiento en caso de tener el conocimiento y herramientas para solucionar el problema.**

### ***5.3.5 Acciones correctivas durante la operación del mecanismo de cambio de masas***

Estas acciones ayudan a retornar el funcionamiento normal de los dispositivos y mecanismos del sistema de cambio de masas,

- El Computador Lógico Programable (PLC) no enciende: verificar que la fuente esté conectada y que transmita energía, inspeccionar los circuitos de conexión en busca de anomalías o discontinuidades eléctricas. Conectar todo adecuadamente y aislar los elementos para evitar cortos circuitos.
- Al presionar un botón o interruptor en la interfaz de usuario, no se seleccionan las masas ni realiza la secuencia de calibración: verificar si se están cumpliendo las instrucciones del manual de operación, realice una inspección a las conexiones con los actuadores y demás dispositivos, corrobore que todo está bien conectado, cargar nuevamente el programa al Computador Lógico Programable (PLC) y reinicie el PLC. Verificar el estado de los dispositivos solenoides de embolo, cambiar los que estén dañados, realizar una inspección de los circuitos de conexión de los dispositivos solenoides, conectar adecuadamente los cables y aislarlos.
- Las luces de indicación no encienden: la posición del final de carrera no es la adecuada, las luces están fundidas, inspeccionar las conexiones. Posicionar el final de carrera donde haga contacto, cambiar las luces que no enciendan, conectar todo y aislarlo de forma adecuada.
- Si en dado caso los actuadores electromecánicos no realizan el movimiento de las camisas: verificar que no haya ningún elemento obstruyendo el movimiento tanto en el actuador electromecánico como en las camisas, los actuadores electromecánicos tienen integrados rodamientos para poder realizar los movimientos giratorios y así desplazar el elemento que estará unido a las camisas de la estructura soporte, los rodamientos en general están engrasados lo suficiente para durar al menos 3 años, según su uso. Realizar el cambio de los rodamientos dañados, lubricar las camisas de las estructuras soporte con el lubricante especial TEF DRY.
- Si surgen ruidos durante la operación del mecanismo, comprobar el ajuste de los elementos que lo conforman, tuercas y tornillos de fijación del actuador electromecánico.
- Los tiempos de calibración no corresponden: cargar nuevamente el programa, reiniciar el PLC.

- Las camisas no retornan a la posición inicial: verificar si hay algún elemento obstruyendo el recorrido del actuador o algún elemento interfiriendo entre la superficie de la camisa y la columna externa.

**Nota: Si las acciones sugeridas en cada caso no funcionan, comuníquese con el fabricante.**

## 6. COSTOS

### 6.1 Costos del diseño

En primera instancia se realiza un análisis de costos de la investigación, diseño e ingeniería del mecanismo automatizado que seleccionara y desplazara las masas. Por otro lado, se identifican los costos para llevar a cabo la fabricación, luego se evalúa los costos de los dispositivos y materiales a implementar. Por último, se realiza un total del costo para desarrollar el proyecto.

Para el cálculo de la factibilidad del proyecto se tendrá en cuenta los parámetros y el costo total indicado en el proyecto anterior del diseño para el patrón primario que está ubicado en Calibration Service S.A.S.

A continuación, se establecen los costos totales para desarrollar el proyecto teniendo en cuenta los siguientes costos:

- Costos de ingeniería del diseño
- Costos de los elementos y dispositivos
- Costo de fabricación

#### *6.1.1 Costos de ingeniería del diseño*

En los costos de ingeniería del diseño se tendrá en cuenta, el talento humano que son los proponentes del proyecto, los directores y codirectores, también el gasto de máquinas y equipos que corresponde a; costo computacional y demás softwares usados en el desarrollo del proyecto, por último, los fungibles y los imprevistos. De acuerdo con lo anterior, se obtiene la Tabla 20;

