

UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA  
SANTIAGO – CHILE



**“DISEÑO MÁQUINA DE TORSIÓN DE BAJO COSTO  
PARA EL LABORATORIO DE TECNOLOGÍA  
MECÁNICA DEL CAMPUS”**

Nicolás Cristóbal Abdón Aravena Castillo

MEMORIA DE TITULACIÓN PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL  
MECÁNICO

PROFESOR GUÍA: Dr. Ing. Danilo Estay B

PROFESOR CORREFERENTE: PhD. Manuel Tubino S.

Mayo-2019

# ÍNDICE DE CONTENIDO

Resumen.....	IX
Abstract .....	XI
Introducción .....	XII
Objetivos generales y específicos .....	XIII
El Problema.....	XIV
CAPÍTULO 1:.....	15
1. Diseño Conceptual .....	15
1.1 Alcance del capítulo.....	15
1.2 Atributos de la máquina bajo la Norma ASTM E-143.....	16
1.3 Requisitos del Laboratorio .....	16
1.3.1 Categorización de Atributos en objetivos, restricción y función. ....	17
1.3.2 Jerarquización de los atributos .....	18
1.4 Estructura funcional de la máquina de torsión.....	24
1.4.1 Árbol de funciones .....	24
1.4.2 Diagrama de caja negra.....	25
1.4.3 Diagrama de caja transparente .....	25
1.5 Estudio de mercado de bancos de ensayos de torsión.....	27
1.5.1 Máquinas de torsión de diferente origen de fabricación. ....	27
1.6 Componentes del banco de ensayos de torsión .....	35
1.7 Estudio de mercado del sistema de medición de los parámetros del ensayo.....	37
1.7.1 Interfaz gráfica .....	37
1.7.2 Adquisidores de datos .....	65
1.8 Requerimientos técnicos del Sistema de Torsión.....	68
1.9 Diagrama de relaciones (QFD) .....	69
1.10 Generación de conceptos.....	72

1.10.1	Tormenta de ideas .....	72
1.10.2	Carta Morfológica .....	74
1.11	Matriz de selección de alternativa de diseño.....	76
CAPÍTULO 2 .....		77
2.	Diseño de configuración.....	77
2.1	Arquitectura de la máquina de ensayos.....	77
	.....	78
2.1.1	Layout 2D.....	79
CAPÍTULO 3:.....		84
3.	Diseño de detalle .....	84
3.1	Alcance del diseño .....	84
3.2	Condiciones de borde del análisis de esfuerzos sobre el banco de torsión.....	85
3.3	Dimensionamiento de los componentes del sistema de torsión .....	86
3.3.1	Caja de doble reducción. ....	86
3.3.2	Eje de Transmisión.....	87
3.3.3	Mordazas de fijación .....	92
3.3.4	Flange de acople al plato estático.....	96
3.3.5	Cruceta .....	100
3.3.6	Acople Cruceta al sensor de torsión .....	101
3.3.7	Diseño de la bancada.....	104
3.3.8	Contra punta .....	111
3.3.9	Tratamiento superficial de los componentes del sistema de torsión .....	116
3.3.10	Material y diámetro admisibles de probetas para ensayar en el sistema de torsión	116
3.3.11	Sistema de adquisición de datos.....	121
3.3.12	Apoyos simples .....	124
3.3.13	Motor Eléctrico .....	126
3.3.14	Variador de Frecuencia .....	127

3.3.15	Tablero de fuerza.....	128
CAPÍTULO 4 .....		129
4.	Evaluación de costos .....	129
CAPÍTULO 5 .....		130
5.	Conclusiones .....	130
Referencias.....		133
Anexos.....		134
Anexo 1: Tablas .....		135
Anexo2: Fichas técnicas de máquinas de ensayos y dispositivos de medición.....		143
Anexo 3: Detalles técnicos del diseño.....		162
Anexo 4: Teoría de Torsión .....		185
Torsión .....		186
1.1.1	Deformación en un eje circular .....	187
1.1.2	Esfuerzos en el rango elástico .....	190
1.1.3	Angulo de giro en el rango elástico.....	193
1.1.4	Energía de deformación .....	194
1.2	Teoría de falla.....	196
1.1.1	Von Mises .....	198
Anexo 5: Parámetros generales de simulación.....		202
Mallado .....		204

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Árbol de funciones del banco de torsión .....	24
Figura 2: Diagrama de caja negra del banco de torsión. Fuente: Elaboración propia.....	25
Figura 3: Diagrama de caja transparente. Fuente: Elaboración propia. ....	26
Figura 4: Máquina de ensayos de Torsión TL-500 Zwick Roell. <sup>[1]</sup> .....	28
Figura 5: Máquina de torsión MTT-E-2000 Babir Industries. <sup>[2]</sup> .....	29
Figura 6: Equipo de torsión en barras TTM-1000NM Asian Test Equipments. <sup>[3]</sup> .....	30
Figura 7: Máquina de torsión modelo NJS-02. <sup>[4]</sup> .....	31
Figura 8: Máquina de torsión de baja capacidad Instron MT. <sup>[5]</sup> .....	32
Figura 9: Máquina de torsión TINIUS OLSEN de 1000 Nm. <sup>[6]</sup> .....	33
Figura 10: Configuración simplificada de un banco de ensayos de torsión. Fuente: Elaboración propia .....	36
Figura 11: Error de linealidad. <sup>[7]</sup> .....	39
Figura 12: Concepto de Repetibilidad, ejemplificado. <sup>[7]</sup> .....	40
Figura 13: Planos del sensor Forsentek FT03-2000NM. <sup>[8]</sup> .....	42
Figura 14: Detalle de construcción sensor T153 Buster Company <sup>[9]</sup> .....	44
Figura 15: Vistas y diseño del sensor interface 5330. <sup>[10]</sup> .....	45
Figura 16: Vistas y diseño del sensor Interface 5411. <sup>[10]</sup> .....	46
Figura 17: Vista y diseño del sensor Interface 5511. <sup>[10]</sup> .....	47
Figura 18: Vista y diseño de construcción del sensor Interface TS19. <sup>[10]</sup> .....	48
Figura 19: Esquema de un encoder rotatorio incremental con un punto de referencia. <sup>[11]</sup> .....	52
Figura 20: Electric encoder. <sup>[13]</sup> .....	55
<i>Figura 21: Encoder GHH90, de CALT. <sup>[14]</sup> .....</i>	<i>56</i>
<i>Figura 22: Disco óptico no concéntrico y cabeza de lectura. <sup>[9]</sup> .....</i>	<i>62</i>
Figura 23: Tablero de fuerza. <sup>[16]</sup> .....	64
Figura 24: Visualización del ADC para la celda de torsión. <sup>[8]</sup> .....	65
Figura 25: Visualización del ADC para la celda de torsión. <sup>[10]</sup> .....	66
Figura 26: Visualización del adquisidor de datos Burster Company. <sup>[9]</sup> .....	66
Figura 27: Adquisidor de datos encoders. <sup>[17]</sup> .....	68
Figura 28: Diagrama de relaciones QFD en el cual se relacionan los atributos del diseño con los parámetros técnicos de este. Fuente: Elaboración propia.....	70
Figura 29: Tormenta de ideas de la máquina de torsión, considerando diferentes necesidades de diseño. Fuente: Elaboración propia .....	73
Figura 30: Árbol de arquitectura del banco de torsión. Fuente: Elaboración propia.....	78

Figura 31: Layout 2D vista lateral del sistema de torsión. Fuente: Elaboración propia.....	79
Figura 32:Layout 2D vista superior del sistema de torsión. Fuente: Elaboración propia. ....	80
Figura 33:Vistas de la caja reductora. <sup>[18]</sup> .....	86
Figura 34: Vista preliminar del eje de transmisión. Fuente: Elaboración propia. ....	87
Figura 35: Diagrama Estático de cargas de la parte superior del eje. Fuente: Elaboración propia. ..	88
Figura 36: Eje de transmisión de momento de torsión. Fuente: Elaboración propia.....	89
Figura 37: Diagrama de cargas y soporte fijo del eje. Fuente: Elaboración propia. ....	89
Figura 38: Resultado de la distribución de esfuerzos equivalentes en el eje. Fuente: Elaboración propia.....	90
Figura 39: Dibujo técnico de las mordazas a seleccionadas. <sup>[19]</sup> .....	93
Figura 40: Carga aplicada sobre la garra del plato del torno con ajustes fijos en los costados. Fuente: Elaboración propia. ....	95
Figura 41:Distribucion de esfuerzos equivalentes en cada garra del plato. Fuente: Elaboración propia. ....	95
Figura 42: Vista preliminar del flange. Fuente: Elaboración propia. ....	96
Figura 43: Diagrama estático de flange de conexión. ....	98
Figura 44: Distribución de esfuerzos equivalentes en el diseño del flange.....	98
Figura 45: Descripción física del elemento de conexión. Fuente: Elaboración propia. ....	99
Figura 46: Diferentes vistas del elemento de conexión. Fuente: Elaboración propia. ....	100
Figura 47: Vista preliminar del acoplamiento al sensor de torsión. Fuente: Elaboración propia....	101
Figura 48: Diagrama de cargas estáticas. Fuente: Elaboración propia.....	102
Figura 49: Distribución de esfuerzos equivalentes sobre el elemento de conexión. Fuente. Elaboración propia.....	103
Figura 50: Vista preliminar de la bancada. Fuente: Elaboración propia. ....	104
Figura 51: Estructura enrejada. Fuente: Elaboración propia. ....	105
Figura 52: Imagen ilustrativa de la plancha superior. Fuente: Elaboración propia. ....	106
Figura 53: Diagrama de cargas estáticas del banco. Fuente: Elaboración propia. ....	107
Figura 54: Diagrama de distribución de esfuerzos equivalentes. Fuente: Elaboración propia.....	108
Figura 55:Distribución de la deformación de la estructura en el eje Y. Fuente: Elaboración propia .....	109
Figura 56: Vista preliminar contrapunta. Fuente: Elaboración propia. ....	111
Figura 57: Diagrama de la carga torsional aplicada y su soporte fijo. Fuente: Elaboración propia.112	
Figura 58: Distribución de esfuerzos equivalentes sobre la contrapunta. Fuente: Elaboración propia. ....	113

Figura 59: Elemento de ajuste. Fuente elaboración propia. ....	114
Figura 60: Vista preliminar de la instalación de los apoyos. Fuente: Elaboración propia. ....	124
Figura 61: Alineador plato de reacción. Fuente elaboración propia. ....	125
Figura 62: Dibujo técnico del motor eléctrico. <sup>[18]</sup> .....	126
Figura 63: Variador de frecuencia Mitsubishi D700 1HP. <sup>[10]</sup> .....	127
Figura 64: Vista preliminar del tablero de fuerza. <sup>[21]</sup> .....	128
Figura 65: Detalles técnicos de la máquina ZWICK/ROELL. <sup>[1]</sup> .....	144
Figura 66: Ficha técnica máquina de ensayos ZWICK/ROELL. <sup>[1]</sup> .....	145
Figura 67: Información técnica máquina BABIR INDUSTRIES. <sup>[2]</sup> .....	146
Figura 68: Información técnica de la máquina ASIAN TEST EQUIPMENT. <sup>[3]</sup> .....	147
Figura 69: Información técnica máquina TIME GROUP INC. <sup>[4]</sup> .....	148
Figura 70: Información técnica de la máquina INSTRON.....	149
Figura 71: Información técnica de la máquina INSTRON.....	150
Figura 72: Información técnica máquina TINIUS OLSEN.....	151
Figura 73: Ficha técnica sensor FT03 marca Forsentek. ....	152
Figura 74: Ficha técnica del sensor T150 de la marca Burster Company. ....	153
Figura 75: Ficha técnica de sensor Interface 5330. ....	154
Figura 76: Ficha técnica sensor Interface 5411.....	155
Figura 77: Ficha técnica sensor de torsión marca Interface modelo 5511. ....	156
Figura 78: Ficha técnica sensor marca Interface modelo TS19. ....	157
Figura 79: Ficha técnica sensor marca Calt modelo GHH90.....	158
Figura 80: Ficha técnica del sensor marca ZETTLEX modelo ABZ1 INC-250.....	159
Figura 81: Ficha técnica del sensor marca ZETTLEX modelo INC-250-SSI.....	160
Figura 82: Ficha técnica sensor INC-250-V0360.....	161
Figura 83: información técnica del reductor. <sup>[18]</sup> .....	163
Figura 84: Planos del reductor. <sup>[18]</sup> .....	164
Figura 85 Planos de fabricación base de la caja reductora. Fuente: Elaboración propia. ....	165
Figura 86: Planos de fabricación parte superior del eje. Fuente: Elaboración propia. ....	166
Figura 87: Planos de fabricación de la segunda parte del eje. Fuente: Elaboración propia. ....	167
Figura 88: Planos de fabricación eje ensamblado. Fuente: Elaboración propia. ....	168
Figura 89: Planos de fabricación de la chaveta. Fuente Elaboración propia.....	169
Figura 90: Plano de fabricación de elemento de conexión flange. Fuente: Elaboración propia. ....	170
Figura 91: Plano de fabricación elemento de conexión sensor-cruceta. Fuente: Elaboración propia. .....	171

Figura 92: Planos de fabricación plancha interior de la bancada. Fuente: Elaboración propia.....	172
Figura 93: Planos de fabricación plancha lateral de la bancada. Fuente: Elaboración propia. ....	173
Figura 94: Planos de fabricación plancha superior de la bancada. Fuente: Elaboración propia. ....	174
Figura 95: Planos de fabricación estructura enrejada de la bancada. Fuente: Elaboración propia..	175
Figura 96: Planos de fabricación de la placa de apoyo para la contrapunta. Fuente: Elaboración propia. .....	177
Figura 97: Planos de fabricación de la contrapunta. Fuente: Elaboración propia .....	178
Figura 98: Vista constructiva del sensor de rotación seleccionado. <sup>[9]</sup> .....	179
Figura 99: Selección del catálogo del proveedor Duccase Comercial, los apoyos simples. ....	180
Figura 100: Planos de fabricación de la base para el apoyo del sensor. Fuente: Elaboración propia. .....	181
Figura 101: Base de ojo chino para ajuste axial apoyo simple. Fuente: Elaboración propia. ....	182
Figura 102: Cilindro roscado unido al soporte del rodillo. Fuente: Elaboración propia. ....	183
Figura 103: Información técnica del motor eléctrico. Fuente: Transtecno .....	184
Figura 104: Tren de transmisión de potencia a las ruedas traseras en un automóvil. <sup>[22]</sup> .....	186
Figura 105: Eje circular empotrado en un lado. <sup>[22]</sup> .....	187
Figura 106: Deformaciones en un eje de caucho de distinta sección transversal. <sup>[22]</sup> .....	188
Figura 107: Deformación cortante en un eje circular de largo L. <sup>[22]</sup> .....	189
Figura 108: Distribución de esfuerzos en dos tipos de ejes circulares. <sup>[22]</sup> .....	191
Figura 109: elemento sometido a fuerza cortante pura. ....	195
Figura 110: Curva idealizada de esfuerzo-deformación. La línea discontinua representa un material endurecido por deformación. <sup>[24]</sup> .....	197
Figura 111: a) Elemento con estado de esfuerzos triaxiales; experimenta cambio de volumen y distorsión angular. b) Elemento sometido a tensión experimentando solo cambio de volumen. c) Elemento sometido con distorsión angular, sin ningún cambio de volumen. <sup>[24]</sup> .....	199
Figura 112: Teoría de energía de distorsión de estados de esfuerzo plano. Esta es una gráfica real de puntos mediante la ecuación $\sigma' = Sy$ . <sup>[24]</sup> .....	200
Figura 113: Regiones de contacto de los pernos de la contrapunta. Bonded. Fuente: Elaboración propia.....	203
Figura 114: Región de contacto del husillo con el agujero de la contrapunta. Bonded. Fuente: Elaboración propia .....	204
Figura 115: Oblicuidad de elementos. <sup>[25]</sup> .....	206
Figura 116: Ortogonalidad de elementos. <sup>[25]</sup> .....	207
Figura 117: Relación de aspecto de elementos. <sup>[25]</sup> .....	207

# Resumen

El presente trabajo de título se enfoca en el diseño de una máquina de torsión de bajo costo para el Laboratorio de Tecnología Mecánica de la Universidad Técnica Federico Santa María del Campus San Joaquín.

Considera un motorreductor previamente adquirido para su fabricación, componente que genera restricciones de dimensiones y aplicación de carga, por lo que el proyecto del banco se iniciara a partir de esta base. El criterio de diseño cumple con la norma ASTM E-143 que establece las condiciones de aplicación del ensayo y adquisición de datos para determinar el módulo de corte de un material.

El presente trabajo se desarrolla en 5 capítulos.

En el capítulo 1 se realiza el diseño conceptual. Así, se establecen los requerimientos necesarios de la máquina para que ejecute el ensayo bajo la norma correspondiente, se define un listado adicional de funciones del banco y se jerarquiza su importancia en el diseño. Se realiza un estudio de mercado del valor comercial de un banco de torsión, describiendo sus características y sus componentes. Además, se realiza un análisis de la tecnología de medición asociadas a las máquinas de ensayos de torsión, evaluando la oferta económica de las diferentes tecnologías asociadas. El fin de este estudio tecnológico de la oferta de bancos de ensayos es definir un listado de requerimientos técnicos del diseño de la máquina de ensayos, el cual luego es relacionado con los objetivos del diseño mediante la herramienta de despliegue de calidad, para luego dar paso a la generación de conceptos para el diseño de sistema de torsión, usando herramientas de diseño de productos y posteriormente a través de una matriz de decisión se selecciona una alternativa.

En el capítulo 2, se diseña a nivel de arquitectura del producto relacionando cada requerimiento técnico de la máquina de ensayos con un componente que despliegue la función. Se presenta un Layout 2D del diseño propuesto detallando la forma de ensamble de los componentes.

En el capítulo 3, se diseña la máquina a partir de las restricciones impuestas por la caja reductora y las establecidas por la norma del ensayo, se realizan los cálculos de las sollicitaciones mecánicas del banco con herramientas de análisis esfuerzos para diseñar correctamente los componentes, con sus planos de fabricación que incluyen las respectivas tolerancias geométricas y finalmente se realiza una selección de los proveedores comerciales de los componentes que se requieren en el banco.

En el capítulo 4 se realiza una evaluación de costos de la implementación de la máquina diseñada determinando el valor comercial de cada componente y finalizando con un valor total estimado del conjunto.

En el capítulo 5 se presentan las conclusiones del trabajo desarrollado y una ficha técnica del equipo diseñado.

# Abstract

In chapter 1 the conceptual design is carried out. Thus, the necessary requirements for the machine to perform the test under the corresponding standard are established, an additional list of functions of the bench is defined and its importance in the design is prioritized. A market study of the commercial value of a torque bench is carried out, describing its characteristics and components. In addition, an analysis is made of the measurement technology associated with the torsion testing machines, evaluating the economic offer of the different associated technologies. The purpose of this technological study of the offer of test benches is to define a list of technical requirements of the design of the testing machine, which is then related to the design objectives through the quality deployment tool, then give way to the generation of concepts for the design of torsion system, using product design tools and later, through a decision matrix, an alternative is selected.

In chapter 2, it is designed at the product architecture level relating each technical requirement of the testing machine with a component that deploys the function. A 2D Layout of the proposed design is presented detailing the form of assembly of the components.

In chapter 3, the machine is designed from the restrictions imposed by the gearbox and those established by the test standard, calculations are made of the mechanical solicitations of the bench with tools of analysis efforts to correctly design the components, with their manufacturing plans that include the respective geometric tolerances and finally a selection is made for the commercial suppliers of the components that are required in the bench.

In chapter 4 a cost evaluation of the implementation of the designed machine is carried out, determining the commercial value of each component and ending with an estimated total value of the set.

In chapter 5 the conclusions of the work developed and a technical sheet of the designed equipment are presented.

# Introducción

En las prácticas de laboratorio en el área de resistencia de materiales se estudian sus propiedades mecánicas con 8 diferentes ensayos: tracción, cizalle, torsión, dureza, medición de deformaciones, flexión, impacto y pandeo. Estos ensayos presentan la oportunidad a los estudiantes de analizar los fenómenos de forma empírica, fomentando el interés en el análisis de los materiales, generando la posibilidad de realizar una mirada crítica entre la teoría y la concordancia de los resultados obtenidos en los ensayos aplicados.

Hoy en el campus San Joaquín de la Universidad no existe un banco de ensayos de torsión, por lo cual los estudiantes del campus pierden la oportunidad de vivenciar la experiencia de crear una representación gráfica y numérica del esfuerzo sobre diferentes tipos de materiales sujetos a una carga cortante creciente, en condiciones normalizadas y familiarizarse con los procedimientos de ejecución del ensayo, la norma y equipos utilizados.

Los bancos de ensayos de torsión automáticos tienen un valor comercial en un rango de 20 a 60 millones de pesos, la diferencia de precios se debe a capacidad máxima de carga aplicada, precisión, resolución de la máquina y el lugar de origen del proveedor. Los precios sobrepasan el presupuesto del Departamento de Ingeniería Mecánica para la implementación de la máquina de ensayos, por lo que es una oportunidad presentar una propuesta de diseño que se ajuste a los recursos disponibles para esta inversión.

Diseñar e implementar una máquina de torsión es la solución óptima para el Laboratorio de Tecnología Mecánica del Campus San Joaquín de la Universidad.

En base a esto, la presente memoria de titulación propone un diseño de un banco de torsión que sea capaz de ensayar probetas cilíndricas, bajo los requerimientos de la norma ASTM E-143 y este dentro del presupuesto del departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad.

# Objetivos generales y específicos

El objetivo general de este trabajo es diseñar una máquina de torsión de bajo costo capaz de realizar ensayos en probetas cilíndricas, en base a los requerimientos de la norma ASTM E-143.

Los objetivos específicos para el desarrollo de estas tareas son los siguientes:

1. Analizar las normas y fundamentos que se aplican en un ensayo de torsión en materiales metálicos.
2. Desarrollar un concepto de la disposición de los elementos físicos del banco de torsión.
3. Seleccionar los componentes mecánicos del banco.
4. Seleccionar el rango de dimensiones y materiales de las posibles probetas a ensayar.
5. Seleccionar un sistema de medición y adquisición de datos
6. Estimar el costo de fabricación del sistema completo

# El Problema

Actualmente el Campus San Joaquín de la Universidad Técnica Federico Santa María no tiene un banco de ensayos de torsión en el Laboratorio de Tecnología Mecánica, lo cual impide a sus estudiantes realizar directamente esta experiencia que aporta a su formación profesional, en el ámbito del análisis científico, generando una brecha con aquellos que sí disponen de este recurso (Casa Central).

La solución directa del problema es la adquisición de esta máquina de ensayos, sin embargo, las ofertas de bancos de torsión adecuados para el propósito del Laboratorio (banco de ensayos enmarcado por la norma ASTM E-143) son de alto costo, los cuales se encuentra fuera del rango de presupuesto del Departamento.

El Laboratorio de Tecnología Mecánica consciente del problema, decidió que la solución del problema es la implementación de una máquina de ensayos de elaboración propia, por lo que adquirió una caja reductora marca Transtecno de 0,25 KW, la que posee un par máximo de torsión a la salida de 1944 Nm y una velocidad de giro de 0,47 rpm, a partir de la cual se debe elaborar el diseño de una máquina de ensayos que esté de acuerdo con la norma.

# CAPÍTULO 1:

## 1. Diseño Conceptual

### 1.1 Alcance del capítulo

Esta fase del capítulo establece los requerimientos del diseño del banco de torsión, se buscan las posibles soluciones que permitan ejecutar ensayos de acuerdo con la norma ASTM E-143. En él se establecen los requerimientos mencionados en la norma, una identificación de los requisitos del Laboratorio, con la generación de un listado de atributos para posteriormente pasar a una jerarquización de estos, con el fin de implementar la mejor solución a los atributos planteados. Luego para entender los alcances del funcionamiento del banco de torsión, se trabajó con herramientas de diseño de productos, como el árbol de funciones, diagrama de caja negra y el diagrama de caja transparente. Una vez identificado las características deseadas de la máquina y definidas sus funciones, se procede a realizar un benchmarking de las máquinas de torsión, con el fin de definir las especificaciones técnicas, tales como, carga máxima aplicada, velocidad de aplicación de la carga, rango de probetas de ensayos, elementos mecánicos involucrados, resolución del sistema de medición, entrega de resultados y valor comercial. Además, adicionalmente se requiere realizar un análisis de la tecnología de medición implementada en las máquinas de ensayo, considerando la resolución de los dispositivos de medición, interfaz gráfica y valor comercial.

En base a lo anterior se construye el diagrama QFD (Quality Function Deployment), donde se identifican las necesidades y expectativas del Laboratorio, jerarquizándolas para focalizar todos los recursos humanos y materiales en el desarrollo del diseño.

La norma que se aplica en los ensayos de torsión es la que se utiliza como estándar internacional para determinar el módulo de corte de un material, la cual corresponde a:

- ASTM E-143 Prueba Estándar para determinar el módulo de corte de un material a temperatura ambiente.

Se establecen los siguientes pasos a seguir para el diseño del banco en este apartado:

- Generación del listado de requisitos del banco de torsión e identificación de funciones.
- Revisión de las alternativas existentes en el mercado, análisis de las ventajas, tecnologías asociadas y diseño de cada una.

- Elaboración del listado de componentes para el diseño del banco, basado en el estudio de alternativas presentes en el mercado. Generación de conceptos del diseño del banco de ensayo considerando la disposición de los elementos físicos, estableciendo una relación entre ellos.
- Presentación de alternativas de diseño y selección de una.

## **1.2 Atributos de la máquina bajo la Norma ASTM E-143**

Se establecen los siguientes atributos de la máquina a diseñar bajo la norma del ensayo:

- Los extremos de la probeta de ensayo deben sujetarse firmemente entre las mordazas para producir un estado de giro uniforme sobre la probeta.
- Las mordazas de sujeción deben asegurar una alineación. (ver figura 10)
- La longitud libre mínima entre agarres de la probeta de ensayos debe ser de 4 diámetros.
- Realizar mediciones simultaneas de torque aplicado y ángulo de rotación.
- Aplicación de carga en forma incremental a una velocidad controlada y estable dentro de un rango definido.
- Medición de torsión en un extremo fijo sin rotación.

## **1.3 Requisitos del Laboratorio**

Se requieren conocer el enfoque de la Universidad frente al producto a diseñar, es decir, qué requisitos del diseño serán de importancia a la hora de la construcción de la máquina. Estos atributos son complementarios a los establecidos en el punto anterior, el listado final de atributos que considera los efectos de la norma del ensayo y los requisitos del Laboratorio se presentan en la tabla 1 a continuación:

Tabla 1: Lista de atributos de la máquina de torsión. Fuente: Elaboración propia

-Mantenimiento no especializado	-Fácil Limpieza
-Sistema de fijación de probetas adecuado	-Accesibilidad a repuestos
-Montaje y desmontaje fácil de las probetas	-Bajo costo de construcción
-Uso para probetas de distintos diámetros y largos	-Bajo costo de repuestos
-Aplicación de torque en forma incremental	-Permitir la visualización del fenómeno de torsión
-Medición del torque estático aplicado en la probeta de ensayo	-Sin anclaje al piso
-Medición del ángulo de rotación de la probeta ensayo.	- Fácil adquisición de datos para el usuario
-Máquina de fines académicos	- Ejecutar una prueba segura para los usuarios
Accesibilidad	-Medición simultánea de torque aplicado y ángulo de rotación de la probeta

### 1.3.1 Categorización de Atributos en objetivos, restricción y función.

La lista de atributos entregada en la tabla 1 ahora debe ser clasificada dentro de las tres categorías siguientes:

- Objetivos: Atributos que debe tener el diseño y posteriormente facilitan su desarrollo.
- Restricciones: Atributos que deben ser considerados obligatoriamente.
- Funciones: Tareas básicas que debe realizar el banco de torsión.

La tabla 2 indica qué rol cumple cada atributo en las categorías indicadas en el diseño de la máquina.

Tabla 2: Categorización de las necesidades de la Universidad en tres ámbitos: Objetivos, Restricciones y Funciones.  
Fuente: Elaboración propia

Objetivos	Restricciones	Funciones
-Fácil limpieza -Mantenimiento no especializado. -Accesibilidad a repuestos -Fácil adquisición de datos para el usuario -Uso para un espectro de probetas -Permitir la visualización del fenómeno de torsión -Ejecutar una prueba segura para los usuarios -Ejecución exitosa del ensayo	-Bajos costos de construcción -Máquina de fines académicos. -Bajos costos de repuestos -Sin anclaje al piso	-Aplicación de torque en forma incremental -Medición simultanea de torsión aplicada y ángulo de rotación -Ajuste adecuado de probetas -Medición estática de torsión

### 1.3.2 Jerarquización de los atributos

Cada atributo se categoriza en, desempeño, seguridad, costos y confiabilidad según corresponda, luego dentro de cada subconjunto se jerarquiza para priorizar las características de alta importancia dentro del producto.

Las categorías se definen de la siguiente manera

- Desempeño: Son las prestaciones que debe presentar la máquina, para la ejecución y entrega de resultados del ensayo.
- Seguridad: Son las características que debe tener la máquina para ejecutar el ensayo en bajas condiciones de riesgo para el usuario.
- Costo: Es el valor relacionado con la manufactura de la máquina y sus repuestos.

- **Confiabilidad:** Considera las características de diseño para la ejecución exitosa de la prueba ante cualquier eventualidad.

Clasificación de los atributos en las diferentes categorías se presentan en la tabla 3

Tabla 3: Categorización de atributos en subconjuntos con sus respectivas jerarquizaciones. Fuente: Elaboración propia.

1. Desempeño	2. Seguridad
1.1 Máquina de fines académicos 1.2 Medición simultanea de datos del ensayo. 1.3 Aplicación de torque en forma incremental 1.4 Uso para un rango de dimensiones y aleaciones acero de las probetas a ensayar 1.5 Fácil adquisición de datos para el usuario	2.1 Ejecutar una prueba segura para los usuarios 2.2 Permitir la visualización del fenómeno de torsión 2.3 Sin anclaje al piso 2.4 Sistema de fijación de probetas adecuado.
3. Costos	4. Confiabilidad
3.1 Bajos costos de construcción 3.2 Bajos costos de repuestos	4.1 Ejecución exitosa del ensayo. 4.2 Mantenimiento no especializado 4.3 Accesibilidad a repuestos 4.4 Fácil limpieza

Con la categorización de los atributos en cada subconjunto y través de tablas de comparación de pares se determina el peso específico de cada uno, con el fin de obtener su importancia en el diseño de la máquina, para esto, se le entrega un determinado valor o “peso” en base a una escala de puntuación.