**Tabla 20.***Costos de ingeniería del diseño.*

Item	Unidad	Cantidad	Valor unidad	Total	Financiación
<b>Talento Humano</b>					
Proponentes (2)	Hora	700	\$ 8.000	\$ 5.600.000	Proponentes
Director	Hora	55	\$ 20.000	\$ 1.100.000	Calibration Service S.A.S.
Codirector (2)	Hora	32	\$ 8.000	\$ 256.000	U. América
Total talento humano				\$ 6.956.000	
<b>Gastos de maquinaria y equipos</b>					
Costo computacional	Hora	650	\$ 1.500	\$ 975.000	Proponentes
Software Solid Edge	Licencia	1	Gratuita	\$ -	Proponentes
Software ANSYS	Licencia	1	Gratuita	\$ -	Proponentes
Software Zelio Soft 2	Licencia	1	Gratuita	\$ -	Proponentes
Software MDSolids 4.0	Licencia	1	Gratuita	\$ -	Proponentes
Total maquinaria y equipo				\$ 975.000	
<b>Fungibles</b>					
Libros	Uni	4	Beneficio	\$ -	U. América
Papel	Resma	1	\$ 11.500	\$ 11.500	Proponentes
Tinta	tonner	1	\$ 65.000	\$ 65.000	Proponentes
Total fungibles				\$ 76.500	
<b>Total antes de imprevistos</b>			\$ 8.007.500		
<b>Imprevistos (5%)</b>			\$ 400.375		
<b>Costo total del proyecto</b>			\$ 8.407.875		

*Nota.* Costos relacionados con la ingeniería del proyecto.

En la tabla anterior, se evidencian los costos relacionados con la ingeniería de diseño y el respaldo financiero correspondiente, en la sección del talento humano y en el costo computacional se asigna el valor según el tiempo invertido.

### **6.1.2 Costos de los materiales y dispositivos**

Costos para cada uno de los elementos que conforman el mecanismo de selección y movimiento de masas en un solo eje, cabe aclarar que la cantidad de elementos en la Tabla 15, se cuentan para cada extremo del brazo palanca, es decir, se deben fabricar dos mecanismos de selección y movimiento de masas en un solo eje, como se observa en la Tabla 21.

**Tabla 21.***Costos de los materiales y dispositivos.*

<b>Item</b>	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Valor unidad</b>	<b>Total</b>
Fuente Grelco 24V DC 30A	UND	3	\$ 2.282.000	\$ 6.846.000
Solenoides de embolo	UND	96	\$ 15.120	\$ 1.451.520
Pantalla Tactil Front-End Displays FED	UND	1	\$ 3.500.000	\$ 3.500.000
SLA-24VDC-SL-C Relé 24V 30A 6 pines	UND	24	\$ 7.490	\$ 179.760
Actuadores electromecánicos incluyendo; Servomotor y regulador de servoaccionamiento	UND	8	\$ 2.000.000	\$ 16.000.000
Módulo FESTO CPX-CEC	UND	4	\$ 1.500.000	\$ 6.000.000
PLC EDUTRAINER FESTO CPX-CEC CODESYS V2.3	UND	1	\$ 2.512.152	\$ 2.512.152
Estabilizadores y sistemas de alimentación UPS	UND	1	\$ 1.998.900	\$ 1.998.900
Botón de emergencias	UND	1	\$ 15.000	\$ 15.000
Rediseño mordasas	UND	2	\$ 160.000	\$ 320.000
Rediseño conjunto de masas	UND	24	\$ 120.000	\$ 2.880.000
Bandejas AL 7075 -T6	UND	24	\$ 250.000	\$ 6.000.000
Columnas internas de longitud pequeña - AL 7075 -T6	UND	104	\$ 35.000	\$ 3.640.000
Columnas de longitud media/ larga - Al 7075 -T6	UND	16	\$ 120.000	\$ 1.920.000
Base para alinear las columnas del vástago Al 7075 - T6	UND	2	\$ 400.000	\$ 800.000
Elemento para alinear las columnas externas Al 7075 -T6	UND	2	\$ 800.000	\$ 1.600.000
Camisas Acero AISI 1518	UND	8	\$ 2.500.000	\$ 20.000.000
Pin Acero AISI 4340	UND	96	\$ 10.000	\$ 960.000
Columnas Externas - Acero AISI 4340	UND	8	\$ 1.500.000	\$ 12.000.000
Tornillos M3	UND	200	\$ 300	\$ 60.000
Tuerca M50	UND	1	\$ 25.000	\$ 25.000
Tuerca M10	UND	16	\$ 1.000	\$ 16.000
Buje	UND	96	\$ 2.000	\$ 192.000
<b>Total costo de materiales</b>				<b>\$ 88.916.332</b>