La escala de puntuación es en base a la siguiente tabla 4, la cual entrega un valor según la importancia de cada atributo:

Tabla 4: Cuantificación según la importancia del atributo. Fuente: Elaboración propia.

Igual de importante	Algo importante	Medianamente importante	Importante	Muy importante
1	2	3	4	5

Para cuantificar se establece la siguiente definición:

- La relación de un atributo consigo mismo es igual de importante.

Y los siguientes criterios:

- El sentido de relación es desde un atributo de la fila con los atributos de las columnas.
- La relación de un atributo “A” con un atributo “B” se obtiene de un valor de la tabla 4.
- La relación inversa, es decir un atributo “B” con un atributo “A” presenta el inverso del valor de punto anterior.

En un inicio se compara cada subconjunto, esto se presenta en la tabla 37 en el anexo 1 de tablas, de esta se desprende los siguientes comentarios en relación con la comparación de pares.

- Desempeño: El valor del peso específico de este subconjunto, se centra en el objetivo de realizar ensayos de torsión que responda a las necesidades académicas del Laboratorio y a las definidas en la norma, tales como, la forma adquisición de datos, sujeción de la probeta y el método de aplicación de la carga de torsión.
- Seguridad: Este valor se debe a que las condiciones del ensayo establecidas en la norma ASTM E-143 determinan que su ejecución es de bajo riesgo para el usuario, por la forma de la carga y velocidad a la cual se aplica.
- Costos: El valor del peso específico de esta característica en el diseño, se enmarca en los recursos disponibles para la implementación del diseño de una máquina de máximo desempeño y confiabilidad.
- Confiabilidad: El diseño debe responder con la ejecución exitosa del ensayo para que los estudiantes realicen el análisis de la teoría con los resultados obtenidos, fácil mantenimiento y disponibilidad de repuesto en respuesta cualquier falla o imprevisto y fácil limpieza.

La comparación de los pares de cada subconjunto se presenta en la tabla 38, tabla 39, tabla 40 y tabla 41 del anexo 1, los resultados de estas relaciones dependen directamente de lo que se establece a continuación:

Una máquina de fines académicos implica que sólo debe asegurar:

- Medición simultánea de datos: Los dispositivos seleccionados para el registro de datos de carga aplicada y ángulo de rotación no tienen exigencias establecidas por parte de la norma ni del Laboratorio en sus parámetros de resolución y error instrumental.
- Aplicación de torque incremental, esta carga torsional debe ser de incrementos decimales para medir el comportamiento del material en toda la curva de deformación. La adquisición de este sistema debe estar dentro del presupuesto de la máquina.
- El error de los dispositivos de medición debe ser determinado en las unidades de interés de la medición.

La tabla 38 jerarquiza los atributos de la categoría desempeño, de la cual se desprende que el objetivo de diseño “máquina de fines académicos”, es muy importante en comparación a:

- Uso para probetas de diferentes diámetros, largo y material.  
El banco de torsión al ejecutar el ensayo en probetas de un solo diámetro y largo aún cumple el objetivo general del trabajo debido a que es posible ensayar diferentes materiales.
- Fácil adquisición de datos.  
Que el banco de ensayos sea capaz de medir los parámetros de interés, ya permite obtener las propiedades mecánicas de los materiales, por lo que es un sistema de torsión que se enmarca en la norma del ensayo. De este modo, que esto sea fácil para el usuario no impacta en que el sistema de torsión cumpla su objetivo principal, sino más bien es una característica de confort para el usuario.

Se aprecia de la tabla 38 que el 60% focalización del diseño de la categoría desempeño del banco de torsión, será en:

- Máquina de fines académicos.
- Registro simultánea de la torsión aplicada y el ángulo de giro de la probeta.

Direccionando los esfuerzos de diseño en un sistema de torsión enmarcado en la norma ASTM E-143.

Para las relaciones de la tabla 39 del subconjunto seguridad se establece lo siguiente:

Ejecutar una prueba segura para los usuarios de máquina implica, asegurar la condición de 0 accidentes para el usuario durante la ejecución del ensayo.

Un sistema de fijación adecuado para la maquina debe asegurar las siguientes condiciones impuesta por la norma ASTM E-143:

- Sujetar firmemente la probeta en sus extremos para producir un estado de giro uniforme sobre la probeta.
- Las sujeciones deben asegurar una alineación perfecta.
- La longitud libre mínima entre agarres de la probeta de ensayos debe ser de 4 diámetros.

De la tabla 39, se observa que el 67% de la focalización de la categoría seguridad, es en una ejecución del ensayo de bajo riesgo para los usuarios y que se pueda visualizar de forma segura el fenómeno.

La tabla 40 de comparación de pares del subconjunto de costos se aprecia que los bajos costos de construcción y bajo costo de repuestos son de igual importancia en el diseño del banco debido a que impactan de igual manera.

Finalmente se procede a trabajar con el subconjunto de confiabilidad con la tabla 41 en donde se realiza la comparación de atributos, en esta se aprecia a que el 68% de los esfuerzos de diseño en el conjunto de confiabilidad, se destinan a la construcción de una máquina capaz de realizar la ejecución exitosa del ensayo, midiendo los parámetros de interés.

Ahora se ordenan todos los atributos del equipo a diseñar jerarquizados por subconjunto y con el peso absoluto de cada atributo en el diseño del equipo, se construye la tabla 5 a continuación:

Tabla 5: Categorización de los atributos del producto en subconjuntos con su respectivo peso absoluto sobre el producto.  
Fuente: Elaboración propia.

1. Desempeño (0,403)	2. Seguridad (0,09)
<p>1.1 Máquina de fines académicos (0,147)</p> <p>1.2 Medición simultánea de datos del ensayo (0,131)</p> <p>1.3 Aplicación de torque en forma incremental (0,069)</p> <p>1.4 Uso para un rango de dimensiones y aleaciones acero de las probetas a ensayar (0,035)</p> <p>1.5 Fácil adquisición de datos para el usuario (0,021)</p>	<p>2.1 Ejecutar una prueba segura para los usuarios (0,0427)</p> <p>2.2 Permitir la visualización del fenómeno de torsión (0,0185)</p> <p>2.3 Sin anclaje al piso (0,0181)</p> <p>2.4 Sistema de fijación de probetas adecuado (0,0107)</p>
3. Costos (0,216)	4. Confiabilidad (0,291)
<p>3.1 Bajos costos de construcción (0,108)</p> <p>3.2 Bajos costos de repuestos (0,108)</p>	<p>4.1 Ejecución exitosa del ensayo (0,122)</p> <p>4.2 Mantenimiento no especializado (0,088)</p> <p>4.3 Accesibilidad a repuestos (0,052)</p> <p>4.4 Fácil limpieza (0,029)</p>

## 1.4 Estructura funcional de la máquina de torsión

Se requieren entender los alcances de las funciones de la máquina de ensayos, para esto se trabaja con tres herramientas de diseño de productos:

- Árbol de funciones.
- Diagrama de caja negra.
- Diagrama de caja transparente.

### 1.4.1 Árbol de funciones

Se realizan 3 categorías de funciones principales del banco de torsión, dos relacionadas con la metodología de la aplicación del ensayo de torsión detallado en la norma ASTM E-143 y otra categoría relacionada con la ejecución exitosa del ensayo mecánico, luego cada es detallada como se muestra en la figura 1 a continuación:

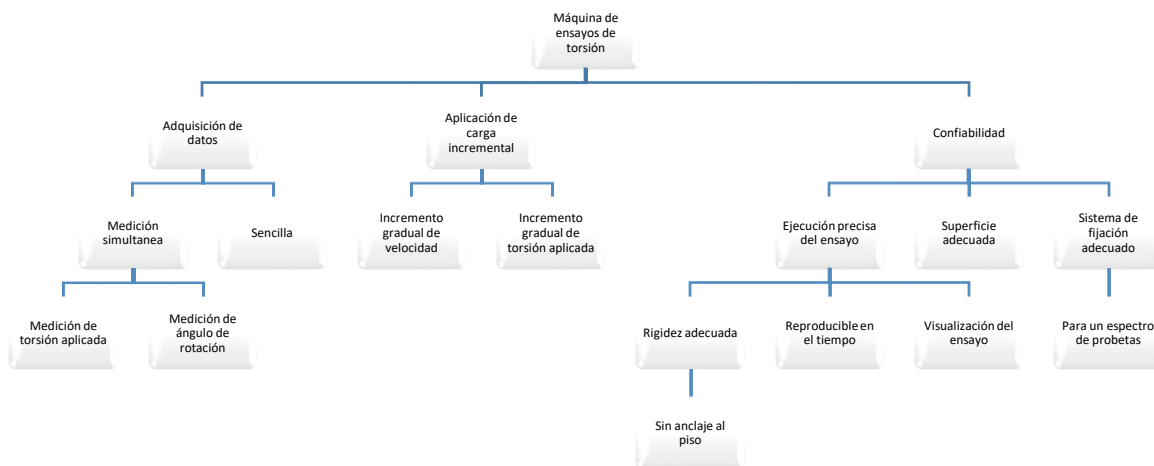


Figura 1: Árbol de funciones del banco de torsión

## 1.4.2 Diagrama de caja negra

La caja negra representa la máquina, donde las entradas son el flujo de energía eléctrica, mecánica y la probeta a ensayar. La salida se limita a pérdidas de energía por ruido y disipación de calor, la probeta fracturada, y los datos del ensayo, en este caso el torque aplicado y el ángulo de rotación del material, todo esto es detallado a continuación en la figura 2:



Figura 2: Diagrama de caja negra del banco de torsión. Fuente: Elaboración propia

## 1.4.3 Diagrama de caja transparente

Se detalla el proceso interno de la caja negra, simbolizando el flujo de energía, material e información, además de representar las subfunciones presentes en la máquina a diseñar. Al ingresar del testigo se realiza un ajuste manual para el largo y diámetro, además de fijarla en una condición de equilibrio estático para proceder con el ensayo.

Para la función ajuste de velocidad de ensayo, se optará por un sistema que sea capaz de hacer rotar uno de los extremos de la probeta, a baja velocidad para simular una carga estática de torsión. La aplicación del torque incremental estará asociada directamente a la velocidad de aplicación del ensayo.

Para la función de generación de datos, se implementan dos sensores independientes entre sí para que cada uno este encargado de medir su propia variable, un adquisidor de datos para el procesamiento de las señales de los sensores que tengan la capacidad de comunicarse con un computador que

despliegue un software capaz de interpretar las señales de adquisidor para generar los datos de torsión aplicada y ángulo de giro del ensayo. Lo cual se representa a continuación en la figura 3:

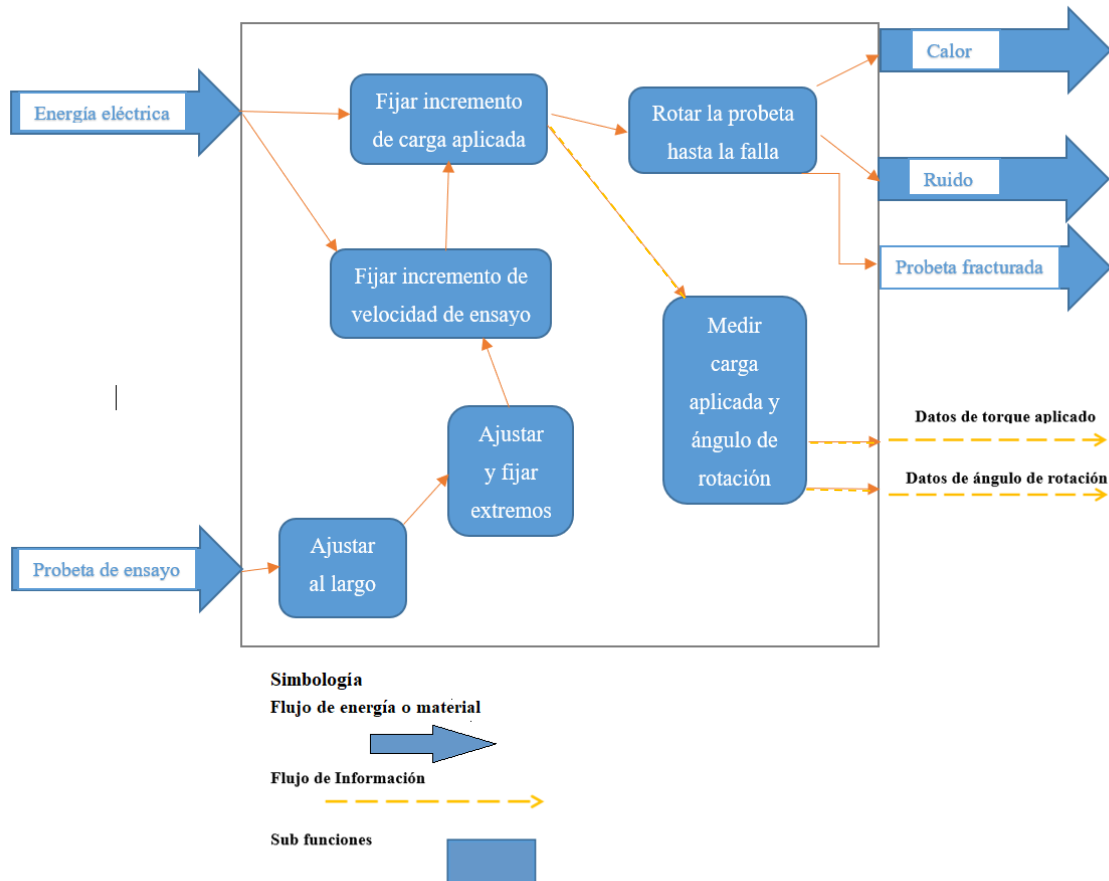


Figura 3: Diagrama de caja transparente. Fuente: Elaboración propia.

Una vez identificadas y definidas las funciones de la máquina de ensayos en cuanto a:

- La entrega de resultados del ensayo.
- Forma de aplicación de la carga.
- Repetibilidad en el tiempo,

El siguiente paso es determinar los requerimientos técnicos de la máquina de ensayos, por lo cual se investigan las especificaciones técnicas que ofrecen las máquinas del mercado con el fin de encontrar respuestas a los “Qué”, representados por los atributos del proyecto de diseño.

## **1.5 Estudio de mercado de bancos de ensayos de torsión.**

La electrónica y la informática han facilitado el desarrollo de aplicaciones que permiten el uso de herramientas de alta precisión, dispositivos para la toma de datos y visualización de señales.

En lo que se refiere al ensayo de torsión estas tecnologías están presentes en equipos de diferentes:

- Marcas.
- Capacidad de carga.
- Rigidez.
- Resolución.
- Requerimientos eléctricos.
- Tipos de materiales a ensayar.
- Normas Asociadas para la aplicación del ensayo de torsión.

### **1.5.1 Máquinas de torsión de diferente origen de fabricación.**

#### **1.5.1.1 Máquina para ensayos de torsión Zwick Roell**

Las máquinas de prueba Torsionline están equipadas con un dispositivo de seguridad enclavado eléctricamente. Las pruebas solo pueden comenzar si los dispositivos están en la posición cerrada. Principales áreas de aplicación de la máquina Torsionline, materiales metálicos y productos de ingeniería médica, por ejemplo, tornillos de metal para huesos, ISO 6475.

A continuación, se presenta el listado de características técnicas de la máquina de ensayos y la figura 4 que presenta su disposición física de elementos.

Modelo de la máquina	T1 500
Máximo torque aplicado (Nm)	500
Resolución de ángulo de giro	0.0003°
Resolución de torque aplicado (Nm)	5
Velocidad Máxima rpm	50
Rigidez inherente a la torsión Nm/°	1000
Nivel de ruido dB(A)	70
Diámetro de la muestra (mm)	200
Max. Longitud de la prueba(mm)	510
Fuente de energía	400 V Trifásico
Peso kg	188
Dimensiones (mm)	1775x1475x650

Valor comercial 40.000.000 CLP IVA incluido.



Figura 4: Máquina de ensayos de Torsión TL-500 Zwick Roell. <sup>[1]</sup>

En el anexo 2 se presenta la ficha técnica de la máquina de ensayos en la figura 67 y figura 68.

### 1.5.1.2 Máquina de ensayos de torsión Babir Industries

Máquina del mercado hindú, registra la torsión mediante celdas de carga, la torsión es aplicada por una caja reductora alimentada por un motor trifásico, el ángulo de rotación es registrado por un sensor de rotación. Tiene un sistema de adquisición de datos que entrega el torque aplicado y el ángulo de giro. Generando un listado con los resultados obtenidos, pero sin un gráfico. <sup>[2]</sup>

Se presentan las características técnicas más relevantes y una imagen referencial del equipo en la figura 5 a continuación

Max. torque (Nm)	2000
Min. medición de torque (Nm)	0,2
Min. medición del ángulo de torsión (°)	0.1°
Precisión del valor de torque entregado	10 Nm
Diámetro de la muestra (mm)	20 a 50
Max. Longitud de la prueba(mm)	1000
Fuente de energía	3Ph, 440V
Peso	600 kg

Valor comercial 12.500.000 CLP IVA incluido.



Figura 5: Máquina de torsión MTT-E-2000 Babir Industries. <sup>[2]</sup>

En el anexo 2 se presenta la ficha técnica de la máquina de ensayos en la figura 69.

### 1.5.1.3 Máquina de ensayos de torsión Asian Test Equipments

Máquina del mercado asiático, registra la torsión mediante celdas de carga, la torsión es aplicada por una caja reductora alimentada por un motor trifásico, el ángulo de rotación es registrado por un sensor de rotación. Tiene un sistema de adquisición de datos que entrega el torque aplicado y el ángulo de giro, generando un listado de datos, pero sin un gráfico con los resultados. <sup>[3]</sup>

Se presentan las características técnicas del equipo a continuación y una imagen referencial de equipo en la figura 6

Max. torque (Nm)	1000
Min. medición de torque (Nm)	0.5
Min. medición de ángulo de rotación	3,6°
Diámetro de la muestra (mm)	10 a 34
Max. Longitud de la prueba(mm)	600
Fuente de energía	Trifásico, 400-440V, 1HP
Peso	700 kg

Valor comercial 8.500.000 *CLP IVA Incluido*



Figura 6: Equipo de torsión en barras TTM-1000NM Asian Test Equipments. <sup>[3]</sup>

En el anexo 2 se presenta la ficha técnica de la máquina de ensayos en la figura 70.

#### 1.5.1.4 Máquina de torsión HSM modelo NJS-02.

La serie NJS está diseñada y construida para la prueba de torsión sobre materiales metálicos y no metálicos. Esta máquina aplica un par de torsión el cual es generado manualmente girando un volante.

La máquina puede recuperar o imprimir el resultado de la prueba una vez finalizada. En la figura 7 se presenta la máquina de ensayos de torsión NJS-02 <sup>[4]</sup>

Max. torque (Nm)	200
Min. medición de torque (Nm)	0.1
Max. medición del ángulo de torsión	9999.9°
Min. medición del ángulo de torsión (°)	0.1
Precisión del valor de torque entregado	≤±1
Error relativo de torque indicado	≤ ±1.0%
Diámetro de la muestra (mm)	10
Max. Longitud de la prueba(mm)	260
Fuente de energía	AC 220V±10%, 50Hz
Valor comercial	7.437.500 IVA incluido



Figura 7: Máquina de torsión modelo NJS-02. <sup>[4]</sup>

En el anexo 2 se presenta la ficha técnica de la máquina de ensayos en la figura 71.

### 1.5.1.5 Máquina de torsión de baja capacidad INSTRON serie MT

Máquina para pruebas de torsión de baja capacidad (450  $\mu$ Nm - 225 Nm) en materiales y componentes, los sistemas de torsión MT ofrecen una alternativa exacta, de múltiples vueltas de capacidad, alta rigidez rotacional y fricción axial mínima. La celda de par del sistema está conectada a una mordaza móvil, que se puede dejar de libre flotación o sujeta durante la prueba. Cuando se deja de libre flotación, el usuario puede aplicar una precarga axial de la muestra con un peso y una disposición de polea. De circuito cerrado de servo-control de accionamiento electromecánico es proporcionada por Control electrónico 5900 y Software Bluehill. En la figura 8 se presenta la máquina de ensayos de torsión INSTRON serie MT. <sup>[5]</sup>

Max. torque (Nm)	225
Min. medición de torque (Nm)	0.01
Min. medición del ángulo de torsión (°)	0.0028
Precisión del valor de torque entregado	$\leq \pm 0.01$
Diámetro de la muestra (mm)	10 a 24
Max. Longitud de la prueba (mm)	420
Fuente de energía	AC 220V $\pm$ 10%, 50Hz
Peso	181 kg
Dimensiones (mm)	1130x784x715

Valor comercial 54.502.000 CLP IVA incluido.



Figura 8: Máquina de torsión de baja capacidad Instron MT. <sup>[5]</sup>

En el anexo 2 se presenta la ficha técnica de la máquina de ensayos en la figura 72 y la figura 73.

### 1.5.1.6 Máquina de torsión Tinius Olsen

Tinius Olsen ofrece una gama completa de máquinas de ensayo de torsión en capacidades desde 1000 hasta 30000 Nm. Estos probadores de torsión proporcionan capacidades de carga y un peso en ambos sentidos de giro.

Cada probador de torsión comprende un sistema de accionamiento de velocidad variable de carga, un control digital y sistema de indicación en una unidad fija. El cabezal de pesaje con su sensor de par de bandas extensiométricas está montado sobre una unidad móvil que puede posicionarse sobre los carriles para acomodar las muestras de diferentes longitudes. Se presenta una descripción física de la máquina en la figura 9. <sup>[6]</sup>

Max. torque (Nm)	1000
Min. medición de torque (Nm)	0.01
Min. medición del ángulo de torsión (°)	0.05
Precisión del valor de torque entregado	$\leq \pm 0.01$
Error relativo de torque indicado	$\leq \pm 0.5\%$
Diámetro de la muestra (mm)	38
Max. Longitud de la prueba (mm)	457
Fuente de energía	AC 220V $\pm$ 10%, 50Hz
Peso	500 kg
Dimensiones (mm)	1570x630x730
Valor comercial	60.820.900 CLP IVA incluido



Figura 9: Máquina de torsión TINIUS OLSEN de 1000 Nm. <sup>[6]</sup>

En el anexo 2 se presenta la ficha técnica de la máquina de ensayos en la figura 74.

### 1.5.1.7 Tabla comparativa del Benchmarking

Tabla 6: Comparativa de máquina de ensayos. Fuente: Elaboración propia.

Marca	Zwick Roell	Babir Industries	Asian test Equipment	HSM	MT Instron	Tinius Olsen
Tipo	Automática	Automática	Automática	Manual	Automática	Automática
Max torque	500 Nm	2000 Nm	1000 Nm	200 Nm	225 Nm	1000 Nm
Mínima medición de ángulo °	0.0003°	0.1°	3.6°	0.1°	0.0028°	0.05°
Mínima lectura de torque	5 Nm	0.2 Nm	0.5 Nm	0.1 Nm	0.01 Nm	0.01 Nm
Exactitud	5 Nm	20 Nm	10 Nm	1 Nm	0.01Nm	2 Nm
Máxima longitud de prueba	510 mm	1000 mm	600mm	260mm	420mm	457mm
Diámetro máximo para ensayar	200 mm	20 mm a 50 mm	10 mm a 34 mm	10 mm	10 a 24 mm	10 a 38mm
Fuente de energía	400 V	400 V	400–440 V	220 V	220V	220V
Sistema de fijación	Mordaza regulable	Mordaza regulable	Mordaza ajustable	Mordaza fija	Mordaza Ajustable	Mordaza ajustable
Sistema de fuerza	Caja reductora	Caja reductora	Caja reductora	Caja reductora	Caja reductora	Caja reductora
Componente axial móvil	Carro deslizante	Caja reductora	Caja reductora	Caja reductora	Carro deslizante	Carro deslizante
Norma asociada	ISO 6475	No se enmarca	No se enmarca	No se enmarca-	ISO 7800	ISO 7800
Valor comercial	40.000.000	12.500.000	8.500.000	7.437.500	54.502.000	60.820.900

La tabla 6 presenta un resumen de las características técnicas de los bancos de ensayos del estudio de mercado, de la cual se observa que existen 3 proveedores que venden un equipo de ensayos que no se enmarcan bajo la norma ASTM E-143, además de las características de resolución, precisión de la medición están en rangos inferiores a los de interés por la Universidad.

## 1.6 Componentes del banco de ensayos de torsión

Luego de la presentación de los bancos del mercado, se establece que los bancos de ensayos de torsión en general tienen las siguientes características físicas:

- Bancada: Estructura metálica que sostiene todos los componentes.  
Existen diferentes diseños de las estructuras, esta diferencia depende del fabricante. Normalmente los diseños de la bancada tienen un eje de desplazamiento axial para ajustar diferentes largos de probeta, todos los elementos de transmisión de fuerza deben encontrarse perfectamente alineados sobre este. El largo del eje de desplazamiento depende directamente de la estructura metálica que sostiene los componentes del banco de ensayos.
- Sistema de transmisión de fuerza: Involucra todos los componentes mecánicos relacionados con la aplicación de la torsión de manera incremental y controlada, estos son:
  - Componente guiado móvil sobre el eje de desplazamiento axial:  
Este componente en el mercado se presenta en dos configuraciones, puede ser el extremo giratorio que transmite la fuerza a la probeta de ensayos, o puede ser el extremo sin rotación que resiste la fuerza transmitida.
  - Elemento sin rotación:  
Encargado de impedir la rotación de un extremo de la probeta del ensayo. Contrapuesto y alineado con el componente giratorio.
  - Extremo giratorio con respecto al eje de desplazamiento axial:  
Encargado de transmitir la torsión a la probeta de ensayos. Incluye un contador de revoluciones y desplazamiento angular.
  - Sistema de fijación de probetas de ensayos:  
Encargado de asegurar la probeta de ensayos, estos sujetan a la probeta desde sus extremos que deben estar alineados entre sí.
- Sistema de control de torsión aplicada:  
Sistema de control que aplique la carga de torsión a la probeta de ensayos en forma incremental a diferentes velocidades

- Mecanismo de seguridad  
Estos se presentan en máquinas de ensayos de altas revoluciones, puede ser una rejilla o un manto de protección sobre el volumen que involucra la probeta en conjunto con su sistema de fijación.
- Sistema de medición de parámetros de interés:  
Este sistema se compone de sensores independientes entre sí para cada parámetro, estos son, sensor de torque, sensor de rotación y un indicador digital de la señal medida (Display LCD).

A continuación, se presenta un esquema general de un banco de ensayos de torsión donde se indican los elementos mecánicos que la componen y los componentes eléctricos representados por la figura 10.

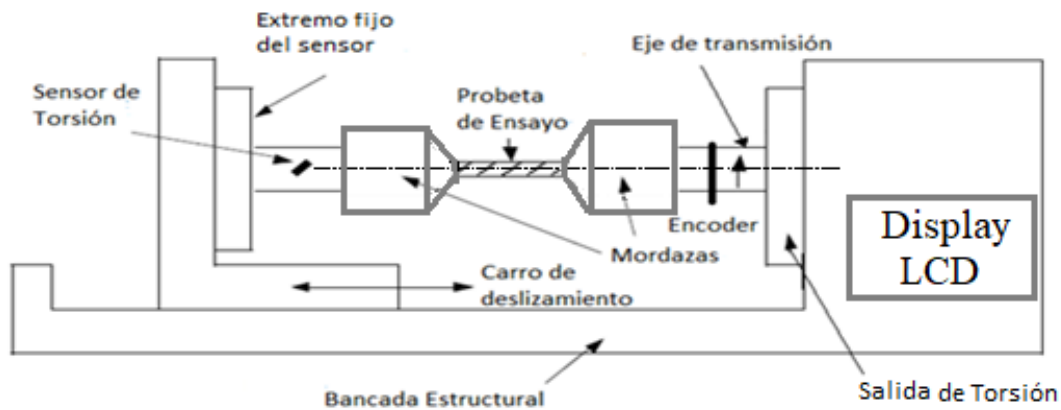


Figura 10: Configuración simplificada de un banco de ensayos de torsión. Fuente: Elaboración propia

Se requiere estudiar en detalle el sistema de medición de parámetros del ensayo y sus tecnologías asociadas, por lo que se desarrolla en los siguientes puntos.

## **1.7 Estudio de mercado del sistema de medición de los parámetros del ensayo**

Los dos tipos de mediciones de señales que requieren registrar las máquinas se pueden realizar de dos formas:

- Mediciones manuales:  
Obtención de valores de carga aplicada y ángulo de rotación en un indicador digital o display, sin registro de estas señales en un software para posteriormente ser procesadas.
- Medición continua:  
Obtención de señales directamente en un computador, con un software que genere la interfaz gráfica.

### **1.7.1 Interfaz gráfica**

Para construir una interfaz gráfica de los resultados del ensayo, es necesario disponer de los siguientes elementos en el banco de ensayos:

- Sensor de Torque.
- Sensor de Ángulos de rotación.
- Adquisidor de datos,

Estos tres elementos energizados por el tablero de fuerza de la máquina interactúan midiendo las señales mecánicas y transformándolas en señales eléctricas que posteriormente son procesadas por un adquisidor de datos el cual puede incluir un indicador LCD del parámetro medido. Con la recolección de datos por parte del usuario es posible generar un gráfico en Excel con los parámetros de interés. Sin embargo, existe la posibilidad de conectar directamente el adquisidor de datos al computador y desarrollar un software que interprete las señales construyendo un gráfico de forma automática. A continuación, se presenta la figura 11 que describe la interacción de los componentes del sistema de medición:

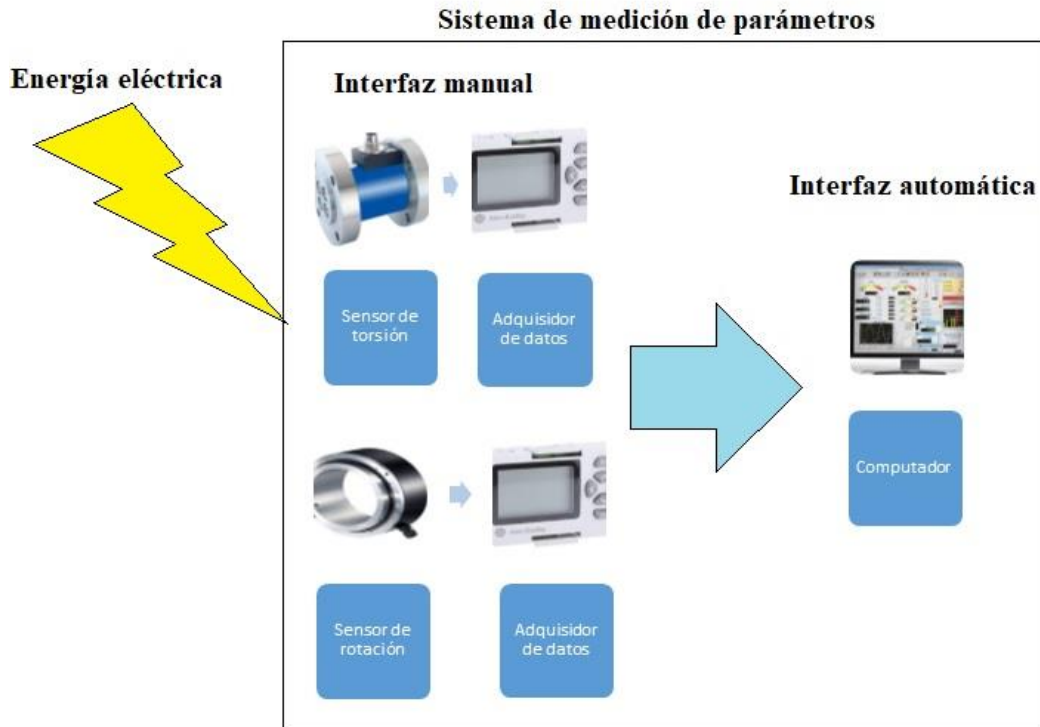


Figura 11: Descripción de la interacción de los componentes del sistema de medición. Fuente: Elaboración propia.