*Nota.* Costo de los elementos que conforman todo el mecanismo de selección y movimiento de las masas.



### 6.1.3 Costos de fabricación

Para los costos de fabricación de las piezas que conforman el mecanismo de selección y movimiento de las masas se requiere mecanizados específicos para moldear y lograr ciertas geometrías en el material que se escogió previamente, por otro lado, el ensamble también se incluye en los costos de fabricación, el valor varía dependiendo del tiempo invertido, como se observa en la Tabla 22.

**Tabla 22.**

*Costos de fabricación de las piezas.*

<b>Tipo de mecanizado</b>	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Valor unidad</b>	<b>Total</b>
Cortadora	Horas	5	\$ 32.000	\$ 160.000
Dobladora	Horas	10	\$ 27.000	\$ 270.000
Fresado CNC cinco ejes	Horas	200	\$ 32.000	\$ 6.400.000
Torneado	Horas	20	\$ 26.500	\$ 530.000
Soldadura	Horas	5	\$ 22.500	\$ 112.500
Ensamble	Horas	20	\$ 38.000	\$ 760.000
<b>Total costos fabricación</b>				<b>\$ 8.232.500</b>

*Nota.* Costo por horas de uso de las máquinas para realizar el mecanizado de los elementos que conforman el mecanismo de intercambio de masas.

Los costos de los materiales en la tabla anterior se tomaron según una cotización suministrada por la empresa INDUMETALSA S.A.S., (ver ANEXO 2) se puede evidenciar la cotización de los elementos requeridos para el diseño del mecanismo de selección y movimiento de las masas en un solo eje, sin embargo, Calibration Service S.A.S. decide que proveedor o fabricantes se ajustan más a sus necesidades.

### 6.1.4 Costo total del proyecto

Por último, se ejecuta la sumatoria de todos los costos para diseñar el mecanismo de selección y cambio de masas del patrón primario de par torsional, como se observa en la Tabla 23.

**Tabla 23.**

*Costo total del proyecto*

<b>Item</b>	<b>Total</b>
Costos de ingeniería de diseño	\$ 8.407.875
Costos de materiales	\$ 8.232.500
Costos de fabricación	\$ 88.916.332
<b>Total</b>	<b>\$105.556.707</b>

*Nota.* Valor total de la inversión realiza en dado caso de implementar el proyecto por parte de la empresa.

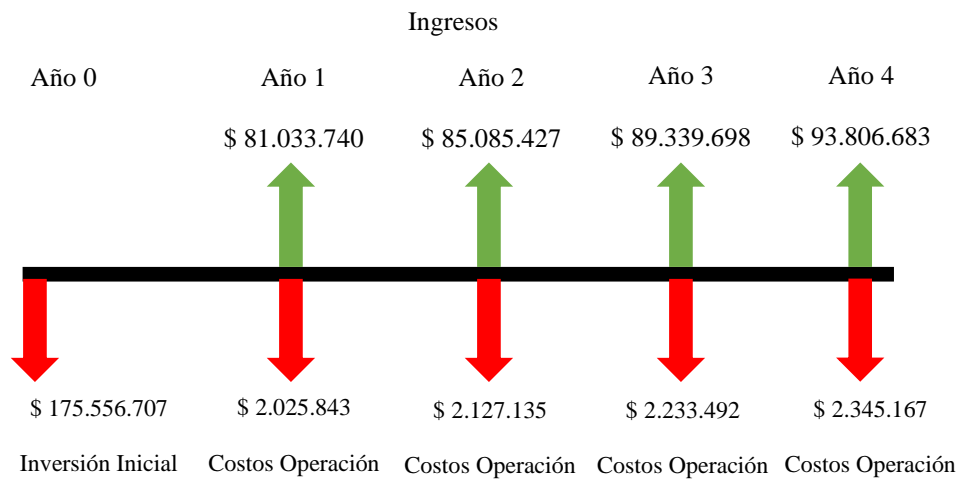
El costo total del proyecto según la información anterior es de \$ 105.556.707 pesos colombianos. Teniendo en cuenta el total de este proyecto, se suma al total del valor neto del proyecto anterior, para efectos de este cálculo el valor total se aproxima \$ 70.000.000 pesos colombianos, teniendo en cuenta que se pudo cometer un error en la estimación. Si Calibration Service S.A.S. Desarrolla este proyecto habrá invertido \$ 175.556.707 en el patrón primario de par torsional.

### 6.1.5 Factibilidad del proyecto

Según el estudio realizado en el año 2017, en promedio Calibration Service S.A.S. calibra veinte transductores anualmente, en ese momento cada calibración tenía un costo de \$ 3.500.000 con un incremento anual del 5%. Según lo anterior, cuatro años después recibe \$ 4.051.687, teniendo en cuenta que la empresa calibra veinte transductores anualmente y que incrementa en un 5%, de igual manera el costo del salario del empleado, el mantenimiento de las condiciones ambientales y el mantenimiento del equipo en ese entonces tenía un valor de \$ 1.750.000 con el mismo incremento del 5 % anual, con las condiciones anteriores, se realiza nuevamente una estimación del comportamiento del proyecto cuatro años después, como se observa en la Figura 108 y Tabla 24.

**Figura 108.**

*Flujo de inversión*



**Nota.** Diagrama del flujo de inversión, donde se evidencia la inversión inicial, los costos de operación y los ingresos durante un periodo de tiempo de cuatro años.

**Tabla 24.**

*Resumen del flujo de inversión*

	<b>Ingresos</b>	<b>Gastos</b>	<b>Valor Neto</b>
0	0	\$ 175.556.707	-\$ 175.556.707
1	\$ 81.033.740	\$ 2.025.843	\$ 79.007.897
2	\$ 85.085.427	\$ 2.127.135	\$ 82.958.292
3	\$ 89.339.698	\$ 2.233.492	\$ 87.106.206
4	\$ 93.806.683	\$ 2.345.167	\$ 91.461.517

*Nota.* En la tabla anterior se evidencia el valor neto, restando los gastos a los ingresos.

Luego de conocer los valores netos del flujo de inversión, se calcula el valor presente neto (VPN) con la tasa interna de oportunidad de la empresa (TIO) que es de 25,8% efectivo anual, para identificar si habrá ganancias o pérdidas al momento de ejecutar el proyecto, de la siguiente manera,

$$VPN = -I + \sum_{i=0}^n \frac{x}{(1+i)^n} \quad (20)$$

Donde,

*VPN*= Valor presente neto

*I*= Inversión inicial

*x*= Flujo neto de efectivo del periodo *n*

*i*= Tasa interna de oportunidad

*n*= Periodo en Años

$$VPN = -\$ 175.556.707 + \frac{\$ 79.007.897}{(1 + 0,258)^1} + \frac{\$ 82.958.292}{(1 + 0,258)^2} + \frac{\$ 87.106.206}{(1 + 0,258)^3} + \frac{\$ 91.461.517}{(1 + 0,258)^4}$$

$$VPN = \$ 19.939.522$$

Del valor presente neto (VPN), se obtiene \$ 19.939.522 de ganancia, ahora se debe calcular la rentabilidad del proyecto, para esto se calcula la tasa interna de retorno (TIR), con la siguiente expresión;