Para cada elemento se presentan las alternativas del mercado, esto incluye sus características y valor comercial, se confeccionan cuadros comparativos los cuales facilitarían la elección del componente para el diseño.

Para determinar correcta elección de los sensores, es necesario definir los siguientes conceptos en relación con la medición de señales mecánicas mediante salidas eléctricas

- La resolución de un instrumento es la medida del menor incremento o disminución en posición que puede detectar.
- La precisión de un módulo analógico se indica como un porcentaje o un valor absoluto, esta caracteriza el error general de la captura de los valores medidos. De acuerdo con la norma europea EN 61131, se indica el error máximo del instrumento a 25°
- No linealidad

La linealidad señala la desviación de la conversión analógica digital o inversa, real respecto de la recta ideal dentro de un rango de medición específico. El error de linealidad es la medida de la desviación de la función de transferencia real respecto de la recta ideal. En los datos

técnicos la desviación se indica como valor porcentual referido al rango nominal del módulo analógico.

En la siguiente figura 12 se muestra de forma ampliada (para mejor visibilidad) el error de linealidad de un convertidor analógico digital de 10 V de alimentación.

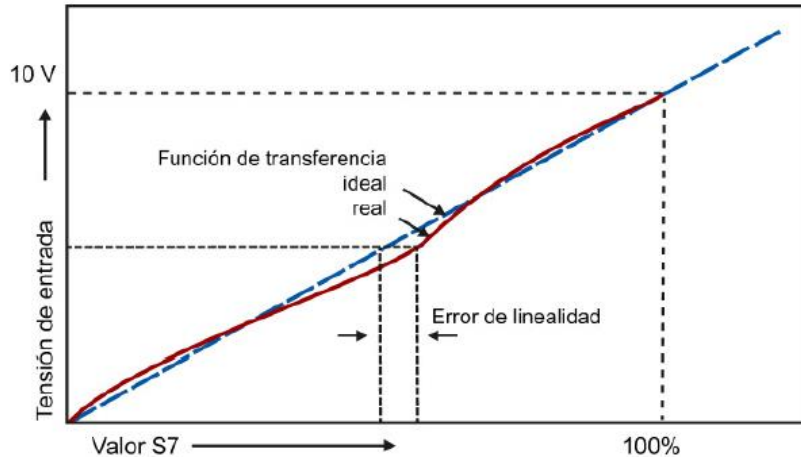


Figura 12: Error de linealidad. [7]

Ejemplo:

Con un rango de entrada de  $\pm 10 V$  y un error de linealidad de  $\pm 0,01\%$ , resulta un error de  $\pm 1 mV$ . El error se calcula de la manera siguiente,  $10 V \cdot 0,01\% = 1 mV$

- Repetibilidad

La repetibilidad es la desviación máxima de los valores medidos con un mismo valor de salida eléctrica después de haber aplicado o emitido un valor distinto de señal mecánica. Al hacerlo, los demás parámetros permanecen inalterados. La repetibilidad proporciona información sobre la varianza de los distintos resultados de medición. Cuanto menor es la dispersión de los resultados de medición, mayor es la repetibilidad. Por tanto, la repetibilidad es una de las principales características de los instrumentos de medición. En los datos técnicos la repetibilidad se indica como valor porcentual referido al rango de entrada o salida.

Ejemplo

En un módulo de entradas analógicas, la repetibilidad indicada es del orden de  $\pm 0,02\%$  referida al valor final del rango de medición. Para un valor cualquiera perteneciente al rango de medición de  $\pm 10 V$ , esto corresponde a una repetibilidad de  $2 mV$ . a continuación se representa en la figura 13, se mide con  $10 V$ , el error del valor medido no puede ser superior a  $\pm 2 mV$ .

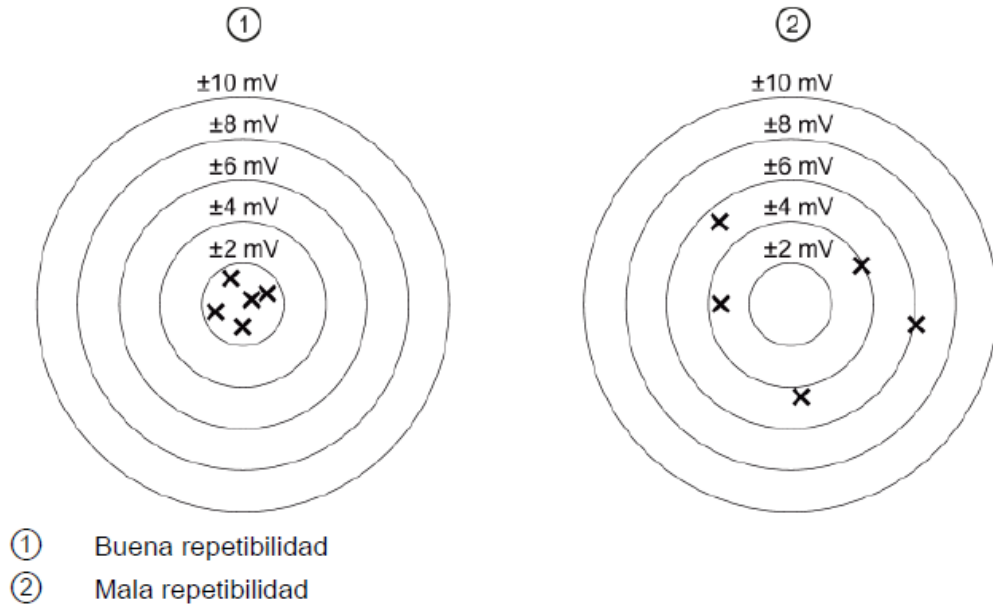


Figura 13: Concepto de Repetibilidad, ejemplificado.<sup>[7]</sup>

Una vez introducidos estos conceptos se procede a presentar los sensores de torque y de ángulo de rotación, con sus respectivas características técnicas y oferta en el mercado.

### 1.7.1.1 Sensores de Torque

Al aplicar un momento de torsión sea en sentido “horario o antihorario”, el sensor de torsión es capaz de convertir el torque mecánico de entrada en una señal eléctrica a la salida, estos sensores de torque también son conocidos como transductores de torque.

Estos transductores se presentan en el mercado en dos formatos, sensores de torque de reacción y rotación, el primero registra la medición de la carga de torsión manteniendo una condición sin rotación y el segundo registra la torsión mientras se encuentra en un movimiento de rotación.

Los sensores de reacción utilizan galgas extensiométricas en configuración de puente completo, con partes inmóviles que no requieren mantenimiento y pueden ser usados para comprobar el torque residual en sujetadores y determinar el torque para vencer los efectos de la fricción.

Los sensores de torque rotatorios ofrecen ventajas para realizar mediciones en el desempeño de herramientas y maquinaria. En el mercado internacional existen configuraciones de montaje sin contacto y son capaces de detectar el torque dinámico en velocidades de hasta 12,000 RPM.

La avanzada tecnología de los sensores de torsión es ampliamente conocida en muchas áreas de la industria por poseer:

- Alta exactitud, la cual cumple con muchos estándares de calidad en la industria automotriz y aeroespacial.
- Construcción robusta en acero inoxidable o aluminio para dar mayor resistencia a la corrosión.
- Garantía de fabricación para una larga duración incluso en las más rigurosas condiciones de trabajo.
- Una amplia variedad de opciones de montaje, tamaños y geometrías.
- Amplia variedad de capacidades desde 2 Nm hasta 30000 Nm.

Estos sensores de torque son empleados en muchas aplicaciones dentro de la industria tales como Médica, Automotriz, Aviación, Aeroespacial, Computación y Automatización solo por mencionar algunas.

El sensor adecuado para el propósito del trabajo, bajo los requerimientos establecidos por la norma ASTM E-143 que establece que la medición de torsión aplicada se requiere en un extremo fijo, en el diseño mecánico de la figura 10 el extremo izquierdo está resistiendo el torque, por lo cual en el diseño el sensor de torque de reacción va instalado en él.

En el mercado se comercializan sensores de torque de reacción como los que se presentan a continuación:

Sensor de torque de reacción:

- Sensor de torque para herramientas (diseñado como una parte incorporada en herramientas para apretar tuercas en procesos de ensamble automáticos).
- Sensor de torque con bridas para montaje.
- Sensor de torque de desarmador, usado para el ensamble de tornillos y sujetadores con bajo torque.
- Sensor de torque de eje a eje.
- Sensor de torque de extensión de socket ampliamente usado en la digitalización y verificación del torque aplicado por herramientas manuales.

- Sensor de torque de eje cuadrado a brida, diseñados para verificación y comprobación de dispositivos de medición de torque y herramientas de sujeción.
- Sensor de torque de eje cuadrado a eje cuadrado.

El tipo de acoplamiento adecuado para este tipo de sensor corresponde a uno que sea embridado para simplificar de la instalación de las piezas posteriores hasta el plato de agarre.

A continuación, se presentan sensores de reacción embridados de diferentes proveedores, todos para una carga de prueba de  $2000\text{ Nm}$ , en cada uno se indica su valor comercial considerando la internación al país y sus costos de despacho.

#### 1.7.1.1.1 Sensor de torque Forsentek modelo FT03-2000 NM

Es un sensor de torque de reacción de un proveedor chino, este presenta las siguientes características físicas presentadas en la figura 14 y sus dimensiones en mm en la tabla 7 a continuación:

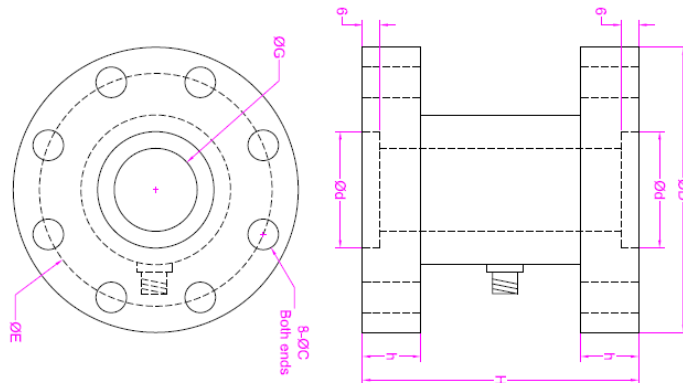


Figura 14: Planos del sensor Forsentek FT03-2000NM.<sup>[8]</sup>

Tabla 7: Dimensiones del sensor FT03-2000NM en mm <sup>[8]</sup>.

D	D	H	H	C	E	G
125	50	95	20	12.5	105	40

Los detalles técnicos de este dispositivo se presentan en el anexo 2 en la figura 75, adicionalmente en esta oportunidad el proveedor proporcionó datos de una prueba de carga sobre el sensor, los resultados de la prueba se presentan a continuación en la tabla 8

Tabla 8: Prueba de calibración del sensor FT03, marca Forsentek. <sup>[2]</sup>

Prueba 1 Alimentación 10 V		Prueba 2 Alimentación -10 V	
Carga Nm	Salida V	Carga Nm	Salida V
0	0	0	0
400	2.830	400	-2.831
800	5.647	800	-5.647
1200	8.458	1200	-8.477
1600	11.287	1600	-11.308
2000	14.094	2000	-14.130

De la tabla 8 se entiende que el sensor genera una escala de voltajes  $[0, Rated Output * V_{alimentación}]$  y se establece una relación con la escala de torque aplicado  $[0, 2000]$  por una función matemática, de lo cual se concluye que para detectar variaciones incrementales de  $10 Nm$  en el torque aplicado se requieren detectar variaciones de voltaje a la salida de  $0,07075 mV$  por lo tanto se requerirá un procesador de señales que sea capaz de detectar esta variación de voltaje.

### 1.7.1.1.2 Sensor de torque T-153 Burster Company.

Sensor de torque de un proveedor americano cuya ficha técnica se presenta en el anexo 2 en la figura 76, las características dimensionales son presentadas en la siguiente figura 15 y tabla 9:

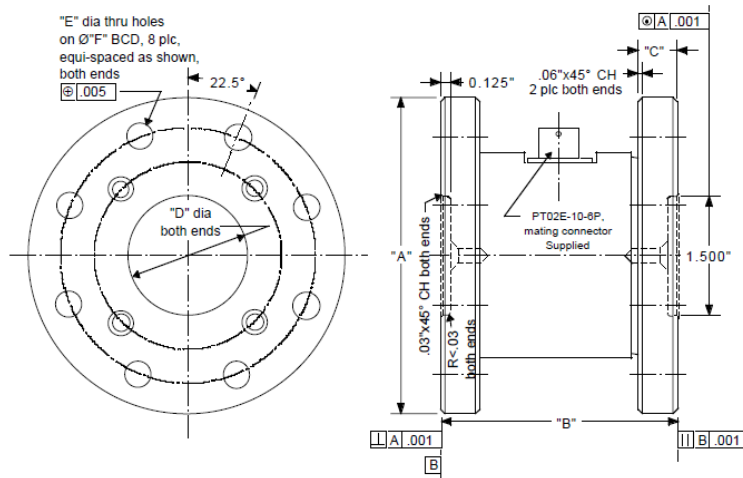


Figura 15: Detalle de construcción sensor T153 Buster Company<sup>[9]</sup>

Tabla 9: datos constructivos del sensor T153.<sup>[9]</sup>

A	B	C	+0.002	E	BCD	Dimensión
			D		+0.005	
					F	
5	3.5	0.750	2.000	0.391	4.250	Pulgada

### 1.7.1.1.3 Sensores Interface

Interface produce casi 50 tipos de transductores de par de reacción y transductores de par rotativo. Todos los transductores de par están mecanizados con precisión y utilizan sensores de par patentados para obtener la información más precisa posible. A continuación, se presentan 4 alternativas de sensores de reacción embridados<sup>[10]</sup>

- **Sensor 5330 Interface**

Se presentan las características dimensionales del sensor en la siguiente figura 16 y tabla 10:

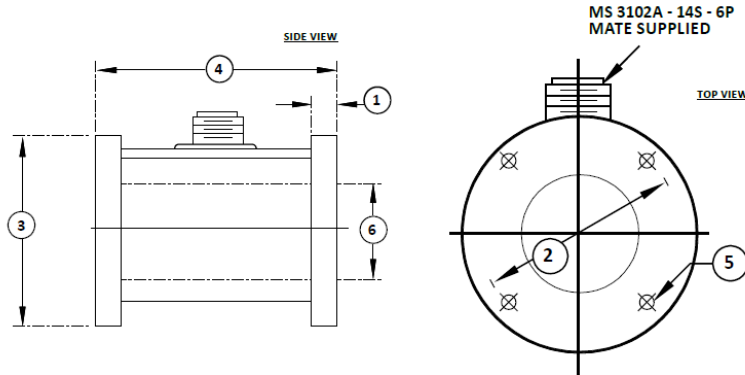


Figura 16: Vistas y diseño del sensor interface 5330. <sup>[10]</sup>

Tabla 10: Valores dimensionales del sensor 5330 Interface. <sup>[10]</sup>

1	2	3	4	5	6	Dimensión
15.88	111.13	127.0	88.9	3/8- 24 UNF 6 agujeros	85.73	Milímetros

Los detalles técnicos del dispositivo se presentan en el anexo 2 en la figura 77.

- **Sensor Interface 5411**

Se presentan las características dimensionales del sensor en la siguiente figura 16 y tabla 11:

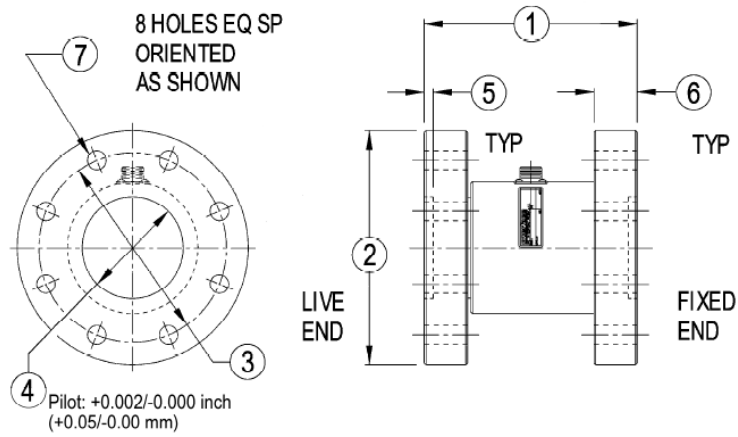


Figura 17: Vistas y diseño del sensor Interface 5411. <sup>[10]</sup>

Tabla 11: Características dimensionales en milímetros del sensor 5411 Interface. <sup>[10]</sup>

1	2	3	4	5	6	7
88.9	127	108	50.8	6.4	19.1	10.41

Los detalles técnicos del sensor se presentan en el anexo 2 en la figura 78

- **Sensor Interface 5511**

Se presentan las características dimensionales del sensor en la siguiente figura 18 y tabla 12:

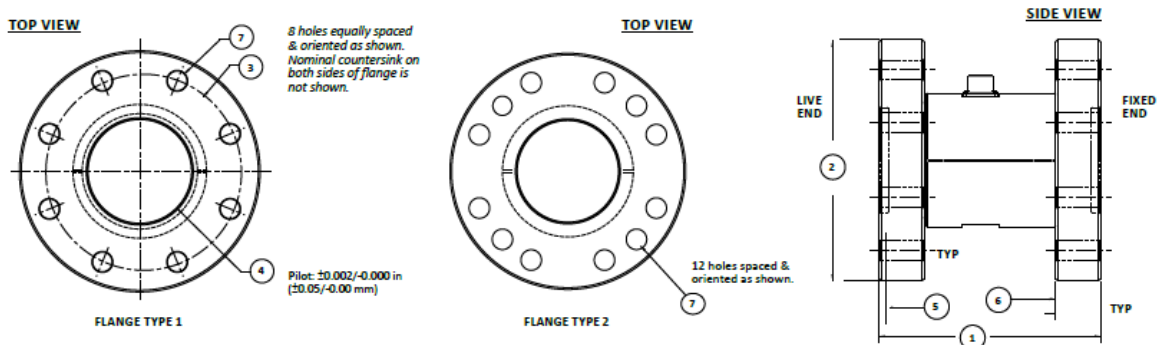


Figura 18: Vista y diseño del sensor Interface 5511. <sup>[10]</sup>

Tabla 12: Valores dimensionales en milímetros de la figura 18. <sup>[10]</sup>

1	2	3	4	5	6	7
88.9	127	108	50.8	6.4	19.1	10.41

Los detalles técnicos del equipo se presentan en la figura 79 del anexo 2, adicionalmente el proveedor indica que, para una alimentación de 20 V, detectar cambios de  $\pm 5 Nm$  requiere un adquisidor que detecte salidas de 0,1 mV.

- **Sensor Interface TS19**

Se presentan las características dimensionales del sensor en la siguiente figura 19 y tabla 13:

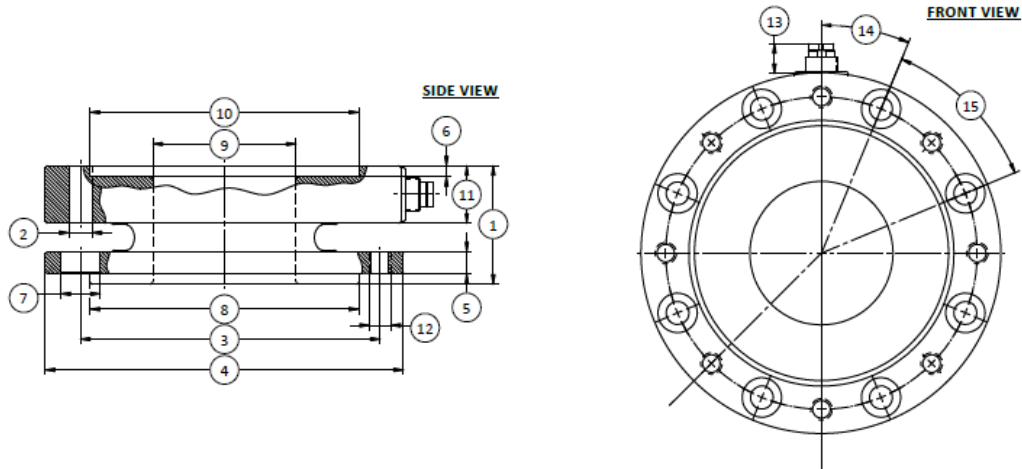


Figura 19: Vista y diseño de construcción del sensor Interface TS19. <sup>[10]</sup>

Tabla 13: Valores dimensionales de la figura 19. <sup>[10]</sup>

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
45.5	15	165	191	14	3	24	140	75	140	18	M14	9

La ficha técnica del sensor se presenta en el anexo 2 en la figura 80, adicionalmente el proveedor indica al alimentar el equipo con 12 V, detectar cambios de  $\pm 10 Nm$  requiere un adquisidor de datos capaz de detectar salidas de 0,06 mV.

#### 1.7.1.1.4 Comparación de sensores de Torque

Para poder visualizar de mejor manera la mejor opción del sensor se crea la siguiente tabla 14 comparativa con los sensores de reacción con la información de las fichas del anexo 2, se descarta el sensor TS19 debido a que su valor comercial es de 8.950.000 CLP

Tabla 14: Tabla comparativa de los sensores de torques seleccionados presentes en el mercado internacional. Fuente: Elaboración propia

Característica	Sensor FT03	Sensor T153	Sensor 5330	Sensor 5411	Sensor 5511
Rated Output	1.5 mV/V	2 mV/V	2 mV/V	2 mV/V	2 mV/V
Voltaje de entrada	3~15 V	10 VDC o VAC	10 VDC	20 VDC	20 VDC
Zero Balance	$\pm 0,03 \frac{mV}{V}$	$\pm 0,02 \frac{mV}{V}$	$\pm 0,002 \frac{mV}{V}$	$\pm 0,002 \frac{mV}{V}$	$\pm 0,00075 \frac{mV}{V}$
No linealidad	$\pm 0,00375 \frac{mV}{V}$	$\pm 0,002 \frac{mV}{V}$	$\pm 0,02 \frac{mV}{V}$	$\pm 0,04 \frac{mV}{V}$	$\pm 0,02 \frac{mV}{V}$
Hysteresis	$\pm 0,00375 \frac{mV}{V}$	$\pm 0,002 \frac{mV}{V}$	$\pm 0,05 \frac{mV}{V}$	$\pm 0,04 \frac{mV}{V}$	$\pm 0,016 \frac{mV}{V}$
No Repetibilidad	$\pm 0,0015 \frac{mV}{V}$	$\pm 0,001 \frac{mV}{V}$	$\pm 0,001 \frac{mV}{V}$	$\pm 0,0004 \frac{mV}{V}$	$\pm 0,004 \frac{mV}{V}$
Creep	$\pm 0,0015 \frac{mV}{V}$	$\pm 0,002 \frac{mV}{V}$	$\pm 0,002 \frac{mV}{V}$	$\pm 0,002 \frac{mV}{V}$	$\pm 0,001 \frac{mV}{V}$
Sobre carga segura	150%	150%	200%	150%	150%
Ultima sobre carga	200%	300%	No Indicado	No Indicado	No Indicado
Resistencia eléctrica	700Ω	350Ω	350Ω	350Ω	700Ω
Material de construcción	Aleación de acero	SAE 4340	Acero Estructural	No Indicado	Aleación de acero.
Exactitud	$\pm 3Nm$	$\pm 1Nm$	$\pm 2,7Nm$	$\pm 1,5Nm$	$\pm 1Nm$
Valor comercial	700 USD	3500 USD	5690 USD	4000USD	4400 USD



### 1.7.1.2 Sensores de Rotación

El termino sensor de rotación, se refiere a un dispositivo que registra el ángulo de giro con respecto a un punto de referencia, este dispositivo existe en diferentes niveles de resolución de su medición, puede ser electrónico (sensores del mercado) o manual (goniómetro), es claro que se logra una mayor resolución de la medición con los sensores electrónicos.

En el mercado se refieren de diferentes formas a este tipo de sensores electrónicos, que en algún caso puede llevar a confusión para la selección del producto requerido, es común que proveedores los definan como:

- sensores de ángulo.
- transductores de ángulos.
- sensores rotativos.
- encoders rotatorios,

cada una de estas referencias corresponden al mismo dispositivo cuya función es entregar una señal eléctrica en proporción a un ángulo o cambio de ángulo. Para este trabajo se utilizará los términos sensor de rotación, encoder o incoder.

Los encoders pueden ser divididos básicamente en dos ramas:

- sensor de rotación incremental.
- sensor de rotación absoluto,

la característica distintiva de un encoder incremental con relación al absoluto es que cuando se enciende, no indica su posición angular hasta que esté provisto de un punto de referencia desde el cual se mide. <sup>[11]</sup>

Aclarada la diferencia se describen las distintas tecnologías de detección de posición presentes en el mercado.

#### 1.7.1.2.1 Tecnología de detección óptica

Los codificadores ópticos son una forma común de sensor de rotación sin contacto, funcionan emitiendo un haz de luz a través de una rejilla óptica y calculando la posición a partir de la intensidad de la luz devuelta. La mayoría de los dispositivos ópticos son incrementales.

La información de posición se entrega usando una serie de pulsos, generalmente en cuadratura de fase, de modo que se puede determinar la dirección de desplazamiento. Estos se conocen generalmente como pulsos A / B. Un tren de pulsos separado, normalmente denominado referencia Z, proporciona un pulso por revolución como un punto de referencia, lo cual se representa en la siguiente figura 20:

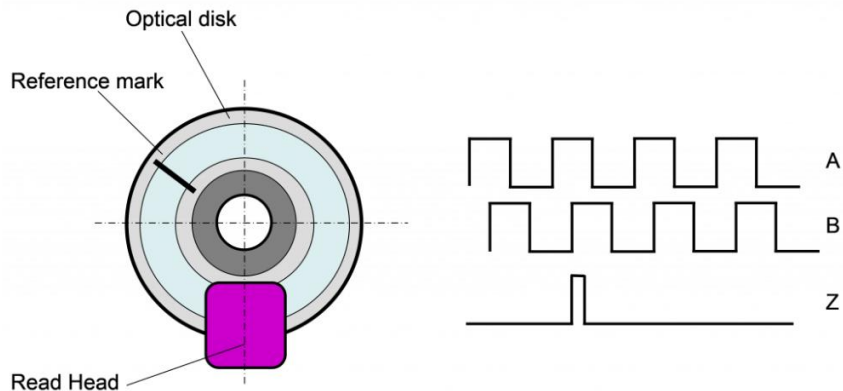


Figura 20: Esquema de un encoder rotatorio incremental con un punto de referencia. <sup>[11]</sup>

La tecnología de detección óptica es la más precisa y ofrece la mayor resolución de la detección de posición, también es resistente a la interferencia magnética ambiental.

Los sensores ópticos son ideales para numerosos tipos de procesos industriales, tales como perforación de pozos petrolíferos, control de maquinaria, maquinaria agrícola, control de procesos web, robótica, ascensores, equipos de construcción, grúas, retroalimentación de motores y cualquier sistema de control de circuito cerrado. <sup>[12]</sup>

#### 1.7.1.2.2 Tecnología de detección magnética

La tecnología de detección magnética usa cambios en los campos magnéticos para detectar el movimiento. Se presentan en dos formatos, encoders digitales y encoders analógicos.

Los sensores digitales utilizan un disco que ha sido magnetizado con múltiples pares de polos que disponen en forma de líneas o patrones radiales y utilizan un dispositivo diseñado para detectar polos norte y sur a medida que el disco se gira. A medida que el que se detecta el cambio en los polos magnéticos, los componentes electrónicos internos lo convierten en una señal eléctrica digital que luego pasa a través de la salida del dispositivo.

En la configuración del sensor con señal analógica, el disco interno está magnetizado con un solo par de polos, el cual es unido al rotor del sensor que a su vez se acopla al elemento en movimiento que es medido. El dispositivo del sensor que detecta los campos magnéticos está diseñado para detectar el cambio en la dirección del campo a medida que el disco gira sobre él. Estos cambios en el campo magnético se convierten a una señal analógica que es proporcional al ángulo del disco giratorio.

Generalmente para detectar la posición angular se entrega una salida analógica, mientras que los sensores que se usan con mayor frecuencia para detectar la velocidad y la dirección de rotación entregan una salida digital.

Los sensores magnéticos tienden a tener una resolución y precisión menores que los ópticos y son más susceptibles a la interferencia magnética ambiental. Sin embargo, ambos productos son ideales para operar a temperaturas muy altas y entornos con golpes extremos.

Las aplicaciones ideales para sensores magnéticos incluyen energía eólica, motores de tracción para equipos ferroviarios y perfiles de pavimento. Específicamente los sensores con salidas analógicas son excelentes para la aplicación en la dirección, el pedal y el acelerador de equipos todoterreno, válvulas de control de flujo y aplicaciones de apertura de puerta de ascensor. <sup>[12]</sup>

### 1.7.1.2.3 Tecnología de potenciómetros

La tecnología de detección potenciométrica está disponible tres configuraciones:

- Bobina.
- Plástico conductor.
- Híbrido.

Los potenciómetros bobinados están compuestos por un elemento resistivo y un resorte de contacto, el elemento resistivo está hecho de un alambre muy fino que se enrolla con precisión y el resorte es un contacto de metal precioso especialmente diseñado. El elemento resistivo es fijado internamente a la carcasa del sensor y el resorte se une al rotor del sensor, que a su vez se acopla al elemento en movimiento que se está midiendo, esto implica que el resorte gira a través del elemento resistivo energizado, generando una señal de voltaje proporcional a la posición de rotación entre la resistencia y el resorte. La salida cambia en pasos discretos a medida que el resorte se mueve a través de los devanados del elemento resistivo individual.

Los potenciómetros de plástico conductivos son muy similares a los bobinados, excepto que el resorte se mueve a través de un elemento plástico conductor en lugar de una bobina, el plástico conductor está compuesto por un sustrato y un epoxi resistivo. Este sensor proporciona una salida más continua y una vida más larga en comparación con un potenciómetro bobinado.

Como su nombre lo indica, los potenciómetros híbridos usan una combinación de las dos configuraciones mencionadas anteriormente, usando una bobina recubierta con el material plástico conductor.

Los potenciómetros embobinados proporcionan la mayor precisión de las tres configuraciones y disipan muy bien la potencia; sin embargo, debido al contacto de metal con metal entre el resorte y la bobina, las bobinas presentan una vida útil más corta.

Los potenciómetros plásticos conductores proporcionan la resolución más alta y tienen una vida útil más extensa que los embobinados, sin embargo, es más difícil obtener la alta precisión disponible de un potenciómetro bobinado estándar.

Los potenciómetros híbridos pueden combinar los mejores aspectos de las otras configuraciones. Un potenciómetro híbrido tiene una mejor capacidad para disipar potencia y tiene una resolución mejorada o una suavidad de salida. El uso de material plástico conductor da a los híbridos una vida útil más larga que las bobinas.

Los potenciómetros en general tienen varios beneficios, incluidos el tamaño y peso del paquete pequeño, resistentes a la interferencia electromagnética, estabilidad de la temperatura y son capaces de trabajar a temperaturas de funcionamiento muy altas 300 ° C y bajas -55 ° C.

Las aplicaciones ideales incluyen superficies de control de aeronaves, sistema hidráulico en cilindro y medición de fondo de pozo en campo de petróleo. <sup>[12]</sup>

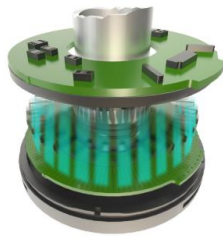
#### 1.7.1.2.4 Tecnología de Electric Encoder

La tecnología sin contacto de Electric Encoder se basa en la interacción entre el desplazamiento medido y un campo eléctrico modulado. Ofrece una combinación de características inigualadas por codificadores ópticos o magnéticos.<sup>[13]</sup>

Las ventajas de Electric Encoders incluyen:

- Tolerancias de montaje.
- Muy bajo peso, inercia y perfil (espesor del sensor  $\leq 10\text{ mm}$ ).
- Eje hueco en forma de anillo con una amplia gama de diámetros.
- Sin firma magnética.
- Insensibilidad a campos magnético.
- Bajo consumo de energía.

Se presenta una imagen ilustrativa del electric encoder en la figura 21



*Figura 21: Electric encoder.*<sup>[13]</sup>

Su lectura de salida es el resultado promedio de toda el área del rotor. Esta característica hace que el Electric Encoder permita tolerancias de montaje, juego mecánico, etc. Constructivamente no consta de componentes tales como rodamientos de bolas, acopladores flexibles, discos de vidrio, fuentes de luz y detectores, otra característica adicional es un consumo de energía muy bajo. Gracias a su configuración de diseño el Electric Encoder prácticamente no presenta fallas.

Es de corriente continua, con blindaje interno, incluye un generador de campo eléctrico, un receptor de campo, un rotor dieléctrico de forma sinusoidal y componentes electrónicos de procesamiento. Las señales de salida de Electric Encoder son analógicas del tipo seno o coseno las cuales representan el

ángulo de rotación. Las salidas digitales se obtienen mediante un procesamiento posterior, que puede ser interno o externo al sensor.

La combinación de precisión, bajo perfil, bajo peso y alta confiabilidad han hecho que este tipo de encoder se utilice particularmente para una amplia variedad de aplicaciones críticas incluyendo, pero no limitando a equipos médicos y aeroespacial.

Una vez mencionadas las tecnologías de los sensores, se presentarán modelos en el mercado que ofrecen sus respectivos proveedores.

#### 1.7.1.2.5 Oferta de sensores de rotación en el mercado

##### 1.7.1.2.5.1 Encoder rotatorio incremental - GHH90 serie- CALT Company

Tecnología de encoder óptico, utilizado en:

- Control automático.
- Medición.
- Plataforma de trabajo robot X-Y.
- Impresión.
- Embalaje.

Dispositivos internos de alta fiabilidad, larga vida, una carcasa de metal más sólido para protección (antichoque). Conjuntos de interfaz de metal en el extremo de salida con protección (resistente al agua). Su ficha técnica está en el anexo 2 en la figura 81 que puede consultar el lector si es de su interés, a continuación, en la figura 22 se presenta una imagen referencial del sensor, además sus características mecánicas y eléctricas se encuentran en la tabla 15. <sup>[14]</sup>

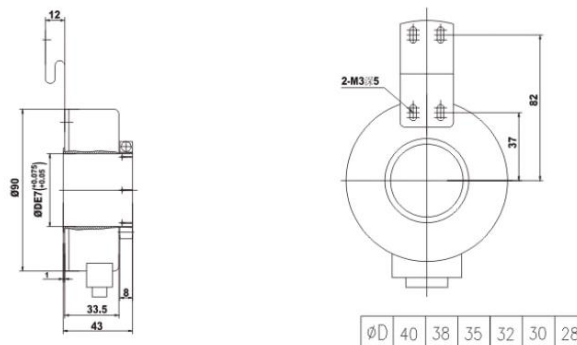


Figura 22: Encoder GHH90, de CALT. <sup>[14]</sup>

Tabla 15: Características del encoder incremental CALT. <sup>[14]</sup>

Diámetro exterior	90 mm
Diámetro interior	40 mm
Voltaje de alimentación	5 ~ 30 VDC
Voltaje de salida	5 ~ 30 VDC
Frecuencia de respuesta más alta	300 kHz
Tiempo de encendido	1 μs
Máxima rpm	6000
Peso	0,65 kg
Resolución	0,072°
Valor comercial	300 USD

#### 1.7.1.2.5.2 Encoder ZETTLEX

Los IncOders de Zettlex son dispositivos sin contacto para una medición de ángulo precisa, funcionan como un transductor y utilizan una técnica inductiva. Se puede considerar los IncOders como codificadores inductivos de ángulo.

Se han diseñado especialmente para entornos complicados, en los que los potenciómetros y dispositivos ópticos o capacitivos no son fiables.

Estos tienen 2 partes principales: un estátor y un rotor, ambos con forma de anillo plano. El gran diámetro facilita la colocación de ejes de paso, anillos colectores, fibras ópticas, tubos y cables, el estátor entrega las señales eléctricas en respuesta a su interacción con el rotor. La señal de salida del estátor muestra la posición angular absoluta real del rotor relativo al estátor sin necesidad de movimiento.

Los codificadores inductivos de ángulo no necesitan acoplamientos especiales o compatibles, el rotor y estátor se pueden atornillar al producto huésped. No es necesario un montaje mecánico preciso y no hay cojinetes.

Los codificadores ópticos o capacitivos no son fiables en condiciones complicadas, especialmente con condensación o polvo, mientras que los codificadores de ángulo Zettlex no se suelen ver afectados por partículas extrañas.

A diferencia de los dispositivos capacitivos, no es necesario conectar a tierra ni el rotor ni el estátor. Se utilizan carcasas sólidas de aluminio anodizado y construcciones monolíticas.

No hay partes en contacto lo que no produce desgaste de sus componentes entre sí, por lo que no es necesario realizar trabajos periódicos de sustitución, reparación o mantenimiento. Es decir, los codificadores de ángulo Incoder son auténticos dispositivos ‘fit and forget’ (“instalar y listo”). <sup>[15]</sup>

A continuación, se describen las especificaciones técnicas de distintos modelos de los Incoder.

- **Modelo INC-6-250-181001-ABZ1-AC1-12-AN**

Versión de encoder incremental, las vistas geométricas constructivas se adjuntan en el anexo 3 en la figura 100, su ficha técnica se adjunta en la figura 82 del anexo 2 y a continuación se presenta la tabla 16 con sus características técnicas y su valor comercial considerando la internación al país.

*Tabla 16: Características del incoder incremental de ZETTLEX. <sup>[15]</sup>*

Diámetro exterior	100 mm
Diámetro interior	50mm
Voltaje de alimentación	4,5~32 VC
Output signal	Pulsos A/B con pulso Z de referencia
Exactitud	0,39 miliradians
Desalineamiento permitido máximo	0,25 mm
Tiempo de encendido	120ms
Máxima rpm	900
Resolución	0,0014°
Valor comercial	1750 USD

- **Modelo INC-6-250-181001-SS1-AC1-12-AN**

Versión de incoder incremental, con sus detalles constructivos en la figura 100 del anexo 3, su ficha técnica se encuentra en la figura 83 del anexo 2 y sus características técnicas y su valor comercial considerando la internación al país en la tabla 17 a continuación.

*Tabla 17: Características Eléctricas y dimensionales del encoder incremental de ZETTLEX. <sup>[15]</sup>*

Diámetro exterior	125mm
Diámetro interior	75 mm
Voltaje de alimentación	4,5~32 VC
Output Signal	Pulsos A/B con pulso Z de referencia
Exactitud	0,32 miliradians
Desalineamiento permitido máximo	0,25 mm
Tiempo de encendido	120ms
Máxima rpm	900
Peso	NO INDICADO
Resolución	0,0014°
Valor comercial	1750 USD

- **Modelo INC-6-250-221001-SSI1-AC1-12-AN**

Encoder absoluto, con los detalles constructivos presentados en la figura 100 del anexo 3, su ficha técnica se adjunta en la figura 84 del anexo 2 y los detalles eléctricos en la siguiente tabla 18

*Tabla 18: Características eléctricas y dimensionales del encoder absoluto de ZETTEX. <sup>[15]</sup>*

Diámetro exterior	100 mm
Diámetro interior	50mm
Voltaje de alimentación	4,5~32 VC
Señal de salida	Serial synchronus interface, RS422 compatible
Exactitud	0,39 miliradians
Desalineamiento permitido máximo	0,25 mm
Tiempo de encendido	120ms
Máxima rpm	4500
Resolución	0,0001°
Valor comercial	1900 USD

- **Modelo INC-6-250-141001-V0360-AC1-12-AN**

Encoder incremental con salidas analógicas, los detalles constructivos son presentados en la figura 100 del anexo 3 y la ficha técnica se adjunta en la figura 84 del anexo 2, los detalles eléctricos y el valor comercial incluyendo los gastos de internación al país se presentan en la siguiente tabla 19

*Tabla 19:Encoder incremental con salidas analógicas de ZETTLEX. <sup>[15]</sup>*

Diámetro exterior	100 mm
Diámetro interior	50mm
Voltaje de alimentación	11,5~32 VC
Señal de salida	0 a 10 V
No linealidad	0,005 V
Desalineamiento permitido máximo	0,25 mm
Tiempo de encendido	120ms
Máxima rpm	10000
Resolución	0,022°
Valor comercial	1500 USD

Estos son todos los sensores de rotación que se consideraran para el diseño del equipo de torsión, para facilitar su comparación se crea la tabla 20 a continuación, que es comparativa de estos encoders en donde se contrastan el precio, la resolución y modelo. Todos los precios incluyen costo de internación al país.

Tabla 20: Comparacion de Resolucion vs precio. Fuente: Elaboracion propia.

	CALT GHH90	250-22 Bits	250-18 bits ABZ1	250-18 bits SSI1	100- V0360	250-14 bitsV0360
Resolución	0,072°	0,0001°	0,001°	0,001°	0,022°	0,022°
Precio	300USD	1900USD	1750USD	1750USD	1050USD	1500USD

Existe otro factor importante a considerar además del precio y la resolución del encoder para su selección, es el “error” que altera la precisión del dispositivo, frecuente en los sensores ópticos. Usted adquiere un dispositivo óptico que utiliza un disco nominal de 1” con una resolución de 18 bits (262 mil puntos por revolución), por lo general, la precisión de dicho dispositivo debería ser  $\pm 10$  arco segundos. Sin embargo, es importante mencionar que la precisión indicada asume que el disco rota perfectamente en relación con la cabeza de lectura y que la temperatura es constante.

La realidad indica que el encoder se instala de manera ligeramente excéntrica en 0,001” (0,025mm), lo cual es representado por la siguiente figura 23

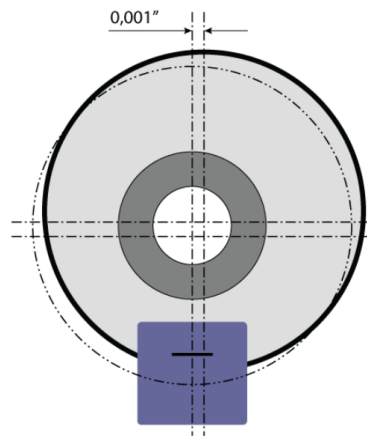


Figura 23: Disco óptico no concéntrico y cabeza de lectura. <sup>[9]</sup>

La excentricidad proviene de varias fuentes. A continuación, se presentan algunas:

- Concentricidad del disco de vidrio en su centro.
- Concentricidad de la apertura del centro relativa al disco óptico.
- Perpendicularidad del centro relativa al plano del disco óptico.
- Paralelismo de la cara del disco óptico con el plano de la cabeza de lectura.

- Concentricidad del eje en el que se monta el centro.
- Espacios en los cojinetes y las monturas de los cojinetes que soporten el eje principal.
- Alineación imperfecta de los cojinetes.
- Redondez del eje y de la apertura del centro.
- Método de instalación (normalmente, un tornillo prisionero que tira del centro hacia un lateral).

Un encoder óptico correctamente montado requiere un trabajo de ingeniería cuyo costo es prohibitivo. La realidad de montaje indica que existe un error de medición porque el disco óptico no se encuentra donde la cabeza de lectura dice que se encuentra. Si tomamos un error de montaje de  $0,001''$ , el error de medición es equivalente al ángulo subtendido por  $0,001''$  en el radio del riel óptico. Para facilitar las cuentas, tengamos en cuenta que los rieles tienen un radio de  $0,5''$ . Esto equivale a un error de 2 miliradianes o 412 arco-segundos. Es decir, el dispositivo con una especificación de precisión de 10 arco-segundos es 40 veces menos preciso que lo indicado en la ficha técnica.

Es aquí donde la tecnología de ZETTLEX genera una ventaja comparativa importante ya que en lugar de calcular la posición de las lecturas que se toman en un punto, las mediciones se generan sobre la cara completa tanto del estátor como del rotor, es decir es un promedio de toda el área. En consecuencia, las discrepancias causadas por la no concentricidad en una parte del dispositivo se niegan con efectos opuestos en la parte opuesta del dispositivo.

Ahora bien, los encoder de ZETTLEX requieren un sistema de procesamiento de señales que sea capaz de detectar los pulsos por revolución del sensor, los sensores presentados con anterioridad, los de resolución hasta de 14 bits de resolución miden 16384 pulsos por rotación mediante una salida analógica. La cantidad máxima de revoluciones por minuto está restringida a las capacidades de la caja reductora, la cual es de 0,47, por lo que se requiere determinar cuántos pulsos por segundos será necesario que registre el procesador de señales o adquisidor de datos, entonces al multiplicar los pulsos por rotación que entrega el encoder por las revoluciones por minuto de la caja de engranajes, se obtienen los pulsos por minuto que entrega el encoder, esto al dividirlo por la cantidad de segundos en un minuto, se obtiene de manera sencilla los pulsos por segundo que va estar entregando el encoder, siendo de 150 pulsos por segundo. Para generar un correcto muestreo de la señal el teorema de Shannon explica que para muestrear una señal correctamente se requiere mínimo el doble de la frecuencia y para fines de resguardo se decide utilizar 10 veces la frecuencia requerida, es decir 1500 pulsos por segundo requiere ser capaz de procesar el adquisidor de datos.<sup>[9]</sup>

Los encoder con resoluciones superiores a 14 bits, entregan su señal de medición en una señal digital SSI, por lo que se requiere un adquisidor para este tipo de señales.

En base a estos argumentos el proveedor Zettlex es la mejor opción.

### 1.7.1.3 Fuente de alimentación

Como se aprecia en las tablas de los sensores de torsión y sensores de ángulo de rotación se requiere una fuente de alimentación que sea capaz de suministrar entre 5~30 V en corriente continua, para los sensores de rotación se requiere una alimentación de 5~32 V , por lo que se observa los proveedores en el mercado y se presenta la alternativa de menor valor comercial que es una fuente del tipo swicthing 12 VDC con una valor comercial de 10.000 CLP IVA Incluido y una fuente tipo swicthing de 24 VDC de 12 W en el caso de alimentar el adquisidor FTPD con un valor comercial de 12.000 CLP IVA incluido.

La máquina de ensayos requiere que todo el suministro de energía de la máquina sea en un tablero de fuerza y este se conecte a un punto de alimentación de 220 V o 380 V trifásico. Las dimensiones del tablero serán restringidas por el diseño del banco de torsión. A continuación, en la figura 24 se presenta la imagen del tablero.



Figura 24: Tablero de fuerza. <sup>[16]</sup>

## 1.7.2 Adquisidores de datos

Para obtener una correcta interfaz gráfica en la máquina de ensayos es necesaria la selección adecuada del adquisidor de datos, además si se desea realizar el sistema escalable a un computador se debe seleccionar el componente adecuado para que se comuniquen con este, para esto, es necesario respetar las características técnicas que imponen los sensores de torsión y de ángulo de rotación.

### 1.7.2.1 Adquisidor de datos para los sensores de torsión

Los sensores de torsión presentados anteriormente son de 3 marcas:

- Forsentek.
- Interface.
- Buster Companys.

En base a esto se consultó con cada proveedor un adquisidor de datos para los sensores.

Adquisidor de datos Forsentek

Este proveedor dispone de un adquisidor para que trabaje en conjunto con el sensor propuesto, el modelo es el FPTD del cual se presenta una imagen descriptiva en la figura 25 y las características técnicas del equipo están en la tabla 42 del anexo 1.



Figura 25: Visualización del ADC para la celda de torsión. <sup>[8]</sup>

## Adquisidor de datos Interface

Este proveedor dispone siguiente adquisidor de datos que trabaje en conjunto con los sensores propuestos, su modelo es el 9850 Torque Cell Indicator, se presenta una imagen descriptiva en la figura 26 y la tabla 43 del anexo 1 se presenta características del producto



Figura 26: Visualización del ADC para la celda de torsión. <sup>[10]</sup>

## Adquisidor de datos Burster Company

El adquisidor de datos que trabaja en conjunto con el sensor propuesto es Digital Indicator 9163, en la figura 27 se presenta su apariencia física y en la tabla 44 del anexo 1 se presenta características del producto



Figura 27: Visualización del adquisidor de datos Burster Company. <sup>[9]</sup>

A continuación, se presenta la tabla 21 en donde se comparan los procesadores de señales entre si considerando:

- Valor comercial IVA incluido.
- Tasa de Muestreo.
- Cantidad de Bits.
- Número de salidas analógicas.
- Comunicación.

*Tabla 21: Comparación de características esenciales de cada adquisidor. Fuente: Elaboración propia.*

Característica	Forsentek	Interface	Burster Company
Tasa de muestreo	960 Hz	2000Hz	500 Hz
Cantidad de Bits	24	14	12
Número de salidas analógicas	2	2	2
Comunicación	RS232	RS232	RS232
Valor comercial	147.000	1.470.000	720.000
Resolución del display LCD	0,2 Nm	0,01 Nm	0,1 Nm

### **1.7.2.2 Adquisidor de datos para el sensor de rotación.**

El sensor de ángulo de rotación determinó que se requiere un dispositivo que tenga sea capaz de registrar 1500 muestras por segundo, de los adquisidores anteriormente presentados el del proveedor Interface funciona para encoders de resolución hasta de 14 bits. Ahora para sensores de mayor resolución con salidas digitales de la señal, se consultó con ZETTLEX el cual recomendó trabajar con el proveedor MOTRONA y el modelo del dispositivo es MATRIX IX350, el cual es compatible con la SSI interface de los encoders. Sus principales características son:

- Tasa de muestreo hasta de 1 MHz.
- Resolución del muestreo hasta 32 Bit.
- 4 salidas analógica de 16 bits.
- Fuente de energía 220 V AC 50 Hz.
- Comunicación mediante RS232.

- LCD display.
- Peso 200 g.
- Entrada SSI.
- Valor comercial de 390.000 CLP IVA incluido.

A continuación, en la figura 28 se presenta una imagen referencial del adquisidor de datos.



Figura 28: Adquisidor de datos encoders. <sup>[17]</sup>

## 1.8 Requerimientos técnicos del Sistema de Torsión

Una vez analizado como el mercado da respuesta a la lista de atributos del sistema de torsión, es decir cuáles son las características técnicas de los bancos de torsión, se establece a continuación una breve reseña técnica sobre el producto a diseñar:

El banco de ensayos de torsión de probetas cilíndricas, con un sistema de fijación que asegure un extremo fijo y un extremo de rotación de la probeta de ensayos, que su sistema de medición capaz de registrar simultáneamente la fuerza de torsión aplicada de manera estática y la deformación establecida en el material. Debe ser capaz de alcanzar como mínimo los siguientes parámetros técnicos:

- Rango de aplicación de Torque: 0 a 1944Nm.
- Forma de aplicación de carga: Mediante caja reductora.
- Mínima medición de torque: 0,2 Nm.
- Mínima medición máxima del ángulo de torsión: 4 vueltas contadas.
- Mínima medición del ángulo de torsión: 0,01°.
- Precisión del valor de torque entregado:  $\pm 5$  Nm.

- Diámetro de la muestra en mm: 4 a 20.
- Max. Longitud libre de la prueba en mm: 4 veces el diámetro de la probeta.
- Fuente de energía: 220 V o 380 V trifásica.
- Fuerza de sujeción de los platos: >30 kN.
- Norma Asociada: ASTM E-143.
- Display LCD ángulo de rotación.
- Display LCD Torsión aplicada.
- Valor comercial: <10.000.000 CLP.

## 1.9 Diagrama de relaciones (QFD)

Se establecieron “Qué” necesidades tiene el proyecto, las cuales se clasificaron y jerarquizaron según importancia. Esto, para posteriormente buscar alternativas en el mercado a “Cómo” dar respuesta a los objetivos, desarrollando especificaciones y requerimientos técnicos de la máquina de ensayos de torsión

Ahora con la herramienta QFD básicamente transmitiremos los “Qué”, representados por los objetivos del diseño, en los “Cómo”, representando su valoración relativa, funciones, restricciones y las respuestas a los objetivos. Para esto se consideran los siguientes 3 tipos de interacción:

- Relación mínima, ∇ posee un valor de 1.
- Relación moderada, O posee un valor de 3.
- Relación fuerte, ● posee un valor de 9.

De esta forma se establecen la relación de los atributos del diseño los cuales fueron previamente jerarquizados (tabla 5), con el listado de requerimientos técnicos establecidos en el punto anterior.

Esta herramienta permite focalizar los esfuerzos del diseño en los requerimientos técnicos, a continuación, se presenta el diagrama QFD del banco de ensayos de torsión y luego de este, la tabla 22 en la cual se presentan los requerimientos técnicos jerarquizados según la prioridad obtenida del diagrama, estableciéndose las tres categorías siguientes:

- Alta: Esfuerzo de diseño  $\geq 11\%$ .
- Media:  $11\% > \text{Esfuerzo de diseño} \geq 7\%$ .
- Baja: Esfuerzo de diseño  $< 7\%$ .

A continuación, en la figura 29 se presenta el diagrama QFD del diseño:

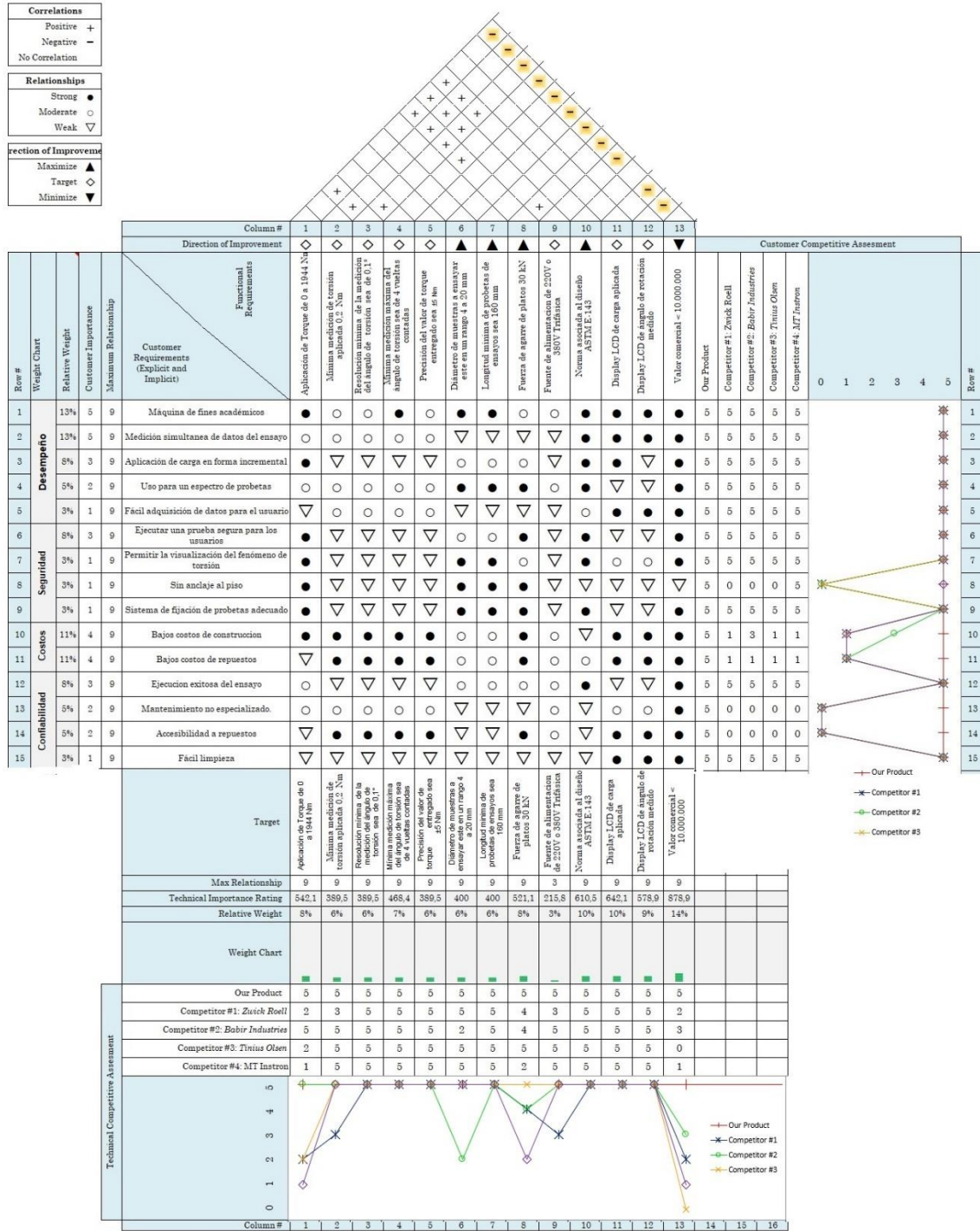


Figura 29: Diagrama de relaciones QFD en el cual se relacionan los atributos del diseño con los parámetros técnicos de este. Fuente: Elaboración propia

Tabla 22: Categorización de requerimientos técnicos del diseño por prioridad. Fuente: Elaboración Propia.

Prioridad	Requerimiento
ALTA	Valor comercial < 10.000.000 CLP
	Display LCD de carga aplicada
	Display LCD de ángulo de rotación
	Norma asociada al diseño ASTM E-143
MEDIA	Longitud mínima de probetas de ensayos 160 mm
	Fuerza de agarre >30 kN
	Diámetro de muestras a ensayar en un rango de 4 a 20 mm
	Aplicación de Torque incremental .0 a 1944
	Mínima medición máxima del ángulo de torsión sea de 4 vueltas contadas
BAJA	Mínima medición de torsión aplicada 0,2 Nm
	Precisión del valor de torque entregado sea de $\pm 5 Nm$
	Mínima medición del ángulo de torsión sea de $0.1^\circ$
	Fuente de poder de 220V o 380 V Trifásica

Los requerimientos de alta prioridad y media responden a los atributos del diseño de mayor importancia establecidos en la tabla 5.

La resolución de los instrumentos de medición, son requerimientos técnicos de baja prioridad, ya que el diseño solo busca la captura de estos datos sin considerar su resolución o error instrumental.

Esta herramienta permite además establecer una relación entre las máquinas del mercado con el listado de atributos establecidos, que es el gráfico a la derecha de la figura 29, de este se desprende que los atributos de:

- Sin anclaje al piso.  
Los competidores no consideran este factor para el diseño de sus equipos para cargas superiores a 500 Nm.
- Bajos costos de construcción.
- Bajos costos de repuestos.
- Accesibilidad a repuestos.
- Mantenimiento no especializado,

Estos 4 últimos atributos los proveedores no pueden reflejarlos en el precio de venta del equipo.

El gráfico inferior del despliegue de calidad relaciona los requerimientos técnicos del diseño con los ofrecidos por los competidores, se desprenden las siguientes conclusiones:

- Valor comercial < 10.000.000 CLP  
Ninguna máquina automática del mercado cumple con este requerimiento técnico.
- Fuerza de agarre > 30 kN  
Las máquinas de un torque inferior a 500 Nm presentan una fuerza de agarre inferior
- Resolución de torsión aplicada 0,2 Nm  
Los bancos de ensayos de torsión de un valor comercial <13.000.000 presentan no alcanzan la resolución deseada.
- Aplicación de torque incremental de 0 a 1944 Nm  
Sólo un banco de ensayos de torsión presentado en el benchmarking alcanza este requerimiento técnico.

## **1.10 Generación de conceptos**

Para la creación de diferentes alternativas de diseño conceptual de un banco de ensayos de torsión, que involucran diferentes componentes, forma de aplicación de carga y forma de detección de las señales, se ocuparon las siguientes herramientas:

- Tormenta de ideas.
- Carta morfológica.

### **1.10.1 Tormenta de ideas**

El “centro” de la tormenta de ideas del proyecto es el “Máquina de ensayos de torsión”. Así, este considera los diferentes ámbitos que involucra dicho sistema, abarcando los posibles componentes del diseño del equipo. A continuación, en la figura 30 se expone la tormenta de ideas del sistema, en el cual cada idea se encuentra categorizada según tópico de desarrollo.