$$VPN = 0 = -I + \sum_{i=0}^n \frac{x}{(1+i)^n} \quad (21)$$

Donde,

$VPN$ =Valor presente neto

$I$ =Inversión inicial

$x$ = Flujo de neto de efectivo del periodo  $n$

$i$ =Tasa interna de retorno

$n$ = Periodo en Años

$$VPN = 0 = -\$ 175.556.707 + \frac{\$ 79.007.897}{(1+i)^1} + \frac{\$ 82.958.292}{(1+i)^2} + \frac{\$ 87.106.206}{(1+i)^3} + \frac{\$ 91.461.517}{(1+i)^4}$$

Despejando la tasa interna de retorno,

$$TIR = 32 \%$$

Para evaluar si el proyecto es viable se deben considerar los siguientes criterios;

- $TIR > TIO$ , el proyecto es viable.
- $TIR < TIO$ , el proyecto no es viable.
- $TIR = TIO$ , el proyecto es indiferente.

$$32\% > 25,8\%$$

Con los datos anteriores se puede garantizar que el proyecto es viable debido a que la TIR es mayor que la TIO de la empresa.

## 7. CONCLUSIONES

El objetivo principal del proyecto está relacionado con el diseño de un sistema de cambio de masas integrado a un patrón primario de par torsional, este objetivo fue ejecutado satisfactoriamente junto con los cinco objetivos específicos, esto se puede comprobar en el contenido del documento.

Existen variedad de tecnologías que pueden adaptarse a la selección y movimiento de masas automática, sin embargo, pueden llegar a ser muy costosas, el diseño que se propuso adapta instrumentos y materiales de bajo costo, de igual manera la alternativa seleccionada bajo el método Scoring evita en gran parte los movimientos simultáneos de las masas por lo que genera resultados más confiables y precisos, además de que reduce tiempos en las calibraciones y en reprocesos.

Los materiales seleccionados para el mecanismo son óptimos y resistentes para soportar el peso de la misma estructura junto con las masas, ya que están previamente estudiados según los requerimientos del patrón primario de par torsional.

De la forma como se situaron las masas de la más grande a la más pequeña de arriba hacia abajo, se reduce el movimiento pendular que sucede al situar una masa en el vástago, el diseño de la esfera de donde se sostendrá el vástago permite mayor grado libertad de movimiento, brindando un movimiento que se adapta a los movimientos del brazo-palanca del patrón primario de par torsional.

Dialogando con la empresa se evidencia que el diseño planteado para este proyecto es multifuncional, debido a que puede ser implementado en un patrón primario que cuantifica fuerza para generar estándares.

El contacto directo con las masas se evitará llevando a cabo el proyecto.

Durante el desarrollo del proyecto surgió que no se podía programar la cantidad de combinaciones posibles de masas para una calibración totalmente automática, esto igualmente no resulta conveniente para la empresa, dado que se debe tener un persona certificada para realizar los procedimientos de calibración y recopilar los datos medidos y compararlos.

Financieramente el proyecto es viable, teniendo en cuenta que en cuatro años habrá ganancias, se recupera la inversión, sin embargo, esto puede variar debido a que la oferta y demanda de calibraciones puede cambiar.