Figura 30: Tormenta de ideas de la máquina de torsión, considerando diferentes necesidades de diseño. Fuente: Elaboración propia.

## 1.10.2 Carta Morfológica

En esta herramienta se presenta una imagen conceptual de cuál es la alternativa a implementar para cada componente de la máquina de ensayos. De esta forma se presentan 3 alternativas de diseño en la siguiente tabla 23

Tabla 23: Carta morfológica. Fuente: Elaboración propia.

Componente	Diseño 1	Diseño 2	Diseño 3
<b>Fijación de probetas</b>	 <p>Platos de torno</p>	 <p>Pinzas robot</p>	 <p>Manos robóticas</p>
<b>Alimentación energética</b>	 <p>Tablero de fuerza</p>	 <p>Baterías</p>	 <p>Celdas solares</p>
<b>Tratamiento superficial</b>	 <p>Pintura anticorrosiva</p>	 <p>Acero inoxidable</p>	 <p>Caucho</p>
<b>Sensor de torsión</b>	 <p>Sensor tipo brida</p>	 <p>Sensor tipo anillo</p>	 <p>Sensor macho llave cuadrada.</p>

<p><b>Sensor de rotación</b></p>	 <p>Encoder</p>	 <p>Engranajes con sensor de distancia</p>	 <p>Motor paso a paso</p>
<p><b>Aplicación de carga</b></p>	 <p>Reductor</p>	 <p>Sistema de poleas</p>	 <p>Llave de torsión</p>
<p><b>Sistema de adquisición de datos</b></p>	 <p>Display LCD</p>	 <p>Datos en el computador</p>	 <p>Datos en el Tablet</p>
<p><b>Sistema de deslizamiento</b></p>	 <p>Carril doble</p>	 <p>Carril único</p>	 <p>Carril único por tornillo sin fin</p>
<p><b>Banco estructural</b></p>	 <p>Banco tipo mesa</p>	 <p>Bancada de torno</p>	 <p>Banco tipo viga</p>

## 1.11 Matriz de selección de alternativa de diseño

Se trabajan en una matriz de selección presentada en la tabla 24, evaluando el desempeño de cada una de las alternativas con respecto a los objetivos del diseño. El valor del puntaje es:

- Valor de 5 si la alternativa de diseño se relaciona fuertemente con el atributo.
- Valor de 3 si la alternativa de diseño se relaciona medianamente con el atributo.
- Valor de 1 si la alternativa se relación mínima con el atributo.

Tabla 24: Matriz de selección de alternativa de diseño. Fuente: Elaboración propia.

Criterio de selección	Peso	CONCEPTO					
		Opción 1		Opción 2		Opción 3	
		Puntaje	Peso	Puntaje	Peso	Puntaje	Peso
Máquina de fines académicos	0,147	5	0,735	5	0,735	5	0,735
Medición simultánea de datos	0,131	5	0,655	5	0,655	5	0,655
Aplicación de torque en forma incremental	0,069	5	0,345	5	0,345	5	0,345
Uso para un rango de dimensiones y aleaciones acero de las probetas a ensayar	0,035	5	0,175	3	0,105	5	0,175
Fácil adquisición de datos para el usuario	0,021	3	0,063	5	0,105	5	0,105
Bajos costos de construcción	0,108	5	0,54	1	0,108	1	0,108
Bajos costos de repuestos	0,108	5	0,54	1	0,108	1	0,108
Ejecutar una prueba segura para los usuarios	0,0427	5	0,2135	5	0,2135	5	0,2135
Permitir la visualización del fenómeno de torsión	0,0185	5	0,0925	5	0,0925	5	0,0925
Sin anclaje al piso	0,0181	5	0,0905	5	0,0905	1	0,0181
Sistema de fijación de probetas adecuado	0,0107	5	0,0535	5	0,0535	5	0,0535
Ejecución exitosa del ensayo	0,122	5	0,61	5	0,61	5	0,61
Mantenimiento no especializado	0,088	5	0,44	3	0,264	1	0,088
Accesibilidad a repuestos	0,052	5	0,26	1	0,052	1	0,052
fácil limpieza	0,029	5	0,145	5	0,145	5	0,145
<b>PUNTACIÓN TOTAL</b>	<b>1</b>	<b>4,958</b>		<b>3,682</b>		<b>3,5036</b>	
	Lugar	<b>1</b>		<b>2</b>		<b>3</b>	

Dentro de las restricciones del diseño se debe recordar que la Universidad ya adquirió el reductor para la aplicación de la carga de torsión y que sea de un costo menor a 10.000.000 CLP, por lo que solo la alternativa de diseño 1 cumple esta condición, adicionalmente de obtener la puntuación más alta de la matriz de selección presentada, es por esto que se continuara su desarrollo en los siguientes capítulos.

## **CAPÍTULO 2**

### **2. Diseño de configuración**

#### **2.1 Arquitectura de la máquina de ensayos**

En esta parte del trabajo se establece la relación directa de las funciones de la máquina con un conjunto de componentes, por lo que el diseño se divide en 3 módulos:

- **Módulo de datos:**  
El propósito de este módulo es la adquisición de los parámetros de interés del ensayo de torsión entregando sus valores en displays LCD, considerando los elementos que permiten medir la carga mecánica (sensores) y los elementos mecánicos que se acoplan al sensor de torsión.
- **Módulo de transmisión de carga:**  
Considera los elementos para la aplicación de la carga incremental y la alimentación eléctrica de la máquina de ensayos.
- **Modulo estructural:**  
Contiene los elementos para el soporte estructural de la máquina y un sistema de fijación adecuado para las probetas de ensayo.

Los componentes de estos módulos interactúan entre sí para poder realizar la ejecución del ensayo, en la figura 31 se presenta la arquitectura del producto mediante un diagrama de árbol presentando las relaciones de los componentes de la máquina de ensayos con las funciones que requiere desempeñar.

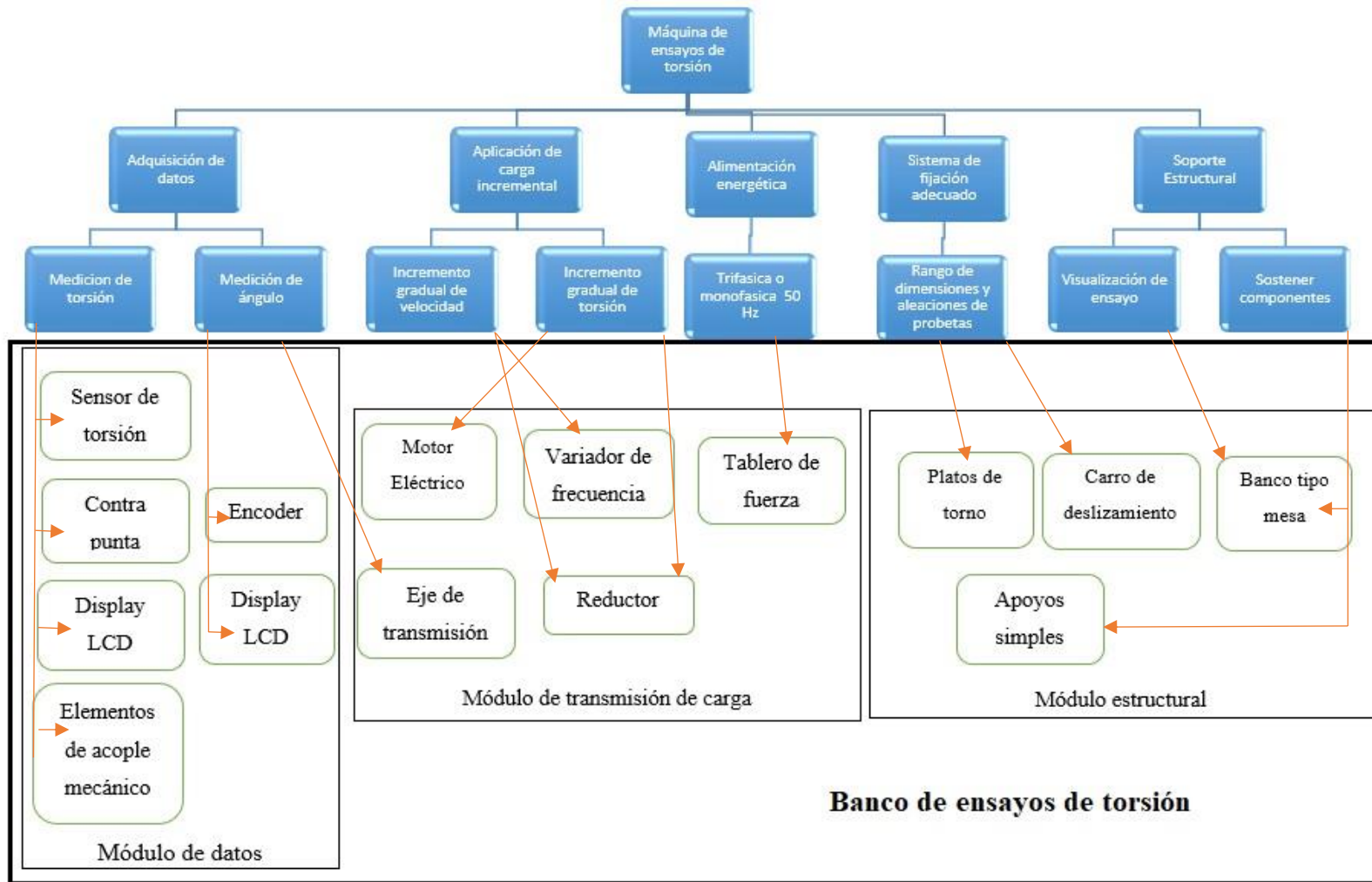


Figura 31: Árbol de arquitectura del banco de torsión. Fuente: Elaboración propia.

### 2.1.1 Layout 2D

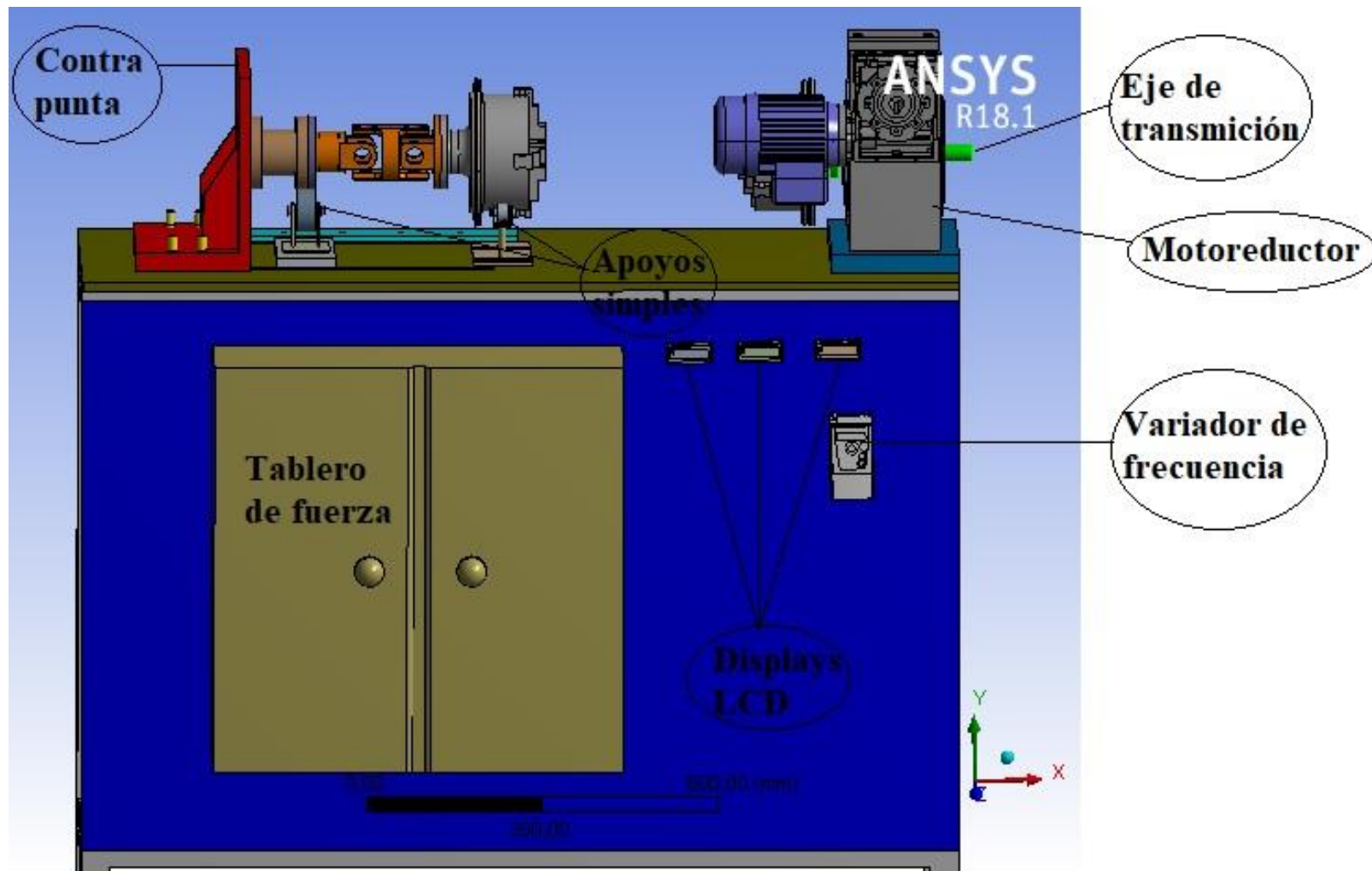


Figura 32: Layout 2D vista lateral del sistema de torsión. Fuente: Elaboración propia.

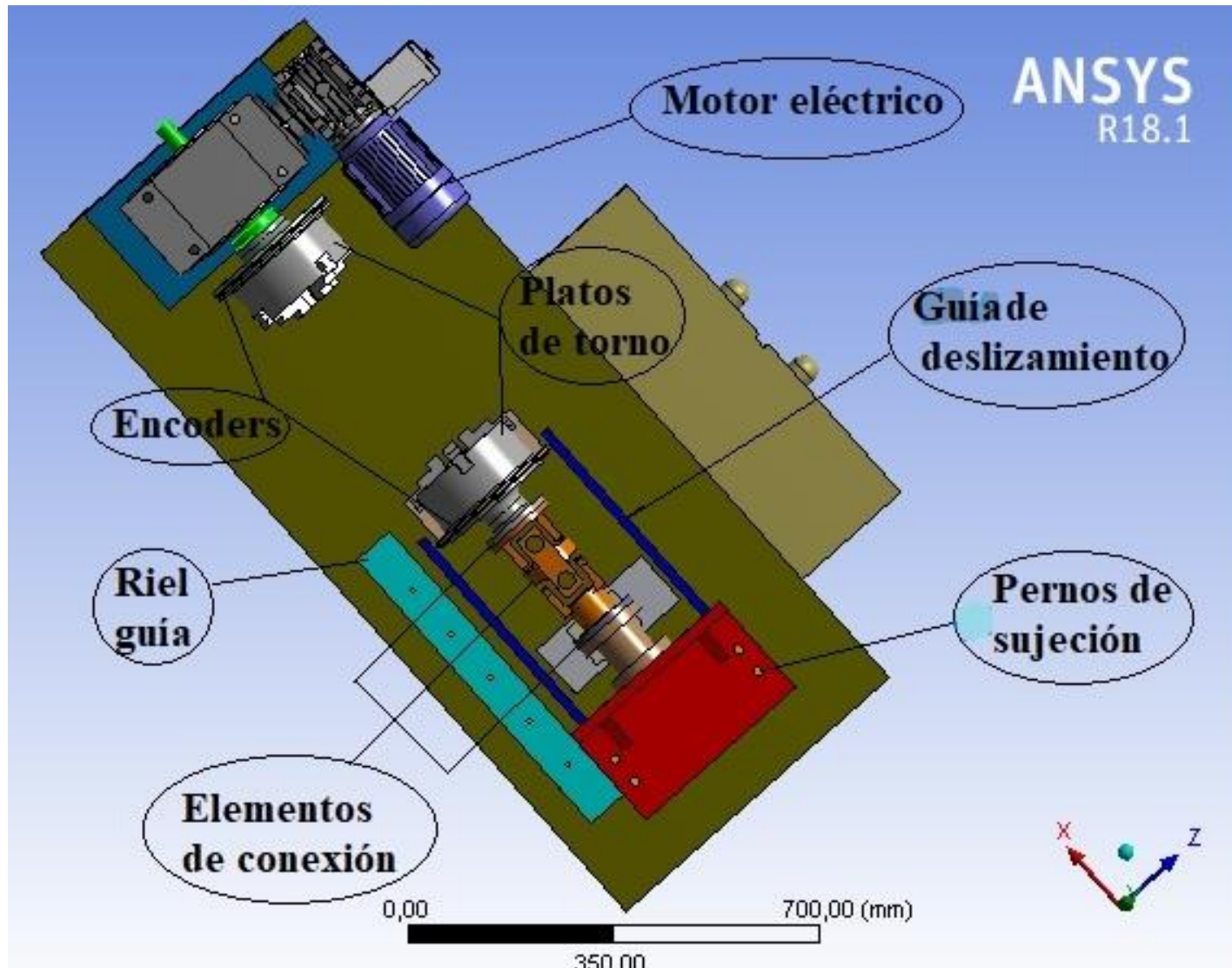


Figura 33:Layout 2D vista superior del sistema de torsión. Fuente: Elaboración propia.

Los elementos que conforma el sistema de torsión presentados en la figura 32 y la figura 33 son aquellos que están involucrados en el proceso completo del ensayo desde la inserción de la probeta hasta la fractura y el registro de datos. A continuación, se describen los componentes involucrados en el sistema.

#### **2.1.1.1 Motor Eléctrico**

Encargado de accionar mecánicamente el reductor, con el fin de entregar toda la potencia requerida por el sistema.

#### **2.1.1.2 Caja reductora**

Elemento que transforma la alta velocidad de giro que aporta el motor eléctrico en una elevada torsión a bajas revoluciones. En el estudio de mercado realizado se ve principalmente acoplado a algo que permita transmitir la torsión a la mordaza rotatoria.

#### **2.1.1.3 Eje de transmisión**

Encargado de transmitir la torsión de la caja reductora al plato rotatorio, requiere un diseño que permita restringir el desplazamiento axial, soportar el torque aplicado y permitir el montaje del sensor del ángulo de rotación.

#### **2.1.1.4 Variador de Frecuencia**

Controla el accionamiento del motor eléctrico, lo que implica regular la velocidad durante el ensayo, además de controlar la tasa incremento de torsión a aplicar.

### **2.1.1.5 Sistema de medición de parámetros del ensayo**

Su función es el despliegue instantáneo de la respuesta de la probeta a la torsión aplicada, incluyendo el ángulo de torsión, de acuerdo con la tecnología disponible se opta a dos sistemas de medición independientes. El presente sistema tiene la interfaz apropiada para la comunicación con un computador para posterior análisis de los datos. Los componentes que integran el sistema son:

- Sensor de torsión.
- Sensor de ángulo de torsión.
- Displays LCD.

### **2.1.1.6 Tablero de fuerza**

Encargado de energizar los diferentes componentes de la máquina ensayos.

### **2.1.1.7 Mordazas**

El diseño requiere de dos elementos para fijar la probeta en cada extremo, uno de movimiento rotatorio encargado de transmitir directamente la torsión a la probeta y la otra, contrapuesta, funciona como empotramiento, es decir fija. El alineamiento de estos elementos es crítico axialmente para que se generen exclusivamente solicitaciones de torsión sobre la probeta de ensayo, evitando cargas extrañas al objetivo del ensayo, tales como cargas de flexión.

### **2.1.1.8 Descanso**

Sostienen el sensor de torsión, permitiendo que el elemento repose su masa en él, disminuyendo el efecto de flexión, soportando las cargas provocadas por el mismo.

### **2.1.1.9 Sistema de ajustes de posición**

Asegura el desplazamiento axial de una de las mordazas, permitiendo ajustar la posición según el largo de la probeta y fija su posición al momento de realizarse el ensayo. En el diseño este sistema estará controlando el desplazamiento axial de la contrapunta de la máquina.

### **2.1.1.10 Contrapunta**

Elemento físico que fija la condición estática de la probeta de ensayo en el momento de ejecución de la prueba.

### **2.1.1.11 Elementos de conexión**

Estos elementos responden a las necesidades de alineación entre los platos de sujeción, transmisión de fuerza hacia el sensor de reacción y el acople específico con este sensor, por lo que se definen los siguientes elementos:

- Acople específico al plato de torno estático.
- Cruceta para asegurar exclusivamente la transmisión de torsión al sensor de reacción y la alineación entre los platos.
- Acople específico al sensor de reacción.

### **2.1.1.12 Bancada**

Es el cuerpo de la máquina sobre el cual se disponen todos los componentes y resiste las sollicitaciones mecánicas impuestas por la caja reductora en el ensayo de torsión definiendo la rigidez del conjunto.

### **2.1.1.13 Probeta de ensayo**

La longitud de la probeta está determinada según la norma ASTM E-143 que especifica que la zona de ensayo entre mordazas debe tener una longitud mínima de cuatro diámetros y hacia al interior de las mordazas puede tener una longitud mínima de dos a cuatro diámetros de la probeta de medición.

## **CAPÍTULO 3:**

### **3. Diseño de detalle**

#### **3.1 Alcance del diseño**

El presente capítulo detalla el dimensionamiento mecánico previo a la fabricación de una “máquina de torsión de bajo costo capaz de realizar ensayos en probetas cilíndricas, en base a los requerimientos de la norma ASTM E-143”, para ello es necesario considerar los siguientes puntos:

- Estudiar las sollicitaciones mecánicas con una herramienta de análisis de esfuerzos.  
En esta parte se evalúa los esfuerzos sobre cada componente. Se define el factor de seguridad necesario para la pieza a fabricar según su función.
- Definir las condiciones de borde del análisis de esfuerzos del banco de torsión.
- Definir el dimensionamiento geométrico de la máquina, y tolerancias de fabricación.
- Seleccionar el material adecuado para la fabricación de cada uno de sus componentes.
- Definir procesos de fabricación de los componentes mecánicos del banco
- Confeccionar los planos de fabricación.
- Seleccionar el sistema de medición de parámetros.

## **3.2 Condiciones de borde del análisis de esfuerzos sobre el banco de torsión**

Al realizar un análisis de esfuerzos sobre un sólido elástico, se considera a los objetos estudiados como medios continuos, esta conceptualización matemática hace referencia a que estos sólidos se mantienen homogéneos y tienen las mismas propiedades físicas en todo su volumen. Mediante una discretización del medio, se divide el volumen de los componentes estudiados, en pequeños elementos unidos a través de nodos, los cuales dependiendo de su tamaño o calidad describen el medio.

Al someter el medio continuo a cargas, este sufre deformaciones que son descritas en el tiempo y el espacio por ecuaciones diferenciales parciales, debido a lo complejo o casi imposible que se torna llegar a una solución analítica para estas ecuaciones diferenciales en el caso de geometrías complejas, es que se utiliza el método de elementos finitos para obtener valores aproximados de estas ecuaciones diferenciales en los diferentes nodos que describen la geometría del elemento.

Los análisis serán realizados sobre el conjunto de los componentes, donde se considera el material de cada uno y las conexiones que tiene cada componente con el otro para formar el sistema de torsión, estas conexiones se dan por medio de contactos descritos entre las caras que se topan, en los elementos que componen el banco.

Por otra parte, se realiza un estudio analítico de los esfuerzos presentes en los componentes de geometría más simple, como los ejes del banco por sí solo, cálculos de soldaduras y pernos de sujeción en el sistema.

Para disminuir el uso de recursos computacionales se opta por simplificar la geometría analizada, eliminando algunos chaflanes o redondeos que dificultan el mallado de la geometría y generan un exceso de nodos en zonas que no son de interés. De esta misma manera, se simplifican las uniones roscadas presentes en el sistema de torsión, estas uniones son consideradas como fijas sobre caras lisas para efectos de los análisis de elementos finitos, su resistencia será analizada analíticamente debido a que tiene la complejidad de la discretización del medio y esto implica un alto requerimiento de recursos computacionales. En el anexo 5 se encuentran descritos los parámetros generales de la simulación, para que el lector los consulte si es de su interés.

### 3.3 Dimensionamiento de los componentes del sistema de torsión

#### 3.3.1 Caja de doble reducción.

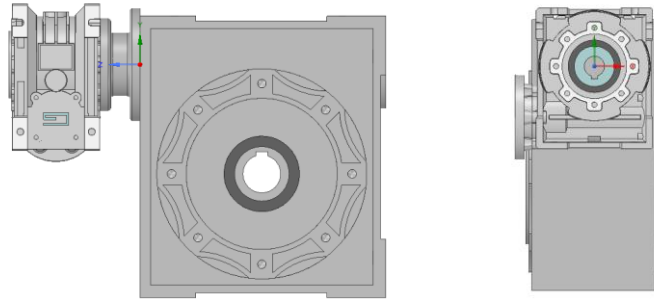


Figura 34: Vistas de la caja reductora.<sup>[18]</sup>

La figura 34 es la caja de doble reducción marca Transtecno que el Laboratorio de Tecnología Mecánica de la Universidad Federico Santa María Campus Santiago San Joaquín adquirió, está transmite un torque máximo de  $1944 \text{ Nm}$  a una velocidad de  $0,47 \text{ rpm}$ , la caja de engranes de reducción requiere ser alimentada eléctricamente por un motor que le suministre  $0.25 \text{ HP}$ . Las características dimensionales de la caja de doble reducción están presentes en el anexo 3 en la figura 84 y la figura 85, cabe destacar lo siguiente:

- Agujero de salida de 45 milímetros de diámetro con una tolerancia H8.
- Centro del agujero a una altura de  $147,5 \text{ mm}$ .
- Ancho entre los centros de los pernos de sujeción a la base de 200 milímetros.
- El diámetro de los agujeros de fijación es de  $16 \text{ mm}$ .
- Profundidad de la caja de reducción es de  $155 \text{ mm}$ ,

Esto implica que los requerimientos mínimos de la estructura para que asiente la caja de forma adecuada son:

- Un ancho de  $220 \text{ mm}$ .
- Profundidad libre de  $200 \text{ mm}$ .

La caja reductora será instalada sobre una plataforma de  $32 \text{ mm}$  de altura la cual se presenta en la figura 87 en el anexo.

### 3.3.2 Eje de Transmisión

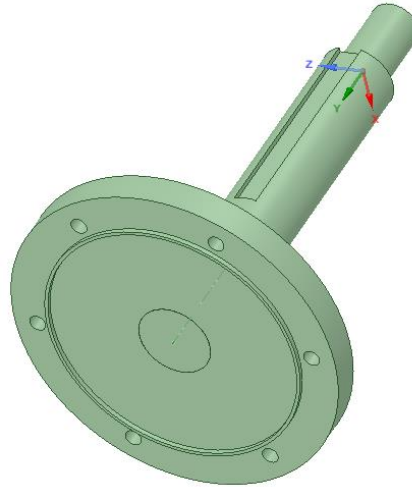


Figura 35: Vista preliminar del eje de transmisión. Fuente: Elaboración propia.

El diseño de la figura 35 debe asegurar que el eje de transmisión no pierda su posición inicial axial, por lo que requiere que el desplazamiento axial del eje sea restringido, para esto se propone:

- Un hombro en el eje a la salida de la caja reductora.
- Un ajuste roscado en el otro extremo,

de esta forma el hombro y el ajuste roscado, serán utilizados como topes mecánicos del eje de transmisión. Este elemento se acopla en uno de sus extremos a la mordaza rotatoria que es un plato de torno de 200 [mm] de diámetro. El eje tiene un diámetro inicial de 45 [mm], por lo cual se realizan incrementos escalonados del diámetro hasta el máximo, los cuales deben tener radios que generen un factor de concentración de esfuerzos inferiores a 1,5. El primer cambio de diámetros es de 45 [mm] a 90 [mm] y se genera un radio de curvatura de 9 [mm], el siguiente diámetro es de sección a 103 [mm] de diámetro con un radio de curvatura de 5 [mm] ambos incrementos generan un factor de concentración de esfuerzos inferior a 1,4 y finalmente la sección se incrementa a 205 [mm] de diámetro con un radio de curvatura de 15 [mm] generando un factor de concentración de esfuerzos de 1,4.

Al ser un eje con diferentes secciones transversales se decide bajo un criterio técnico-económico que la fabricación del elemento sea mediante la unión de dos piezas que den la configuración deseada. Para unir estas dos piezas se realizará un ajuste a presión y posteriormente el soldado de las piezas entre las secciones circulares de 90 y 103 [mm], la sección de menor diámetro cuenta con un leve radio de curvatura en el extremo que será unido al incremento de sección para que asiente de forma adecuada el cordón de soldadura. Se calculan los esfuerzos en el eje en cada pieza por separada y posteriormente el esfuerzo al cual está sometido el cordón de soldadura para determinar cuál es el material de aporte de la soldadura en el eje. En la figura 36 se presentan las cargas sobre la parte superior del eje y en la figura 37 el resultado de los esfuerzos equivalentes sobre él.

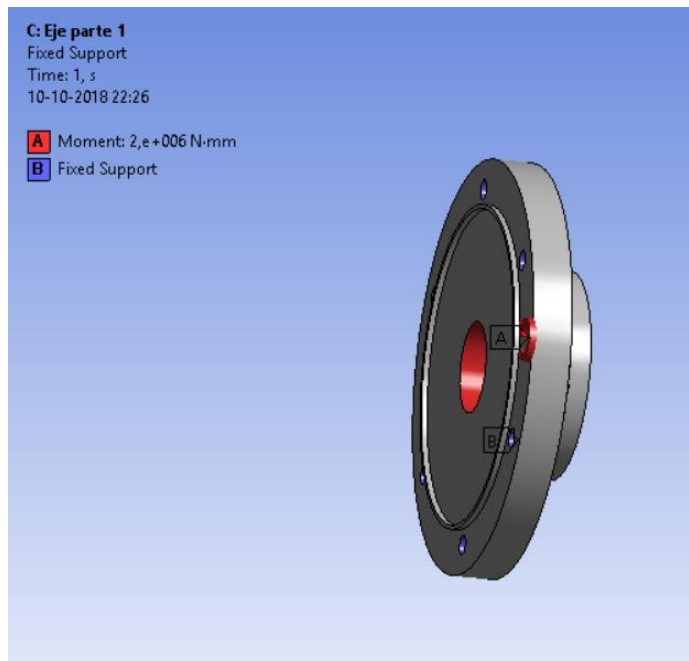


Figura 36: Diagrama Estático de cargas de la parte superior del eje. Fuente: Elaboración propia.