Automatizando el proceso de calibración del patrón primario de par torsional, se reducen tiempos de calibración, incertidumbres y reprocesos.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] Wegener, G. and T. Bruns, (2009).” *Traceability of torque transducers under rotating and dynamic operating conditions*”. [En línea]. Disponible: <https://dx.doi.org/10.1016/j.measurement.2009.08.007>.
- [2] Ministerio de Comercio, Industria y Turismo. (05/08/2015). “*Normas relativas al Subsistema Nacional de la Calidad*”. [PDF].
- [3] BIPM – KCDB. [En línea]. Disponible: <https://www.bipm.org/en/cipm-mra/kcdb.html>. [Acceso: marzo 5, 2021].
- [4] Calibration Service S.A.S. [En línea]. Disponible: [Calibration Service SAS](#) [Acceso: agosto 9 de 2021].
- [5] Superintendencia de Industria y Comercio, “*Sistema Nacional de Normalización, Certificación y Metrología base para el fortalecimiento de la competitividad*”, Pereira, noviembre de 2006 [Diapositivas de PowerPoint]. Disponible: [www.sic.gov.co](http://www.sic.gov.co).
- [6] E.E. Martínez Almanza. “*Diseño De Un Sistema Primario De Par Torsional Para La Calibración De Transductores*”, tesis pre. Facultad de Ingenierías, Fundación Universidad de América, Bogotá D.C., Colombia, 2017.
- [7] J.A. Arias Prieto, “*Curso de par torsional*,” Instituto Nacional de Metrología, Bogotá D.C., Colombia Abril, 2015. [Diapositivas de PowerPoint].
- [8] Calibration Service S.A.S. [Entrevista]. (20/02/2021). “Fuente de información relacionada con los patrones primarios de par torsional”.
- [9] D. A. Ramírez Ahedo, J. C. Torres Guzmán, D. Peschel, “*Diseño y Construcción De Un Sistema De Medición De Par Torsional*” Querétaro, México, oct, 1996 [PDF].
- [10] D. A. Ramírez Ahedo, J. C. Torres Guzmán, “*Diseño y Construcción Del Patrón Primario Nacional De Par Torsional En México*” Querétaro, México, mayo, 2001[PDF].
- [11] E. C. Rodríguez Torres. “*Desarrollo del Software de Control Para e Patrón de par torsional a 2kNm En LabView*” tesis pre. Universidad Tecnológica de Querétaro, Santiago de Querétaro, México, 2006.
- [12] Z. Zhang, Y. Zhang, T. Li, H. Ji, “*The design of 1 Nm torque Standard Machine at NIM*”. [En línea] *Beijing, China, 2013.* [PDF] Disponible: <http://www.worldscientific.com/doi/abs/10.1142/S2010194513600240>.
- [13] B. C. Pratt, “*The Calibration of Torque Measuring Devices to British Standard BS 7882:2008*,”. United Kingdom, 2008. [PDF]. [En línea] Disponible: <https://www.norbar.com/Portals/0/BS 7882 2008 Paper.pdf>

- [14] Norma Alemana DIN 51309, “*Máquinas de ensayo de materiales - Calibración de instrumentos de medición estática de par torsional*”, ICS 19060, diciembre de 2015. [PDF]
- [15] A. Creus Solé. “*Instrumentación Industrial*”. Barcelona, España: Marcombo, 2011.
- [16] Metrología: la ciencia de medir, pesar y calibrar [En línea]. Disponible: <https://centrosconacyt.mx/objeto/metrologia-la-ciencia-de-medir-pesar-y-calibrar/>. [Acceso: abril 20, 2021].
- [17] Nuevo patrón de gravimetría en el CENAM [En línea]. Disponible: <http://www.gob.mx/cenam/prensa/nuevo-patron-de-gravimetria-en-el-cenam?idiom=es>. [Acceso: mayo 15, 2021].
- [18] L. M. Peña, L. O. Becerra, “*Impacto de la Nueva Formula Para la densidad del Aire CIPM-2007*”. El Marqués, Querétaro, México, octubre, 2010 [PDF].
- [19] C. Gorse, D. Johnston, M. Pritchard, “*Dictionary of Construction, Surveying and Civil Engineering*”. Oxford University Press [En línea]. Disponible: <https://app.knovel.com/s.v?Dk0BFV5Q>
- [20] H. Roche, C. Vejo, “*Análisis multicriterio*” [En línea]. Disponible: [Microsoft Word - Mda-Scoring-AHP.doc \(wordpress.com\)](#)
- [21] R. D. Portilla, J. E. Méndez, “*Sistema de Generación de Movimiento para una Impresora 3D multi-Extrusor*”. [En línea]. Disponible: <http://repositorio.utn.edu.ec/bitstream/123456789/8002/2/ART%C3%8DCULOS.pdf>
- [22] N. Alvarado, Y. E. Gualteros, “*Diseño de un Brazo Robótico para Utilizar en un Laboratorio de Automatización*”, tesis pre. Facultad de Ingenierías, Fundación Universidad de América, Bogotá D.C., Colombia, 2019.
- [23] Festo-SupraMotion, (20/06/2020). [Video online] Disponible: <https://www.youtube.com/watch?v=AJAFpyDSusU>
- [24] R.C. Hibbeler. (2005). *Mecánica de Materiales*. (6<sup>ta</sup> Edición) [En línea]. Disponible: [https://www.academia.edu/40467840/Mec%C3%A1nica\\_de\\_Materiales\\_Sexta\\_edici%C3%B3n\\_R\\_C\\_Hibbeler](https://www.academia.edu/40467840/Mec%C3%A1nica_de_Materiales_Sexta_edici%C3%B3n_R_C_Hibbeler)
- [25] Ingenio Empresa. (27 de julio 2020). “*Como hacer un análisis del modo y efecto de fallas AMEF*”. [En línea].\_Disponible: [https://www.ingenioempresa.com/analisis-modo-efecto-fallas-amef/#Descargar\\_formato\\_con\\_ejemplo\\_de\\_AMEF](https://www.ingenioempresa.com/analisis-modo-efecto-fallas-amef/#Descargar_formato_con_ejemplo_de_AMEF)