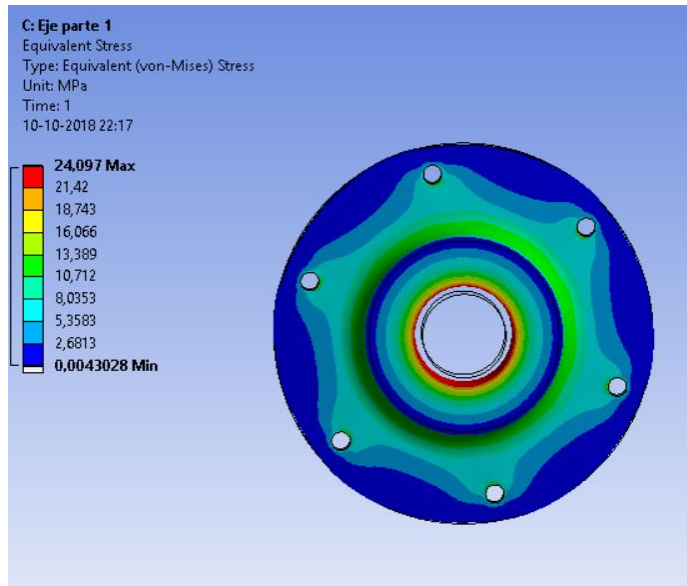


Figura 37: Eje de transmisión de momento de torsión. Fuente: Elaboración propia.

Se observa de la figura 37 que el esfuerzo máximo se da en el centro del eje. A continuación, en la figura 38 se presenta el diagrama estático de cargas aplicadas sobre la segunda parte del eje y en la figura 39 se presentan los resultados del esfuerzo máximo equivalente del eje por una carga aplicada de 2000 Nm.

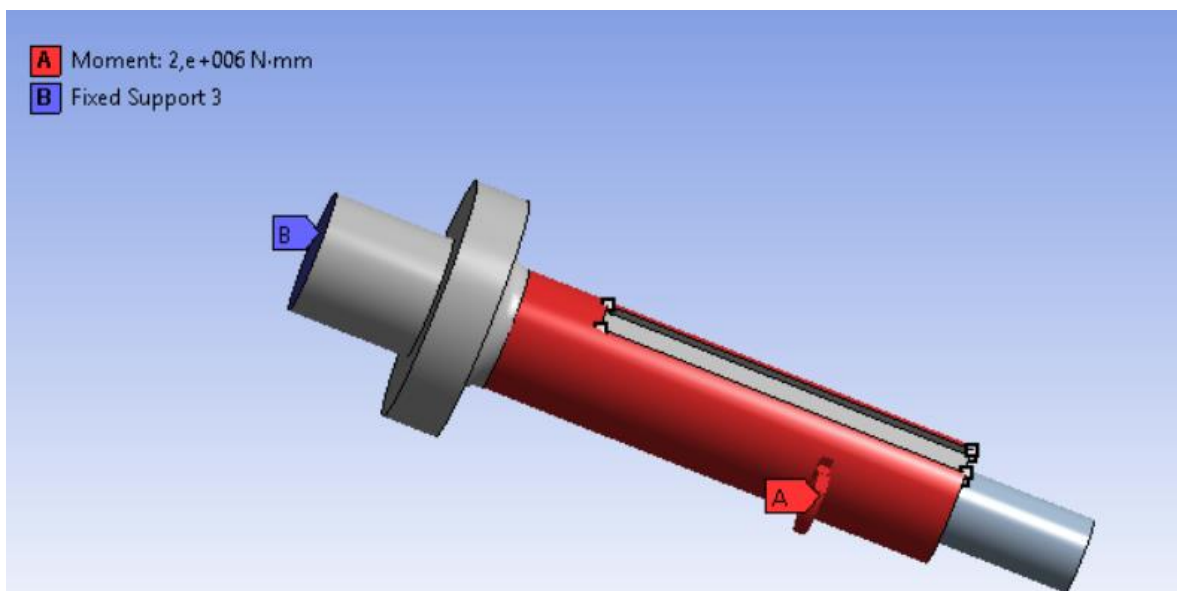


Figura 38: Diagrama de cargas y soporte fijo del eje. Fuente: Elaboración propia.

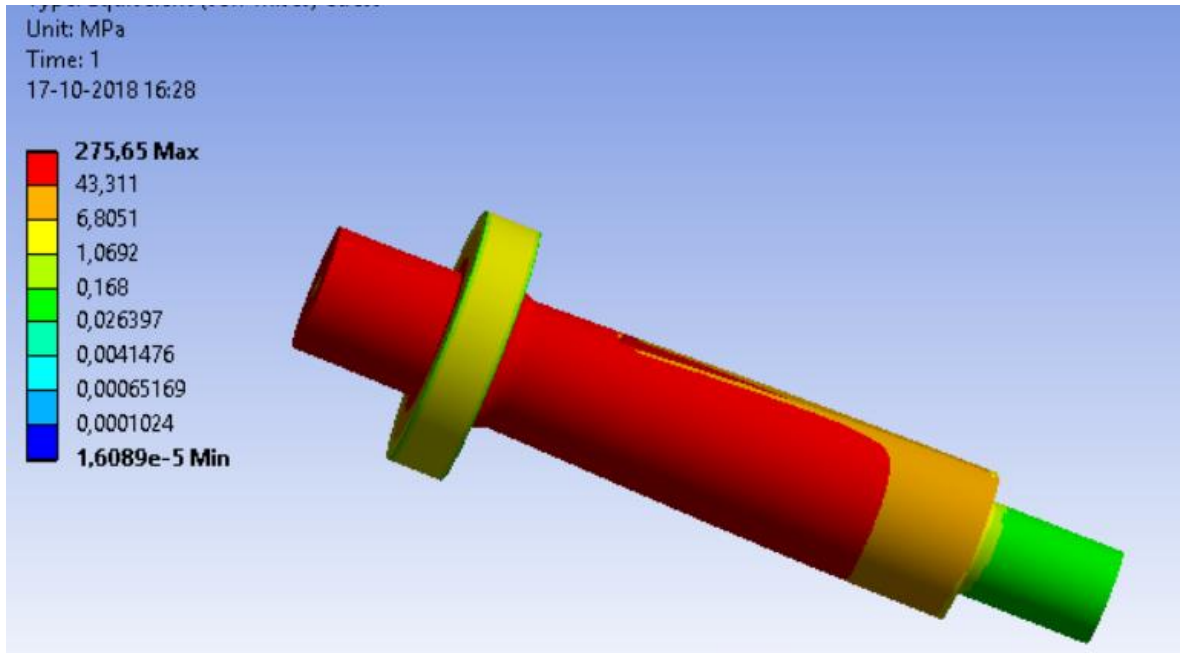


Figura 39: Resultado de la distribución de esfuerzos equivalentes en el eje. Fuente: Elaboración propia.

En la figura 39 se aprecia que el esfuerzo máximo se genera en la zona externa al eje lo que concuerda con la teoría de torsión adjunta en el anexo 5. Se realiza el cálculo de los esfuerzos sobre el cordón de soldadura del eje de 90 milímetros de diámetro, para lo cual se utilizó un espesor de garganta de soldadura de 10 [mm] y se trabaja con la fórmula aplicadas a momentos de torsión en soldadura.

Las condiciones del cordón de soldadura son las siguientes:

- La distancia desde el centro del eje al extremo a soldar (Radio de acción)  $r = 45$  [mm].
- Espesor de la garganta  $h = 10$  [mm].
- Segundo momento polar unitario de área  $J_u = 572555$  mm<sup>3</sup>.
- Momento polar  $J = 0,707 \cdot h \cdot J_u = 4047965$  mm<sup>4</sup>.
- Momento de torsión aplicado  $M = 2000$  Nm.

Por la ecuación de cálculo de esfuerzos cortantes en cordón de soldadura  $\tau = \frac{M \cdot r}{J}$  se obtiene el valor de esfuerzo cortante igual 22,3 MPa. A continuación, se presenta el resumen de esfuerzos aplicado sobre el eje en la tabla 25.

Tabla 25: Resultado de análisis de esfuerzos sobre el eje. Fuente: Elaboración propia

Esfuerzo Parte Eje 1	Esfuerzo Parte eje 2	Esfuerzo Soldadura	F.S Soldadura
24 [MPa]	275 [MPa]	22,3 [MPa]	FS> 5

Estos resultados permiten comprender el comportamiento mecánico del eje de transmisión, el material del eje que tenga un límite elástico superior a 275[MPa].

Los materiales más comunes para la fabricación de ejes de transmisión son las aleaciones de aceros bajo en carbono SAE 1020 a 1050, por lo que el material seleccionado es acero SAE 1045 laminado en frío con un valor de límite elástico de 530 [MPa], el material de aporte de la soldadura debe tener un límite elástico de un valor superior al del componente, el electrodo seleccionado que cumple con esta condición es E7018 (límite elástico 570MPa).

En el anexo 3 se presentan las figuras 88 y 89, que son los planos de fabricación de cada pieza del eje de transmisión y la figura 90, la forma final del eje de transmisión de la máquina de ensayos, en el cual se observa un extremo del eje de menor diámetro, esto en realidad es una terminación roscada para que se acople una tuerca de diámetro externo superior a 45 [mm].

### 3.3.2.1 Chaveta

Se diseña una chaveta que permita asegurar la condición de transmisión de la caja reductora y ser el primer mecanismo de seguridad del sistema ante una sobrecarga, por lo que se diseña con factor de seguridad 1.

Para esto se descompone la carga del momento de torsión 2000 Nm en una fuerza tangente al eje a una distancia de 22,5 mm, obteniendo una fuerza cortante sobre la sección transversal de la chaveta de 88888 [N]. Debido al reductor el ancho de la chaveta está definido en 14 [mm], se calculó el largo de la chaveta para obtener un factor de seguridad 1 con respecto al esfuerzo de fluencia del acero SAE 1010 de  $\sigma = 180$  [MPa], entonces se tiene la siguiente ecuación:

$$Area = \frac{Fuerza}{\sigma}$$

Obteniendo un área de  $1008 \text{ mm}^2$ , lo que se divide por el ancho de la chaveta determinando un largo final de 72 mm, en el anexo 3 en la figura 91 se presenta el plano de fabricación de la chaveta.

### **3.3.2.2 Pernos de sujeción.**

Para acoplar el eje de transmisión a la mordaza de sujeción se requieren 6 pernos M10, cada uno se ubica a un radio de acción del momento de torsión de 88 [mm], en esta condición son sometidos a una fuerza de corte de 3788 N, lo cual implica que cada perno tiene un esfuerzo cortante de 48,3 [MPa], determinando que su grado de calidad debe ser de 5.8 o superior

### **3.3.3 Mordazas de fijación**

Los criterios de selección de las mordazas de fijación son los siguientes:

- Ensamblar de forma adecuada con el eje.
- Resistencia a la carga máxima aplicada.
- Sujeción para probetas de diferentes diámetros en un rango mínimo de 4 a 20 mm.

Para prevenir el deslizamiento de la probeta se opta por formas de probeta con extremos cuadrados, para lo cual se seleccionan platos de 4 garras de ajuste autocentrantes para prevenir problemas de alineación de las garras y ajustes con las probetas de ensayo

Para el análisis de la carga máxima aplicada sobre el plato de torno (caso más desfavorable), se establece que únicamente es posible aplicar la torsión de 2000 Nm sobre la probeta de ensayo si esta tiene un diámetro de 40 mm en los extremos de sujeción en las garras. Esto genera una fuerza tangencial de reacción sobre las garras del plato con un radio de acción de 20 mm.

El momento de torsión se descompone en una fuerza tangencial al eje de giro del elemento por la distancia perpendicular a este, es decir el radio de acción.

En cada una de las 4 garras del plato se presenta una fuerza de reacción por cada superficie de contacto con la probeta, lo que genera cada fuerza de reacción sobre la garra de un valor de 25 kN (fuerza máxima admisible en cada garra). Adicionalmente existe una fuerza normal proveniente del apriete de la probeta de ensayos.

El hecho de tener una alta fuerza de corte implicó trabajar con el fabricante de platos de torno que certifique el uso de un material de construcción para las garras de sujeción de alta resistencia a la tracción, por lo que se realizó una búsqueda en el mercado de los proveedores de platos y el único fabricante que certificó el material de construcción de las garras fue “**Bison Bial**”, que trabaja con el acero SAE 5120 con un límite elástico de  $725\text{ MPa}$  y el material de construcción del plato es hierro fundido. A continuación, en la figura 40 se presenta el dibujo técnico del elemento a seleccionar y en la tabla 26 se presentan los respectivos detalles dimensionales.

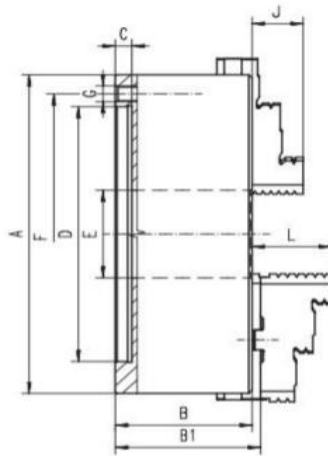


Figura 40: Dibujo técnico de las mordazas a seleccionadas. <sup>[19]</sup>

Tabla 26: Detalles dimensionales de la mordaza. <sup>[19]</sup>

A	B	B1	C	D H7	E	F	G	J	L	Kg
125	59,5	64,3	4	95	35,5	108,0	3xM8	20	40	5,0
160	68	72,8	4	125	42,0	140,0	6xM10	32	43,0	10,0
200	78	82,8	4	160	55,0	176,0	6xM10	29	45,0	17,5
250	89	92,8	5	200	76,0	224,0	6xM12	34	53,0	29,0
315	97,2	101,3	5	260	103,0	286,0	6xM16	43	57,0	50,0
400	109	116,8	5	330	136,0	362,0	6xM16	55	67,0	85,0

En la tabla 27 que se presenta a continuación, se entregan los detalles del par de torsión requerido en los platos para el ajuste de las probetas, la fuerza de apriete generada por el plato y el valor comercial en euros de cada plato

Tabla 27: Especificaciones Técnicas de los platos de torno. <sup>[19]</sup>

Diámetro del plato	Par de apriete Nm	Fuerza de apriete generada kN	Valor comercial de cada plato
125	75	24	563,96 €
160	120	31	620,80€
200	160	37	722,66€
250	180	46	900,18 €
315	200	55	1441,72 €
400	280	65	2740,32€

El par de torsión requerido para el apriete de los platos es proporcionado por una llave que viene incluida al momento de adquisición del componente,

Se realizaron cálculos de solicitaciones mecánicas sobre las garras de sujeción para las siguientes alternativas:

- Plato de 125 mm calculando un valor del factor de seguridad  $< 1$ .
- Plato de 160 mm calculando un valor del factor de seguridad entre  $1 < F.S < 1,22$ .
- Plato de 200 mm calculando un factor de seguridad  $> 2$

Se procede a detallar los resultados obtenidos en el plato de 200 mm, en la siguiente figura 41 se presenta el diagrama de cargas aplicadas sobre cada garra del plato:

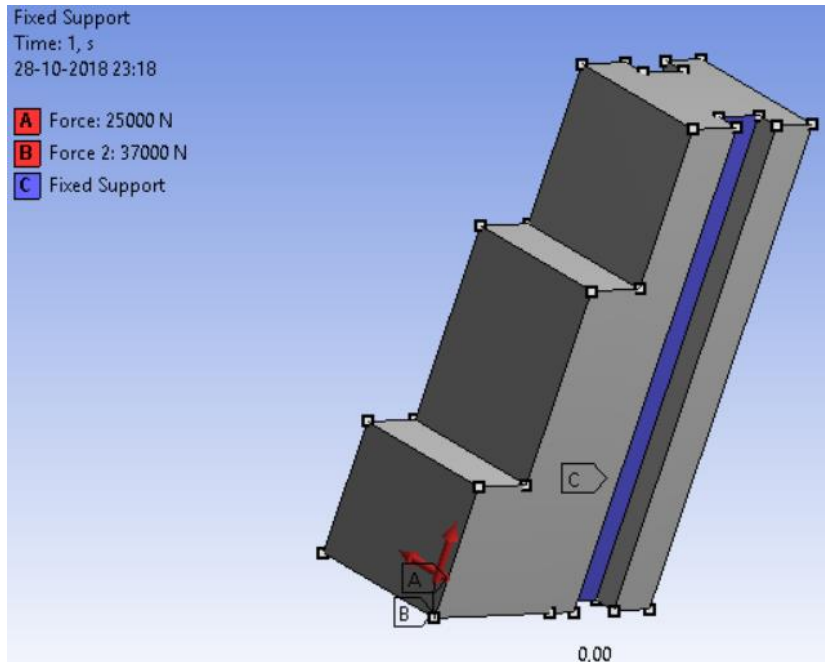


Figura 41: Carga aplicada sobre la garra del plato del torno con ajustes fijos en los costados. Fuente: Elaboración propia.

Se calculan los esfuerzos del caso descrito y se obtiene la distribución de esfuerzos equivalentes a continuación en la figura 42 y en la tabla 28 se presentan los esfuerzos equivalentes, esfuerzos cortante máximos y el factor de seguridad a continuación

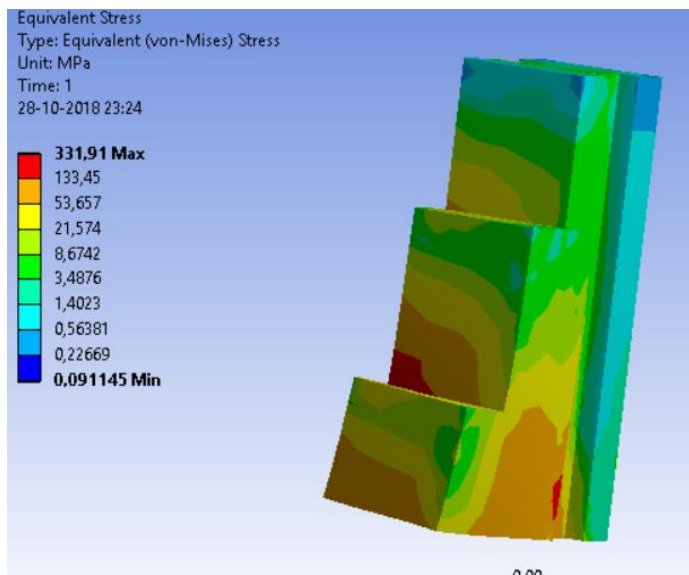


Figura 42: Distribución de esfuerzos equivalentes en cada garra del plato. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 28: Resultados obtenidos de las sollicitaciones mecánicas sobre las garras. Fuente: Elaboración propia.

Esfuerzo equivalente Misses	Von	Esfuerzo Cortante Máximo	Factor de Seguridad
331 [MPa]		175 [MPa]	2,2

De la tabla 28 se aprecia que las garras de sujeción resisten la carga máxima de la caja reductora, incluso ofrecen un factor de seguridad para la ejecución superior a 2. Los platos restantes de la tabla 26 no son considerados para el diseño por tener un valor comercial mayor que el seleccionado.

Una vez calculado el efecto de las fuerzas de reacción en las garras del plato, se procede a calcular en el cuerpo realizando la simplificación del cuerpo a un cilindro hueco de características dimensionales correspondientes a la tabla 26, el plato seleccionado tiene un momento polar de inercia de un valor de  $156,18 * 10^6 [mm^4]$ , el esfuerzo cortante aumenta en proporción al radio del elemento cilíndrico por lo que su máximo se encuentra en el final de este, siendo un valor de 1,26 [MPa], por lo que el plato funciona a carga máxima.

### 3.3.4 Flange de acople al plato estático

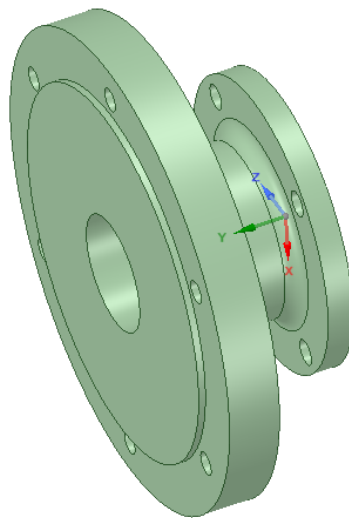


Figura 43: Vista preliminar del flange. Fuente: Elaboración propia.

El elemento de la figura 43 se ubica entre el plato estático y el siguiente elemento, esto define que debe cumplir con las siguientes condiciones:

- Acople específico para la mordaza.  
Este considera 6 agujeros para pernos M10 separados a una distancia entre centros de 176 [mm], generando un esfuerzo de corte de 48,3 [MPa]. El radio de acción es idéntico al acople del eje de transmisión debido a que se conectan al mismo elemento.
- Acople específico para el elemento siguiente.  
Este considera 4 agujeros de diámetro 11 [mm] separados en una distancia entre centros de 108 [mm], generando un esfuerzo de corte de 97,4 [MPa].
- Incrementos de diámetro que asegure un factor de concentración de esfuerzos inferior 1,4.  
Entre cada incremento de diámetro se consideró los radios que aseguren la condición señalada.
- Montaje sencillo.
- Longitud menor a 100 [mm].

Se estableció un valor semilla de la longitud del elemento de 73 [mm], debido a que los esfuerzos presentes en la sujeción del elemento a la mordaza son idénticos a los calculados en los del eje de transmisión, se seleccionan pernos calidad ISO 8.8 de un límite elástico de 600 [MPa], lo cual implica un factor de seguridad en la sujeción superior a 6.

A continuación, en la figura 44 se presenta la carga transmitida desde la caja reductora a través de los pernos de sujeción con un valor de 2000 [Nm] especificado con un color rojo y los pernos resistentes se modelan con un color azul y la letra B. Con el fin de hacer más liviano el elemento de conexión se hace un diseño con un agujero de 50 [mm] obteniendo un peso final de la pieza de 5,5 kg. En la figura 45 se presentan la distribución de esfuerzos equivalentes en donde se aprecia que el valor máximo es de 81 [MPa].

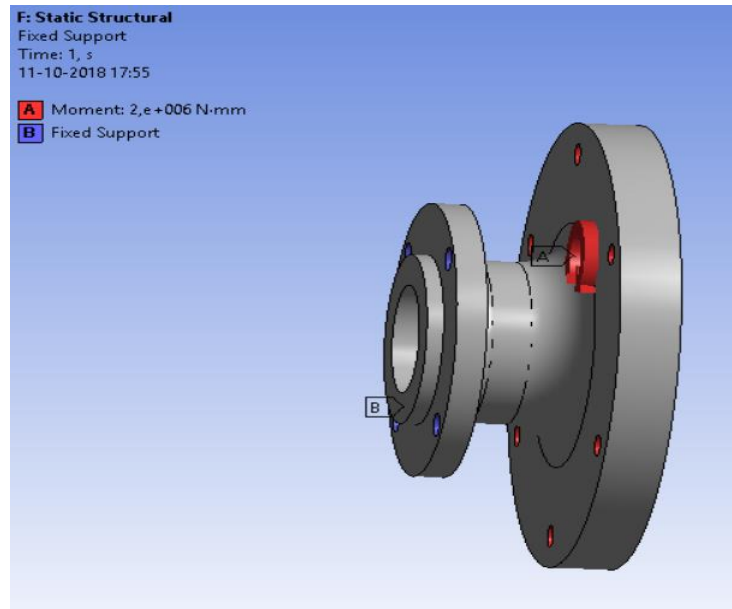


Figura 44: Diagrama estático de flange de conexión.

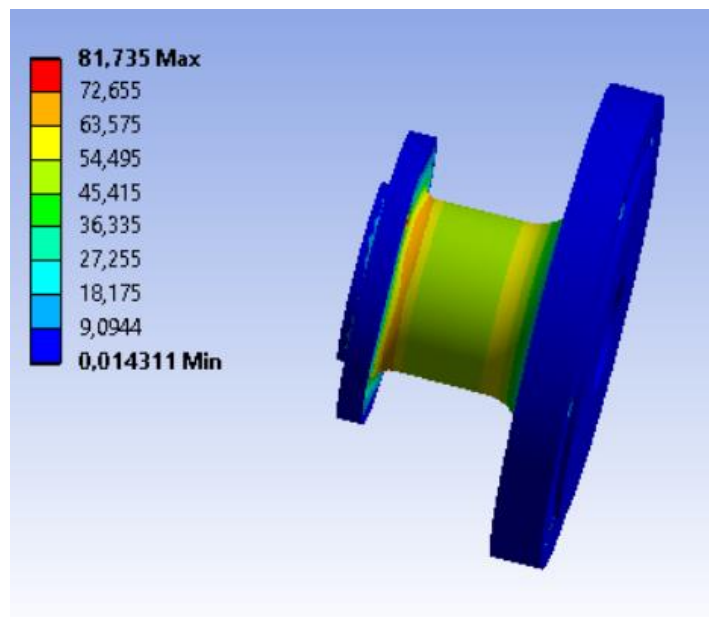


Figura 45: Distribución de esfuerzos equivalentes en el diseño del flange.

Con los esfuerzos calculados en el elemento de conexión se selecciona como material de diseño acero SAE 1045 laminado en caliente que tiene un límite elástico de  $310 [MPa]$  , dividiendo el límite elástico por el esfuerzo sobre el material, se determina un factor de seguridad superior a 3.

El diámetro superior del elemento de conexión es de un valor de 5 [mm] superior que el del plato del torno, esto es debido a que en este elemento se instalara el segundo encoder, que tiene diámetro acorde a este incremento.

En el anexo 3, en la figura 92, se adjunta el plano de fabricación del flange con las respectivas tolerancias de diseño. A continuación, se presenta en la figura 45 el diseño del componente donde se indica el acople específico hacia el plato del torno, el cual es un relieve que asienta en la posición C de la figura 40, el acople específico hacia la cruceta sigue el mismo principio de diseño siendo un relieve que asienta al interior de la cruceta. Los agujeros de sujeción están definidos por los elementos a conectarse con este componente.

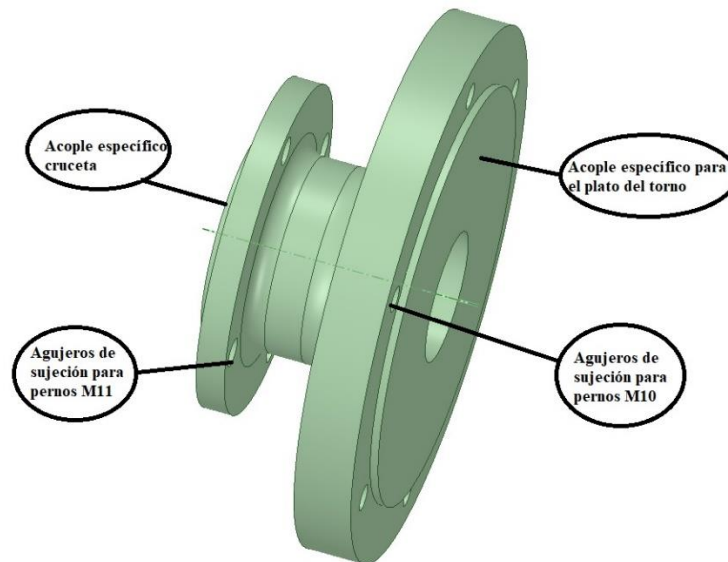


Figura 46: Descripción física del elemento de conexión. Fuente: Elaboración propia.

### 3.3.5 Cruceta



Figura 47: Diferentes vistas del elemento de conexión. Fuente: Elaboración propia.

La cruceta, indicada en la figura 47 será instalada entre el flange y el elemento de conexión al sensor lo cual permite resolver cualquier problema de alineación que se pueda presentar en el montaje y sujeción de la probeta entre los platos, transmitiendo solo una carga torsional hacia el extremo del sensor y asegurando que la probeta será sometida exclusivamente a esfuerzos de torsión evitando eventuales esfuerzos de flexión ocasionados por potenciales desalineamientos del sistema de transmisión y medición de torsión. Para la selección de este componente se cotizó en el mercado nacional, seleccionándose una cruceta capaz de trabajar a una soportar cargas de torsión de 6000 [Nm], por lo que se obtiene un factor de seguridad de 3 para la operación de este elemento, el peso de este es de 2 kg y su valor comercial 214.200 CLP iva incluido.

Como se aprecia en la figura 47, se conecta por un extremo al flange con 4 pernos, estos son M11, el esfuerzo en cada uno es de 98,7 [MPa], el otro extremo se une con un cordón de soldadura de un espesor de garganta de 10 [mm], de la misma manera que para el eje se calcula el esfuerzo de corte y se obtiene 41,9 [MPa], por lo que se selecciona que el material de aporte a soldar sea el electrodo E7018.

Para la instalación de la cruceta se requiere que se encuentre en la misma orientación que la superficie de la bancada, en la figura 32 del diseño de arquitectura se ilustra la posición correcta en el diseño arquitectura el elemento de conexión representado por el color anaranjado.

### 3.3.6 Acople Cruceta al sensor de torsión

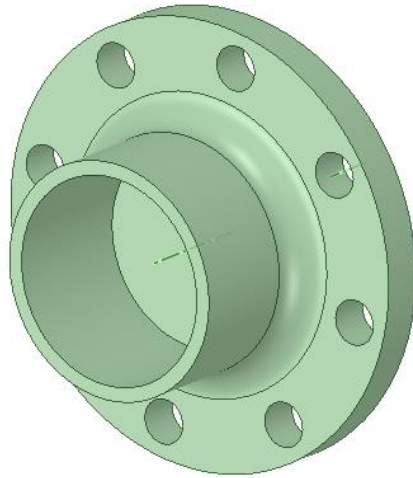


Figura 48: Vista preliminar del acoplamiento al sensor de torsión. Fuente: Elaboración propia.

Este elemento de la figura 48 se ubica entre la cruceta y el sensor de torsión, esto define que debe cumplir con las siguientes condiciones:

- Acople específico para el sensor.  
Este considera 8 agujeros de diámetro M10 distribuidos uniformemente en un círculo de diámetro 176 [mm], esta distribución genera un esfuerzo de corte de 48,3 [MPa] en cada perno.
- Acople específico para la cruceta.  
Unión soldada con un cordón de soldadura de espesor de 10 [mm]
- Incrementos de diámetro que asegure un factor de concentración de esfuerzos inferior 1,4.  
Entre cada incremento de diámetro se consideró los radios que aseguren la condición señalada.
- Montaje sencillo.
- Longitud menor a 100 [mm].

El acople específico con la cruceta implica que este tubo se inserta al interior de la cruceta y se une a través de un cordón de soldadura con un espesor de garganta de 10 [mm], por lo que realizando el mismo análisis que en el eje se obtiene lo siguiente:

- La distancia desde el centro del elemento al extremo a soldar (Radio de acción)  $r = 32,75$  [mm]
- Espesor de la garganta 1,7 [mm]
- Segundo momento polar unitario de área  $J_u = 220705$  mm<sup>3</sup>
- Momento polar  $J = 0,707 \cdot h \cdot J_u = 265265$  mm<sup>4</sup>
- Momento de torsión aplicado  $M = 2000$  Nm

Por la ecuación de cálculo de esfuerzos cortantes en cordón de soldadura  $\tau = \frac{M \cdot r}{J}$  se obtiene el valor de esfuerzo cortante igual 250 [MPa]. A continuación, en la figura 49 se presenta el diagrama de cargas aplicadas sobre el elemento de conexión y la figura 50 que representa la distribución de esfuerzos sobre el elemento sometido al momento aplicado.

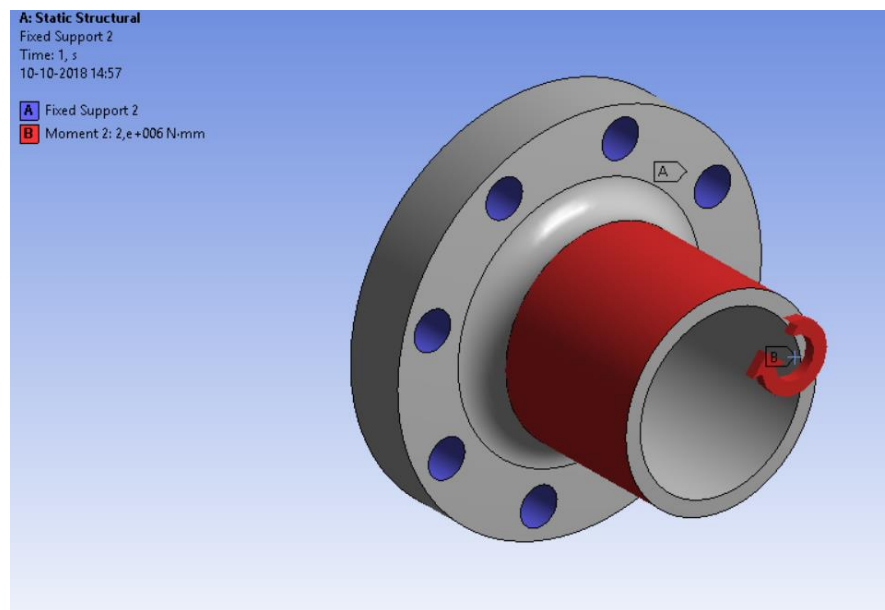


Figura 49: Diagrama de cargas estáticas. Fuente: Elaboración propia

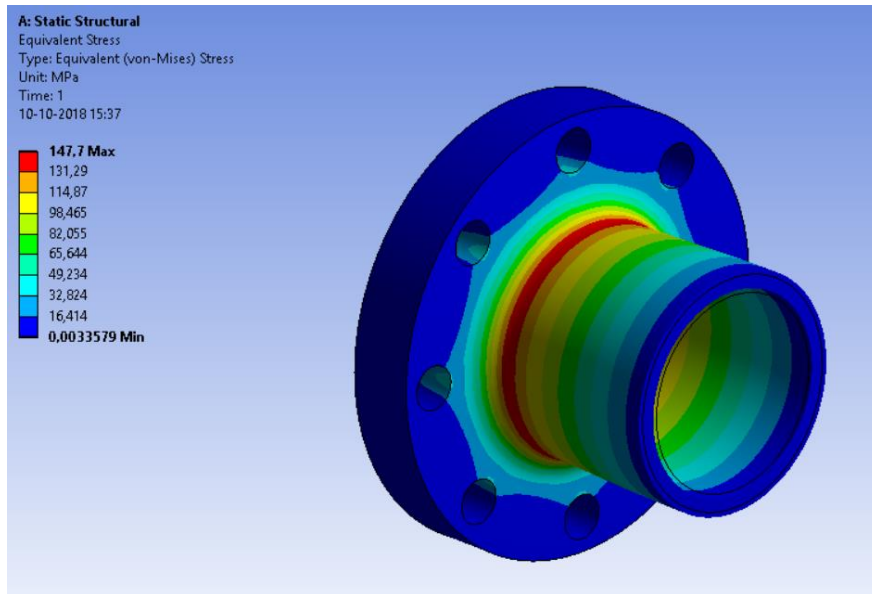


Figura 50: Distribución de esfuerzos equivalentes sobre el elemento de conexión. Fuente. Elaboración propia.

De la figura 50 se observa que el esfuerzo máximo equivalente es de  $147,7 [MPa]$ , por lo que se opta por un material de diseño de acero SAE 1045 con un límite elástico de  $310 [MPa]$  obteniendo un factor de seguridad en el diseño superior a 2, en el material de aporte de la soldadura se elige el electro E7018 con un límite elástico de  $570 [MPa]$ , obteniendo un factor de seguridad superior a 2 en la soldadura. Al definir este acero como material de fabricación del elemento de conexión tiene un peso de  $2,3 [kg]$ , los planos de fabricación del elemento de conexión se adjuntan en el anexo 3 en la figura 93.

### 3.3.7 Diseño de la bancada

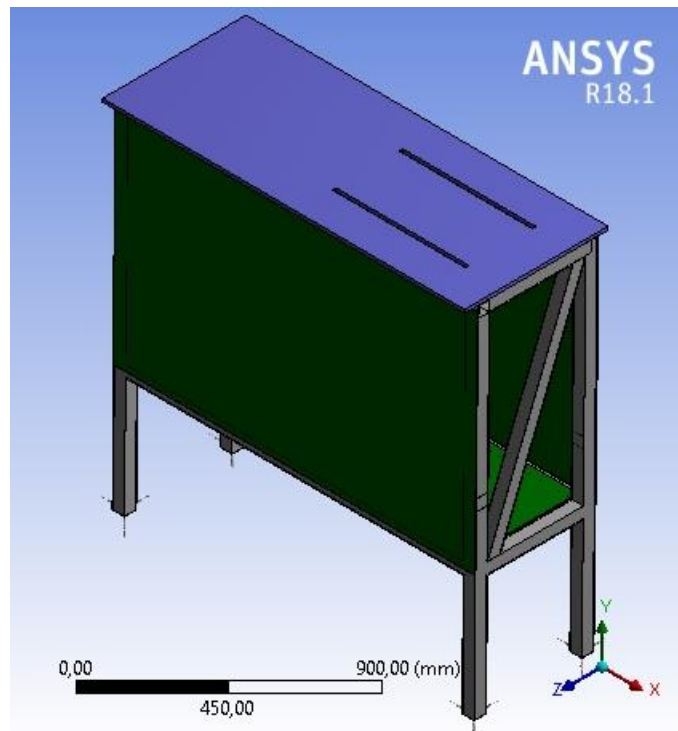


Figura 51: Vista preliminar de la bancada. Fuente: Elaboración propia.

La estructura de la figura 51 presentada como versión preliminar de la bancada debe:

- Resistir las solicitaciones mecánicas aplicadas en el ensayo
- Asegurar una rigidez para llevar la deformación de esta al valor mínimo
- Contener todos los componentes del sistema de torsión.
- Contar con un sistema de ajuste de posición.

En base a esto la bancada se divide en las siguientes partes:

- Estructura enrejada perfil 50x50x3 [mm] (ver planos de fabricación en la figura 96 de anexo 3)
- Plancha interior de 1398x450x4 [mm] (ver figura 93 anexo 3)  
Elemento interior estructural que aumenta la rigidez de la estructura enrejada.
- 2 planchas laterales de 1500x950x3 [mm] (ver figura 94 en anexo 3)  
Elementos de revestimiento que aumentan la rigidez de la estructura.
- 1 plancha superior de 1500x600x14 [mm] (ver figura 95 en anexo 3)

### 3.3.7.1 Estructura enrejada

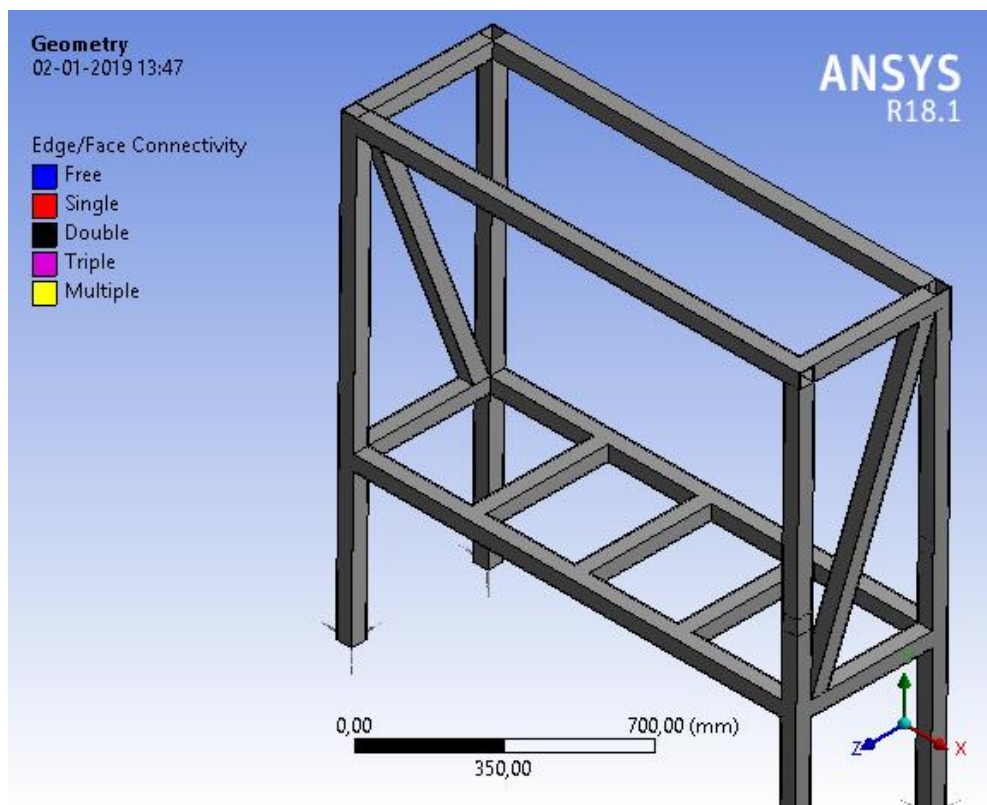


Figura 52: Estructura enrejada. Fuente: Elaboración propia.

La figura 52 es el cuerpo de la bancada sobre el cual van asentadas las planchas, el diseño de este componente es mediante perfiles cuadrados de 50x50x3 mm, los perfiles están dispuestos para

maximizar la rigidez del cuerpo y sus uniones entre los perfiles son soldadas. Este componente define las dimensiones generales del banco

### 3.3.7.2 Plancha superior

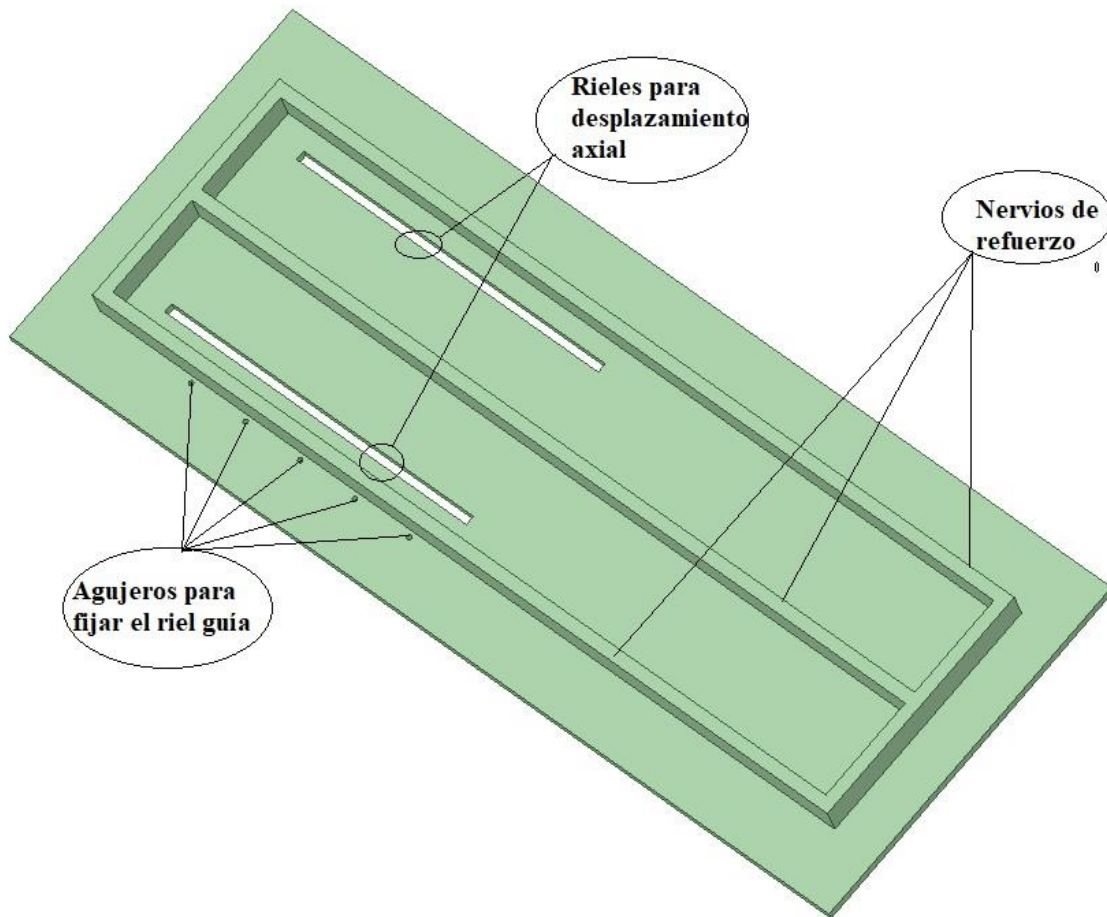


Figura 53: Imagen ilustrativa de la plancha superior. Fuente: Elaboración propia.

La figura 53 representa una vista inferior de la plancha superior de la bancada de dimensiones finales  $1500 \times 600 \times 14$  [mm]. Este elemento asegura el desplazamiento axial de la contrapunta de la máquina de ensayos mediante dos configuraciones en su diseño sus rieles de desplazamiento axial en donde asienta la contrapunta y un riel guía que se asienta en los agujeros con 5 pernos M8 asegurando

desplazar la contrapunta si perder la alineación del elemento en el eje X indicado en la figura 51. Para maximizar la rigidez de este componente, se diseñó con 5 nervios de refuerzo de 20 mm de espesor y 60 mm de altura ubicándose en la contra cara de la superficie del elemento. La unión de los nervios con la plancha superficial se realiza con soldadura, por lo que para facilitar el asiento del cordón de soldadura cada nervio será biselado con un chaflán de 3 mm en las superficies que este en contacto con la plancha superficial y las superficies de los nervios que entren en contacto entre sí. A continuación, se describen las dimensiones de cada uno de los nervios:

- 3 nervios longitudinales de 1306x20x60 mm
- 2 nervios laterales de 397x20x60 mm

La plancha superior debe asegurar la condición geométrica de perpendicularidad a la caja reductora y la contrapunta simultáneamente, por lo que, luego de la instalación de los nervios a este componente se le realiza un proceso de rectificado corrigiendo cualquier deformación presentada por las uniones soldadas. Debido a este proceso se opta por trabajar inicialmente con una plancha de 16 mm de espesor para que posterior al proceso de rectificado alcanzar el espesor final de 14 mm.

### 3.3.7.3 Análisis de esfuerzos de la bancada

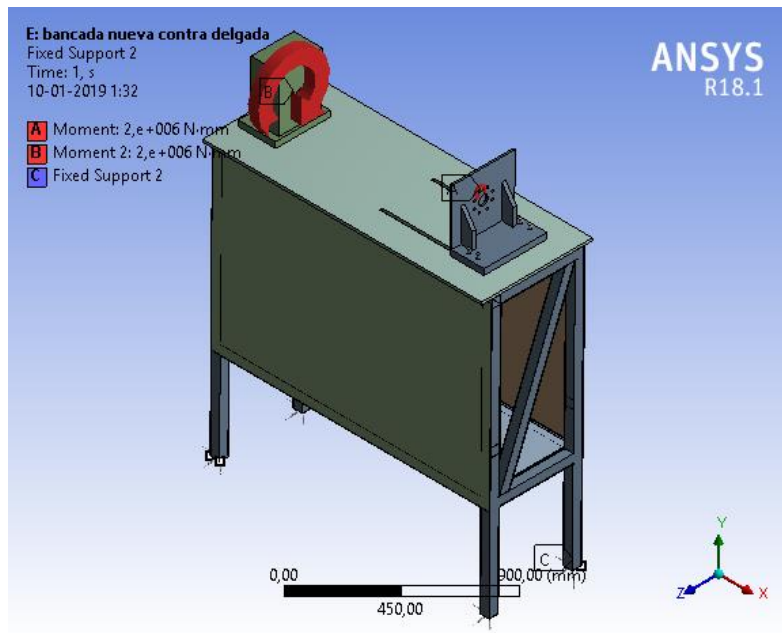


Figura 54: Diagrama de cargas estáticas del banco. Fuente: Elaboración propia.

En la figura 54 se presenta un diagrama estático del banco de torsión simulando la carga aplicada por parte de la caja de engranajes, la carga de reacción sobre la contra punta y el apoyo simple sobre el suelo. Se calculó el esfuerzo equivalente, en donde su máximo se obtuvo en los pernos de sujeción de la contra punta 540 [MPa] en cada uno, decidiendo que los pernos sean ISO calidad 10.8. A continuación, la figura 55 presenta el diagrama de distribución de esfuerzos principales máximos sobre la bancada en donde se aprecian zonas de compresión en un lado y tracción en el contrario

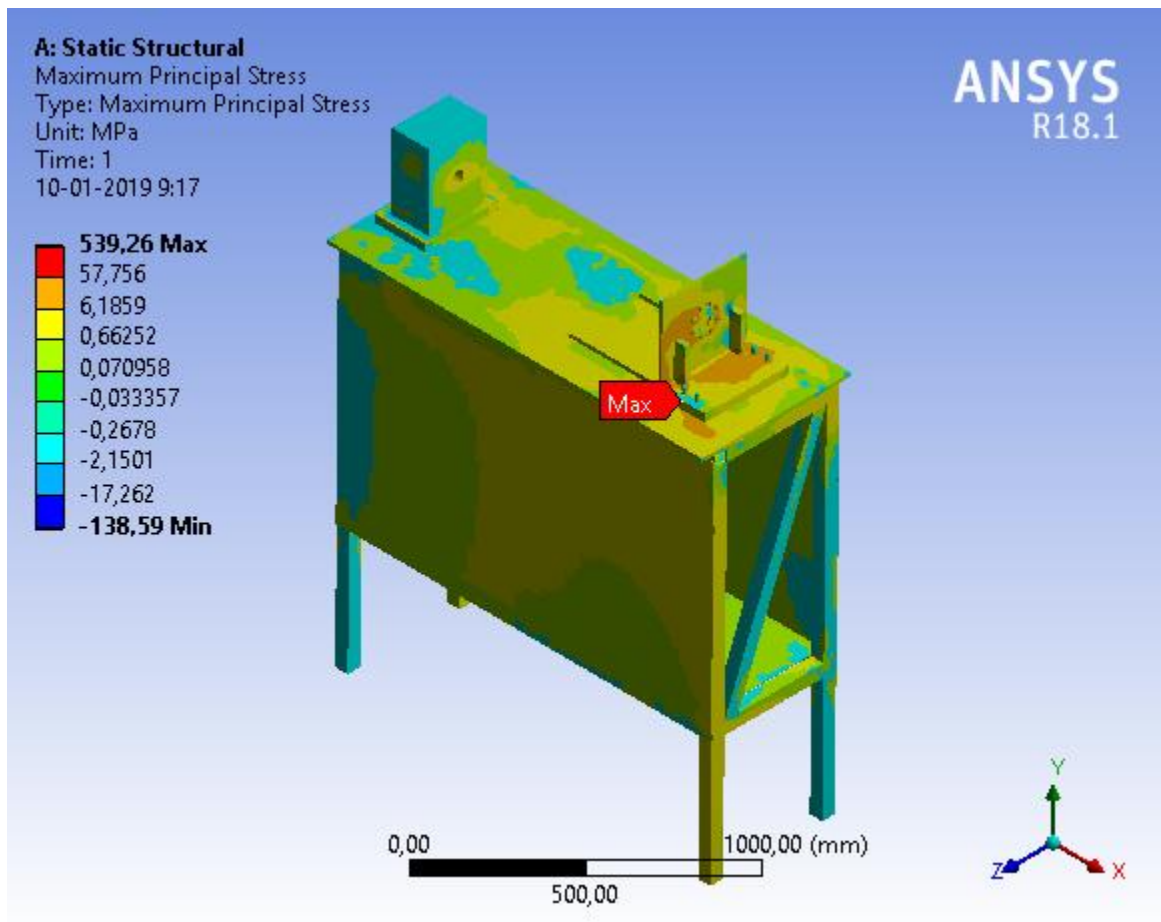


Figura 55: Diagrama de distribución de esfuerzos equivalentes. Fuente: Elaboración propia.

Los esfuerzos sobre las planchas no superan los 60 [MPa] por lo que la selección de un acero SAE 1020 de material de estos componentes funciona en términos de resistencia mecánica, se generan un factor de seguridad superior a 3 estableciendo como sigma admisible el limite elástico del material, generando bastante holgura en la seguridad de la máquina.

La selección de SAE 1020 es adecuada para las planchas laterales e interior de la bancada, para la plancha superficial se requiere un material más duro que estos aceros al carbono, esto se debe a que puede presentar impacto de herramientas sobre su superficie o cualquier elemento que pueda aterrizar, ya sea una probeta, una llave o un mismo componente de la máquina al estar instalándolo. Se selecciona el acero estructural A37 con una dureza aproximadamente 45% superior al SAE 1020

Otro punto importante, es cuanto se tuerce un extremo del banco con respecto al otro, es decir, que rigidez presenta ante la torsión. Para esto se analizó la deformación presente de cada extremo, uno en la caja reductora y otro en la contra punta, para que sea congruente el análisis la longitud de los extremos sobre los cuales se mide la deformación de la caja reductora debe ser igual a la de la contra punta. A continuación, se presenta la figura 56 donde se aprecia la deformación en el eje Y, valores obtenidos por la herramienta de deformación direccional del programa.

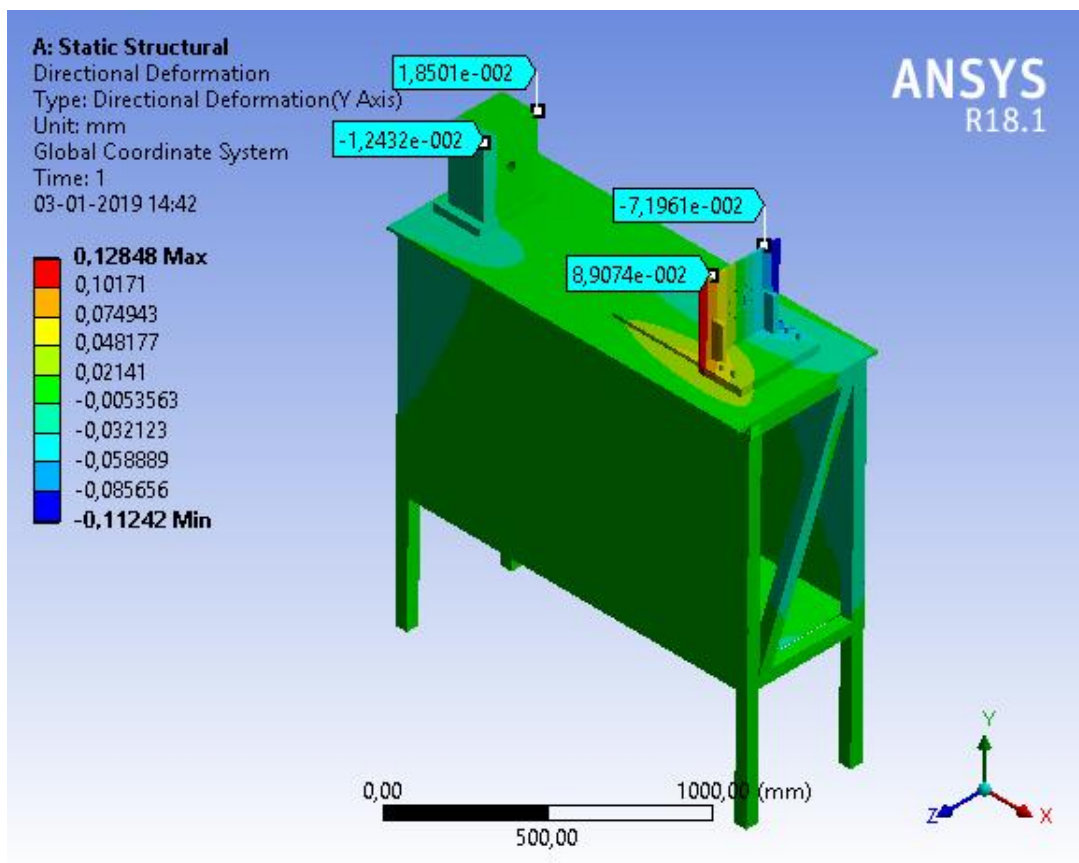


Figura 56: Distribución de la deformación de la estructura en el eje Y. Fuente: Elaboración propia

Se requiere calcular el ángulo de giro de los dos componentes, para esto se utiliza la función trigonométrica tangente del ángulo, esta es la división del cateto opuesto con el cateto adyacente de

triángulo formado en el giro de componente. El cateto adyacente es la distancia entre los puntos de la deformación medida del elemento y el cateto opuesto es la suma en valor absoluto de las deformaciones para cada componente, esto se debe a que un punto del cual se mide la deformación está en tracción y el otro punto está en compresión. Estos valores se presentan en la tabla 29 a continuación

Tabla 29: Valores de deformación en el eje Y para el cálculo del ángulo de rotación. Fuente: Elaboración propia.

Elemento	Cateto opuesto	Cateto adyacente
Caja Reductora	0,030933 [mm]	230[mm]
Contra Punta	0,161035[mm]	230 [mm]

Con los valores de la tabla 29 se obtiene mediante la aplicación de la función inversa de la tangente, el ángulo de giro de cada elemento obteniendo lo siguiente:

- Ángulo de giro de la caja reductora 27,74 [arcsec]
- Ángulo de giro contra punta 144,43[arcsec]

Ambos elementos giran en sentido contrario por lo que la suma de estos ángulos será el giro total de la estructura obteniendo un valor de 172,17 [arcsec].

Del benchmarking realizado, la máquina de ensayos de torsión marca Zwick Roell presenta un parámetro técnico denominado rigidez inherente a la torsión, esta tiene un valor de  $11500 \frac{Nm}{\circ}$ , para calcular este parámetro en el diseño del banco propuesto se divide la carga aplicada por el ángulo de giro de la estructura, resultando  $41818 \frac{Nm}{\circ}$ , este es superior al de su competencia la cual tienen un valor superior a los 60.000.000 CLP neto. Los planos de fabricación de cada componente de la bancada se encuentran adjuntados en el anexo 3. Los planos correspondientes para la plancha interior, plancha lateral, plancha superficial y estructura enrejada son la figura 94, figura 95, figura 96 y la figura 97 según corresponda.

### 3.3.8 Contra punta

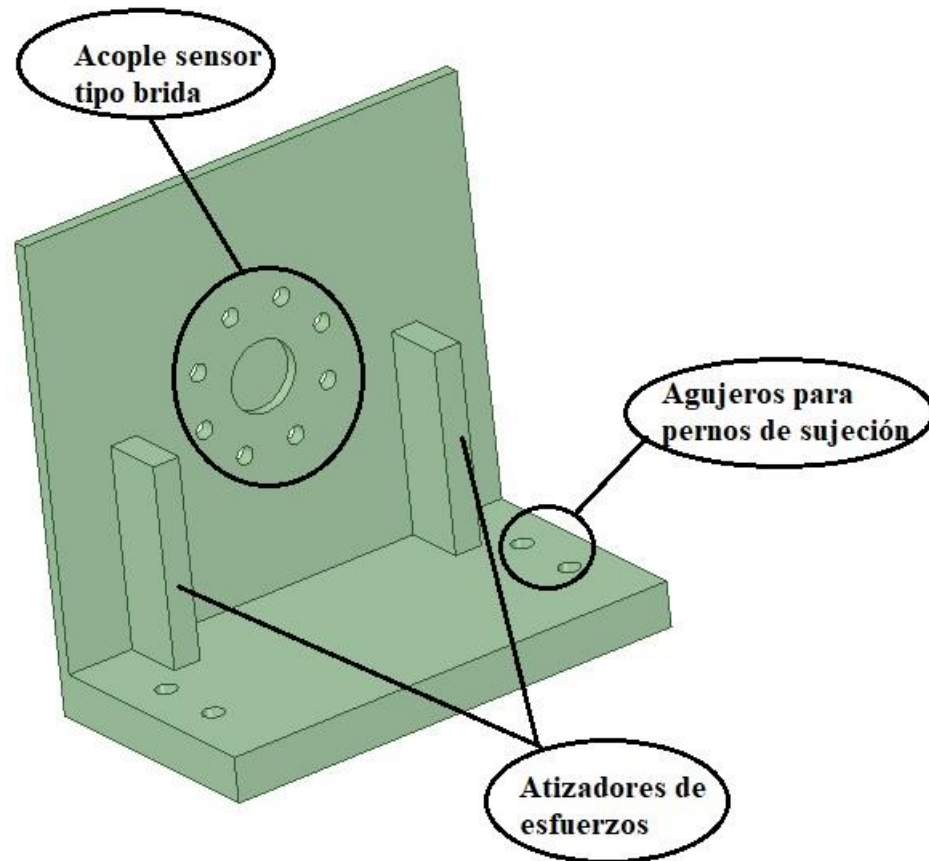


Figura 57: Vista preliminar contrapunta. Fuente: Elaboración propia.

Este elemento de la figura 57 se ubica en el extremo opuesto a la caja reductora, posterior al sensor tipo brida de torsión y debe cumplir con las siguientes condiciones:

- Soportar el momento de torsión máximo de la caja reductora.
- Estar correctamente alineada con el eje de la caja.  
Esta condición implica que el plano de montaje del sensor debe ser perpendicular a la superficie de la plancha superior de la bancada.
- Asegurar la condición estática del sistema.