# ANEXOS

- (ANEXO 1) [PROGRAMACIÓN LADDER EN CODESYS V2.3.](#)
- (ANEXO 2) [COTIZACIÓN DE INDUMETALSA S.A.S](#)
- (ANEXO 3) [MATERIAL BARRA PERFORADA ACERO AISI 1518](#)
- (ANEXO 4) [FICHA TÉCNICA DEL SOLENOIDE DE EMBOLO](#)
- (ANEXO 5) [FICHA TÉCNICA DEL ACTUADOR ELECTROMECHANICO](#)
- (ANEXO 6) [ANÁLISIS DEL MODO Y EFECTO DE FALLA.](#)
- (ANEXO 7) [PLANOS](#)
- (ANEXO 8) [CARTA DE CALIBRATION SERVICE S.A.S.](#)
- (ANEXO 9) [FICHA TÉCNICA LUBRICANTE ESPECIAL TEF DRY.](#)
- (ANEXO 10) [FICHA TÉCNICA FINAL DE CARRERA.](#)
- (ANEXO 11) [FICHA TÉCNICA RELÉ NORMALMENTE ABIERTO.](#)
- (ANEXO 12) [FICHA TÉCNICA PLC Y MÓDULOS.](#)
- (ANEXO 13) [FICHA TÉCNICA PANTALLA TÁCTIL FESTO FED](#)
- (ANEXO 14) **RECOMENDACIONES**

- Reemplazar el rodamiento por un balero de aire que reduzca la fricción.
- Se recomienda una ubicación ambiental y topográfica adecuada. Aislar el mecanismo de posibles señales digitales que puedan interferir en el PLC, además de posibles factores potenciales que pongan en riesgo la estabilidad del mecanismo y del patrón primario, se recomienda posicionar el patrón primario en un primer piso, debido a las posibles vibraciones que puedan interferir en las calibraciones.
- Se recomienda implementar una secuencia de masas, de tal manera que cubra un alcance amplio para las calibraciones de los transductores de torque.
- Es recomendable usar un lubricante especial TEF DRY, para lubricar los elementos que requieren de lubricación.

- En el manual de ensamble se evidencia que el ensamble de toda la estructura es un poco complejo, procure realizar este procedimiento lo más cuidadosamente posible ya que el estado del mecanismo influye en la precisión y confiabilidad de las calibraciones, se sugiere contar con personal calificado para realizar las acciones de ensamble.