- Asiente de forma adecuada en la superficie de la bancada.
- 2 guías que permitan el desplazamiento axial.
- Acople adecuado al sensor de torsión.

A continuación, se presenta en la figura 58 la simulación del modelo, con la carga de torsión aplicada en los pernos de sujeción, el ajuste fijo del en las aristas exteriores de los nervios que están en contacto con la plancha superior, simulando así la unión soldada con la bancada y la torsión aplicada por la caja reductora indicada con la letra C.

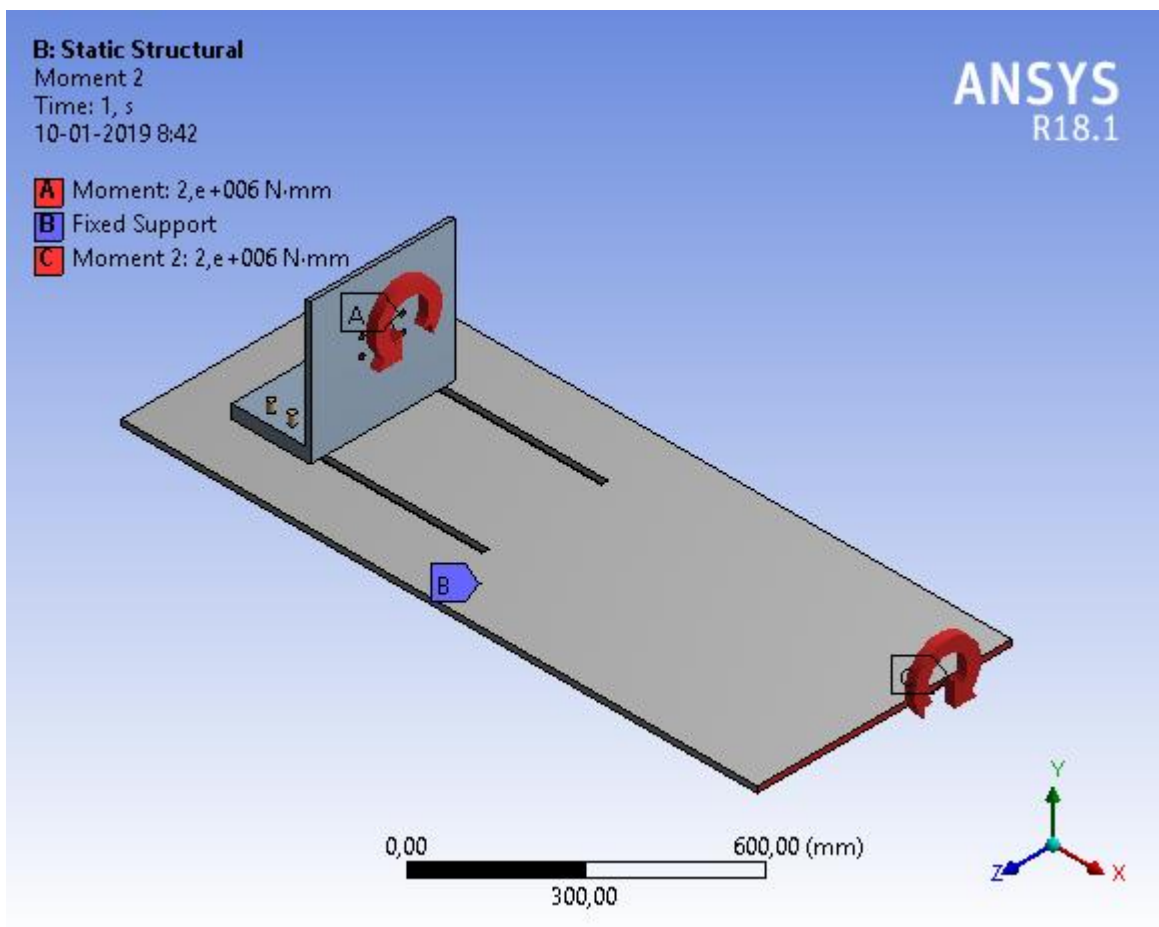


Figura 58: Diagrama de la carga torsional aplicada y su soporte fijo. Fuente: Elaboración propia.

El diseño permite sólo el desplazamiento axial a lo largo de la bancada permitiendo el ajuste de diferentes largos de las probetas de ensayo. La carga aplicada es la reacción de un momento de torsión en cada perno de sujeción del sensor de torsión. Este elemento requiere 2 piezas separadas para que

ejecute su función de resistir la carga aplicada por el reductor en una posición axial fija sobre la bancada, estas son:

- Pernos de sujeción M15, 4 unidades
- Placas de apriete, 2 una para cada riel de desplazamiento axial.

Cada placa de apriete se soldan con dos pernos de sujeción separados a la distancia acorde a los agujeros de la contrapunta, el ajuste de cada perno es por la superficie de la contra punta mediante una mariposa o tuerca de que este acorde al paso del perno seleccionado.

A continuación, en la figura 59 se presentan la distribución de esfuerzos principales sobre él elemento.

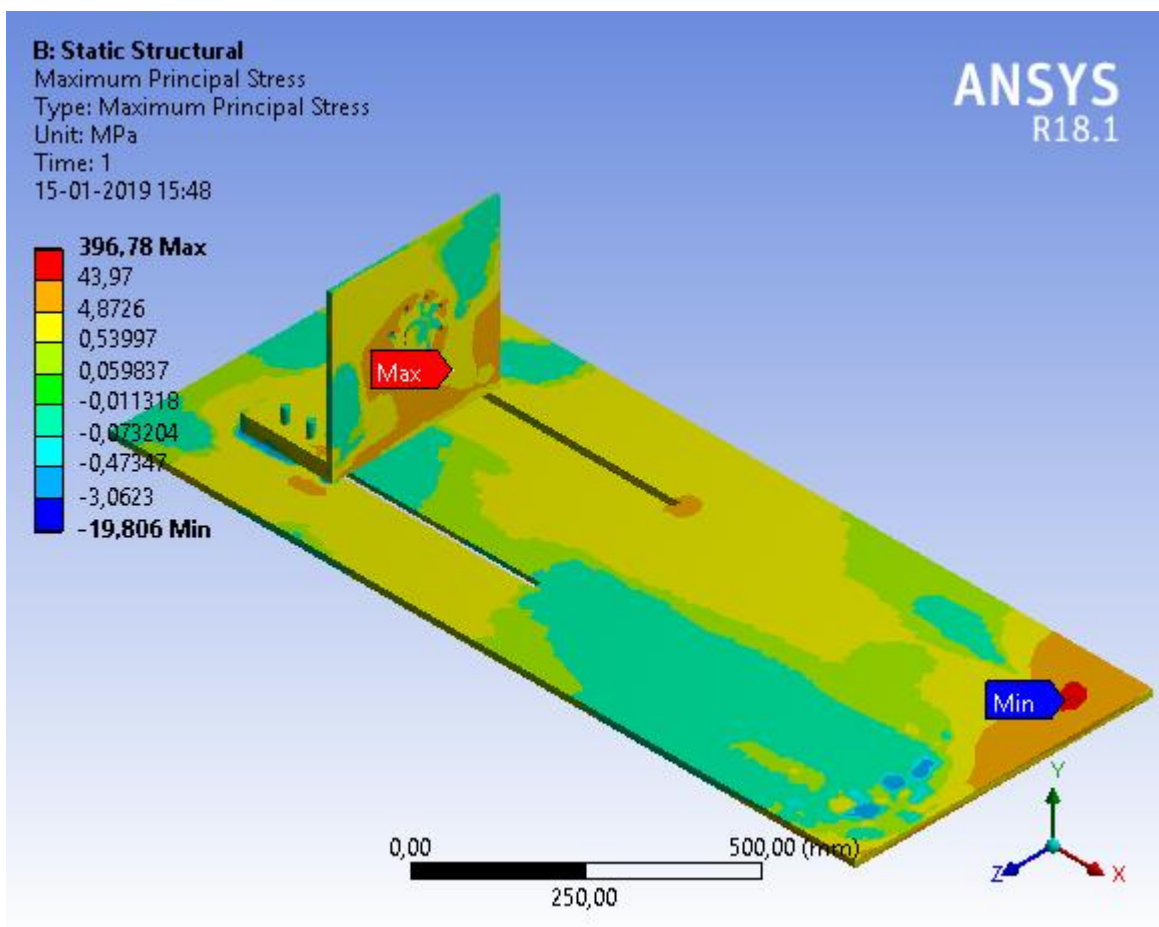


Figura 59: Distribución de esfuerzos equivalentes sobre la contrapunta. Fuente: Elaboración propia.

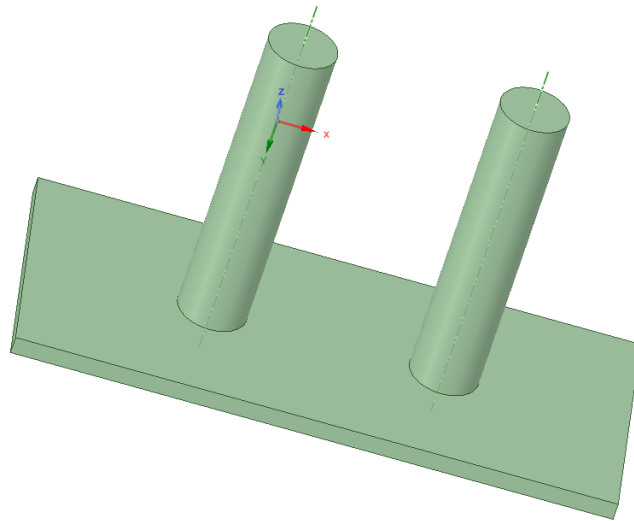
En la figura 59 se aprecia que el esfuerzo máximo se encuentra en los elementos de sujeción y su valor es de 396[MPa], los esfuerzos en la contra punta son inferiores a 75 [MPa] este resultado

permite comprender las solicitaciones mecánicas del elemento, además de proponer los siguientes materiales de fabricación:

- SAE 1010
- SAE 1020,

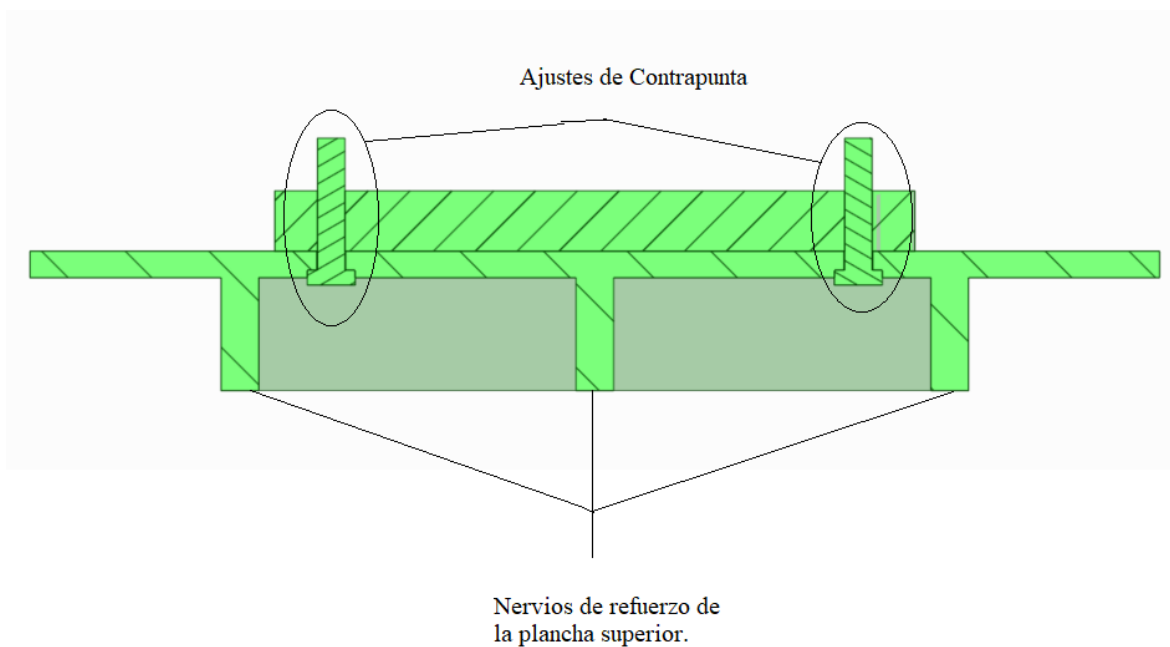
Ambos tienen un límite elástico superior a 180 [MPa], generando un factor de seguridad  $> 2$ .

Debido a los esfuerzos equivalentes en cada perno de sujeción tipo M15 se selecciona pernos de calidad ISO 10.9



*Figura 60: Elemento de ajuste. Fuente elaboración propia.*

La figura 60 muestra que los pernos de sujeción están unidos mediante soldadura E7018 a una placa inferior de dimensiones 25,4x130x8 mm, el ajuste de la contrapunta es por el extremo superior mediante una mariposa o una tuerca. El elemento de sujeción de la figura 60, asienta sobre los rieles de desplazamiento axial de la plancha superior, de esta forma al momento de sujeción del elemento de ajuste se impide su rotación, esto se indica en la figura 61 a continuación:



*Figura 61: Vista en corte del ajuste de la contrapunta que asienta en el riel. Fuente: Elaboración propia.*

En el anexo 3 se adjuntan los planos de fabricación de la pieza. La contra punta tiene una pieza adicional para aumentar la seguridad al fijarla, los planos de esta pieza se adjuntan en la figura 98 y en la figura 99 se presentan los planos de fabricación de la contrapunta.

### 3.3.9 Tratamiento superficial de los componentes del sistema de torsión

Los componentes del sistema de torsión se les aplicara una protección anticorrosiva de 300 micras, del tipo epoxi. Estas elecciones fueron tomadas por la opción presentada por el proveedor encargado de la manufactura del banco, debido a que eran las que disponían para el proceso de fabricación.

La selección de los productos a aplicar (anticorrosivo, revestimiento epoxico) y sus espesores, cumplen con la norma de tratamiento de superficies metálicas para su protección.

La plancha superficial de la bancada no contará con la pintura anticorrosiva como tratamiento superficial, en cambio se implementará una capa de aceite la cual debe ser inspeccionada semanalmente para mantenerla constante.

El color seleccionado está acorde a los utilizados institucionalmente por el Laboratorio de Tecnología Mecánica, el cual va desde tonos grises a colores crema.

### 3.3.10 Material y diámetro admisibles de probetas para ensayar en el sistema de torsión

La selección del espectro de probetas que son posibles ensayar en la máquina, tiene las siguientes restricciones:

- Torsión máxima aplicada de la máquina.  
Está dada por el torque suministrado por la caja reductora:  $1944 N \cdot m$ .
- Diámetro de agarre admisible por los platos máquina :4 a 90 mm.
- Propiedades del material metálico de la probeta de ensayo.
- Diámetro de la probeta de ensayos.

**IMPORTANTE:** Se debe respetar esta combinación de restricciones que permite definir con qué torque, diámetro y material debe tener una probeta que se pueda ensayar en la máquina de torsión.

A continuación, se genera un listado de posibles aceros a ensayar en el cual se indica su resistencia última a la tracción y su límite elástico presentado en la tabla 30

Tabla 30: Listado de propiedades mecánicas de ciertos aceros bajo en carbono, aceros de alta resistencia y baja aleaciones laminado en caliente. <sup>[20]</sup>

Material	Resistencia a la Tracción [MPa]	Limite elástico[MPa]
SAE 1010	325	180
SAE 1020	380	205
A36	400	220
A516 Grado 70	485	260
A440	435	290
A663 Grado E	520	380
A656 grado 1	655	552
SAE 4140	935	588
SAE 4340	1127	706

Al sobrepasar el punto de fluencia en la probeta de ensayos, se inicia el proceso de fractura del material. La fluencia en la probeta de ensayo inicia cuando valor del esfuerzo cortante máximo de cualquier elemento o subdivisión del material es igual al esfuerzo cortante máximo del mismo material, en esta condición el material empieza a fluir. Ahora bien, el esfuerzo cortante máximo en el material está determinado por dos teorías, en la teoría del esfuerzo cortante máximo su valor corresponde a  $\tau_{xy} = 0,5 S_y$  y en la teoría de la distorsión de Von Misses se considera a  $\tau_{xy} = 0,577 S_y$  alrededor de un 15% más que la anterior.

Por lo que en el caso de una probeta de 20 mm se calcula el torque necesario para producir la fluencia a cada uno de los materiales descritos en la tabla 30, este valor se calcula para ambas teorías, se define como Torque elástico del material, que es el valor de torsión en cual el material empieza a fluir y se tabulan los resultados obtenidos en la tabla 31 que se muestra a continuación:

Tabla 31: Torque requerido para iniciar la fluencia en probetas de 20 mm de diámetro de diferentes materiales metálicos. Fuente: Elaboración propia.

Material	Torque elástico ECM para probetas de 20 mm	Torque elástico ED para probetas de 20 mm
SAE 1010	141,4 [N · m]	163,1 [N · m]
SAE 1020	161 [N · m]	185,8 [N · m]
A36	172,8 [N · m]	199,4 [N · m]
A516 Grado 70	204,2 [N · m]	235,7 [N · m]
A440	227,8 [N · m]	262,8 [N · m]
A663 Grado E	298,5 [N · m]	344,4 [N · m]
A656 grado 1	433,5 [N · m]	500,3 [N · m]
SAE 4140	461,8 [N · m]	532,3 [N · m]
SAE 4340	554,5 [N · m]	639,9 [N · m]

Se aprecia de la tabla 34 que la caja reductora es perfectamente capaz de proporcionar el torque requerido para ocasionar la fluencia en los materiales metálicos de 20 mm de diámetro, además también se desprende que la teoría de falla de la energía de distorsión en relación con la del esfuerzo cortante máximo, presenta un enfoque más exigente de la caja reductora por lo que para asegurarnos de que el material entre en fluencia trabajaremos con los valores obtenidos de esta teoría.

Para determinar el torque de ruptura de la prueba de torsión es necesario mencionar que el diagrama de torsión-giro de la prueba es similar al diagrama de esfuerzo-deformación del ensayo de tensión, en donde el punto máximo del diagrama de torsión-giro correspondiente al punto u en la figura 93 del anexo 4 corresponde a  $T_u$

$$S_{su} = \frac{T_u \cdot \rho}{J} \quad (1)$$

Ocupando la teoría de Von Misses para calcular la torsión de ruptura para los materiales de la tabla 30 reemplazando  $S_{su} = 0,577 \cdot S_u$  se obtienen los valores de torque requerido para probetas de 20 mm de diámetro los cuales son detallados en la tabla 32 que se presenta a continuación:

Tabla 32: Torque de ruptura para cada probeta de 20 mm de diámetro de diferente material metálico. Fuente: Elaboración propia

Material	Torque de ruptura para 20 mm de diámetro
SAE 1010	294,6 [N · m]
SAE 1020	344,4 [N · m]
A36	362,5 [N · m]
A516 Grado 70	439,6 [N · m]
A440	394,3 [N · m]
A663 Grado E	471,3 [N · m]
A656 grado 1	593,7 [N · m]
SAE 4140	843,8 [N · m]
SAE 4340	1021,5 [N · m]

De la tabla 32 se desprende que el torque entregado es perfectamente capaz de llevar a la falla probetas de 20 mm de diámetro, con holgura de sollicitación de torque para la probeta de acero SAE 1020 que se estableció como un requisito de diseño del banco de torsión. Ahora bien, se calculó el diámetro máximo de las probetas a ensayar del listado de materiales de la tabla 34, calculando el torque requerido para llevarlas a la falla, obteniéndose un diámetro máximo para la probeta de ensayo para el acero SAE 4340 de 24 mm. Los valores obtenidos para diámetro de 24 mm se muestran a continuación en la tabla 33:

Tabla 33: Torque de ruptura para probetas de 24 mm de diámetro para diferentes materiales metálicos. Fuente: Elaboración propia.

Material	Torque de ruptura para 24 mm de diámetro
SAE 1010	509 [N · m]
SAE 1020	595,2 [N · m]
A36	626,5 [N · m]
A516 Grado 70	759,6 [N · m]
A440	681,3 [N · m]
A663 Grado E	814,4 [N · m]
A656 grado 1	1025,8 [N · m]
SAE 4140	1458,1 [N · m]
SAE 4340	1765,1 [N · m]

De la tabla 33 se desprende que la caja reductora adquirida es capaz de llevar a la falla las probetas de 24mm de materiales que consten con un valor de la resistencia ultima a la tracción hasta 1127[MPa].

En el anexo 1 se presenta la tabla 45 que tiene el rango de la resistencia a la tracción de todos los materiales del listado con todos los diámetros factibles de someter a ensayo.

### 3.3.11 Sistema de adquisición de datos

#### 3.3.11.1 Sistema de medición de torsión aplicada

Para la selección del sensor de torsión se realizó la siguiente tabla 34, en la cual los valores comerciales de los dispositivos presentados consideran el IVA.:

Tabla 34: Comparación de sensores para la selección del sistema de medición de torsión. Fuente: Elaboración propia.

Característica	Sensor FT03	Sensor T153	Sensor5330	Sensor 5411	Sensor 5511
Rated Output	1.5 mV/V	2 mV/V	2 mV/V	2 mV/V	2 mV/V
Voltaje de entrada	3~15 V	10 VDC o VAC	10 VDC	20 VDC	20 VDC
Sobre carga segura	150%	150%	200%	150%	150%
Tasa de muestreo del sistema de adquisición	960Hz	500Hz	2000 Hz	20000Hz	2000Hz
Exactitud del sensor	$\pm 3Nm$	$\pm 1Nm$	2,7Nm	$\pm 1,5Nm$	$\pm 0,8Nm$
Valor comercial	490.000	2.450.000	3.983.000	2.800.000D	3.080.000
Valor comercial del sistema de adquisición	147.000	720.000	1.470.000	1.470.000	1.470.000
Porcentaje del presupuesto	6,37%	31,7%	54,5%	42,7%	32,27%

Al no existir diferencias técnicas relevantes, se tomó la decisión de adquirir el de menor costo comercial para el diseño, seleccionando al proveedor Forsentek que ofrece el conjunto de dispositivos entregado en la Universidad por un valor de 637.000 CLP iva incluido.

El sistema de medición tendrá un error instrumental de los valores entregados, el cual da pie para que el alumno realice un análisis de los resultados obtenidos del ensayo. (**Máquina con fines académicos**)

### 3.3.11.2 Sistema de medición del ángulo de torsión

Para la selección del sistema de medición de rotación se realizó la siguiente tabla 35, en la cual se presentan los sensores de ángulo con sus respectivos adquisidores de datos, los valores comerciales de los dispositivos presentados consideran el IVA

Tabla 35: Comparación de sistemas de medición disponible para el ángulo de rotación del equipo. Fuente: Elaboración propia.

Característica	Calt GHH90	250-22 Bits	250-18 bits ABZ1	250-18 bits SSI1	100- V0360	250-14 bitsV0360
Resolución	0,072°	0,0001°	0,001°	0,001°	0,022°	0,022
Tasa de muestro requerida	400 Hz	Salida digital no aplica	Salida digital no aplica	Salida digital, no aplica	1,28 kHz	1,28 kHz
Precio	210.000	1.300.000	1.100.000	1.100.000	950.000	950.000
Valor adquisidor de datos	390.000	390.000	390.000	390.000	390.000	390.000
Tasa de muestro del adquisidor de datos	1MHZ	1MHz	1MHz	1MHz	1 MHz	1MHz
% del presupuesto	6%	16,9%	14%	14%	13,4%	13,4%

Se decide por trabajar con el proveedor de ZETTLEX debido a su ventaja comparativa en la medición del ángulo de rotación, ya que las mediciones se generan sobre la cara completa tanto del estátor como del rotor. En consecuencia, las discrepancias causadas por la no concentricidad en una parte del dispositivo se niegan con efectos opuestos en la parte opuesta del dispositivo. Con el fin de agregar una característica adicional a la máquina de ensayos se propuso la compra de dos sensores de rotación, uno para cada extremo de la máquina, el sensor de rotación del eje de acción de la caja reductora que es el que tienen todas las máquinas del mercado será de una resolución de  $0,001^\circ$  además podrá registrar 16 vueltas y el segundo sensor será instalado en el lado de reacción para registrar la deformación cortante  $\gamma$  tendrá una resolución de  $0,0001^\circ$ . La idea de instalar el segundo sensor de rotación es para proporcionar un segundo método para determinar la torsión aplicada sobre la probeta de ensayo.

De esta forma del banco de ensayos se obtienen dos mediciones de torsión aplicada las cuales se pueden comparar entre sí y realizar un análisis de error experimental del ensayo. (**Máquina de fines académicos**)

El valor del conjunto de sensores de rotación es de 3.090.000 *CLP IVA* incluido. En la figura 85 en el anexo las vistas constructivas de los sensores seleccionados

### 3.3.12 Apoyos simples

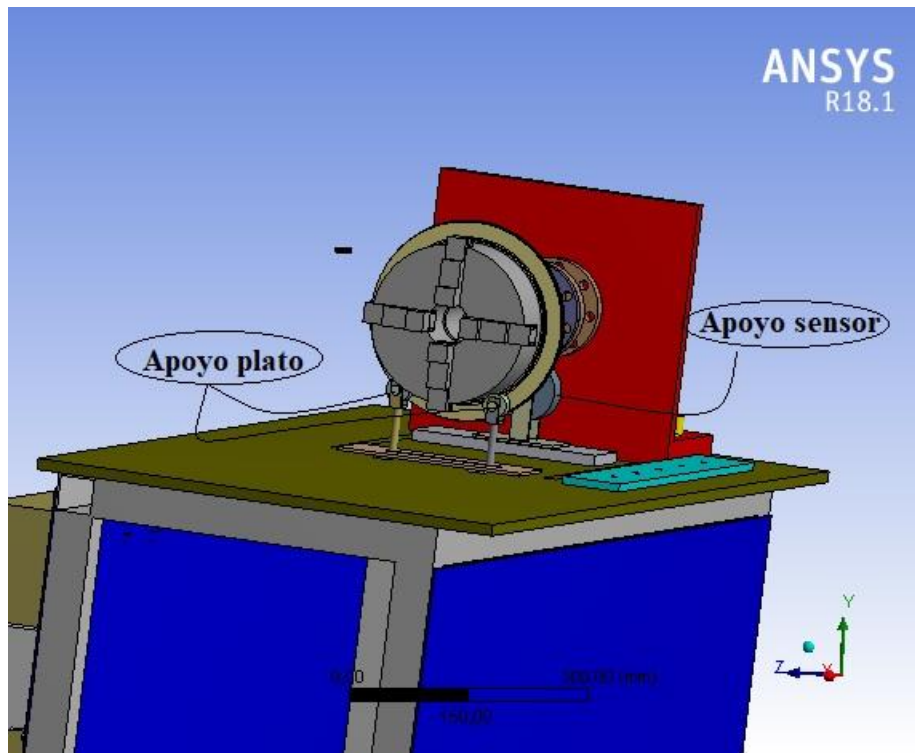


Figura 62: Vista preliminar de la instalación de los apoyos. Fuente: Elaboración propia.

El diseño que se muestra en la figura 61 contara con 2 apoyos simples, uno de estos se posiciona en el sensor de torsión para eliminar cualquier momento flector que se produzca por el peso de los mismos componentes, se escoge trabajar con el proveedor nacional Ducasse Comercial de ruedas industriales, seleccionando el modelo Fija Inox X-20 de 106 [mm] de altura para el sensor de torsión.

El apoyo del sensor es instalado sobre una placa rectangular de 14 mm de espesor de 100x300 [mm] (ver figura 87 anexo 3). En la figura 86 del anexo 3 se presenta el catálogo del proveedor en la cual se indican en amarillo las ruedas seleccionadas para el diseño de banco, siendo para el sensor de torsión una de 3”.

El apoyo instalado en el plato de torno de reacción requiere responder a las consideraciones de alineación vertical de este componente, por lo que requiere permitir ajustar la posición vertical y longitudinal del apoyo, de esta forma se alinea el plato para que este no cargue su peso en la probeta de ensayos, eliminando cualquier carga adicional sobre la probeta.

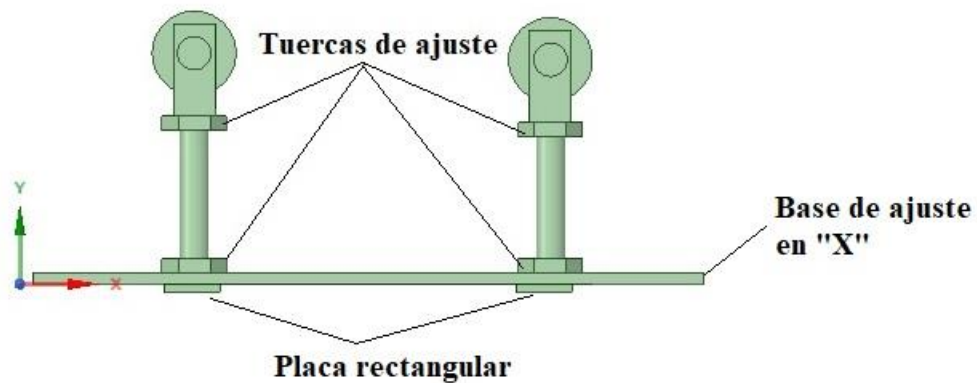


Figura 63: Alineador plato de reacción. Fuente elaboración propia.

La figura 63 representa el alineador que satisface las condiciones descritas, las tuercas inferiores permiten el ajuste en el eje X y las tuercas superiores permiten el ajuste de altura en el eje Y. El alineador tiene los siguientes componentes:

- Rodillos de diámetro exterior 30 mm, diámetro interior 10 mm y largo 20 mm
- Base de asiento del rodillo (Ver plano de fabricación en anexo 3 figura ##)
- Pasador de ajuste del rodillo tornillo M9 largo 44 mm
- Base de ajuste de posición axial de 100x240x4 mm (Anexo 3 figura ##)
- Cilindros verticales de rosca métrica 9 milímetros de diámetro y paso 1,5 mm
- Placa rectangular unida a los cilindros de 20x120x3 mm (Anexo 3 figura ##)

Los rodillos serán comprados en el proveedor Plastigen y tiene un valor comercial de 1.150 CLP IVA incluido, los planos de fabricación de los componentes se encuentran en el anexo 3.

### 3.3.13 Motor Eléctrico

El fabricante de la caja reductora dispone del motor diseñado para este modelo, lo que decide la compra, a continuación, en la figura 64 se presenta el dibujo técnico y en el anexo 3 se adjunta la ficha técnica del motor eléctrico en la figura 89.

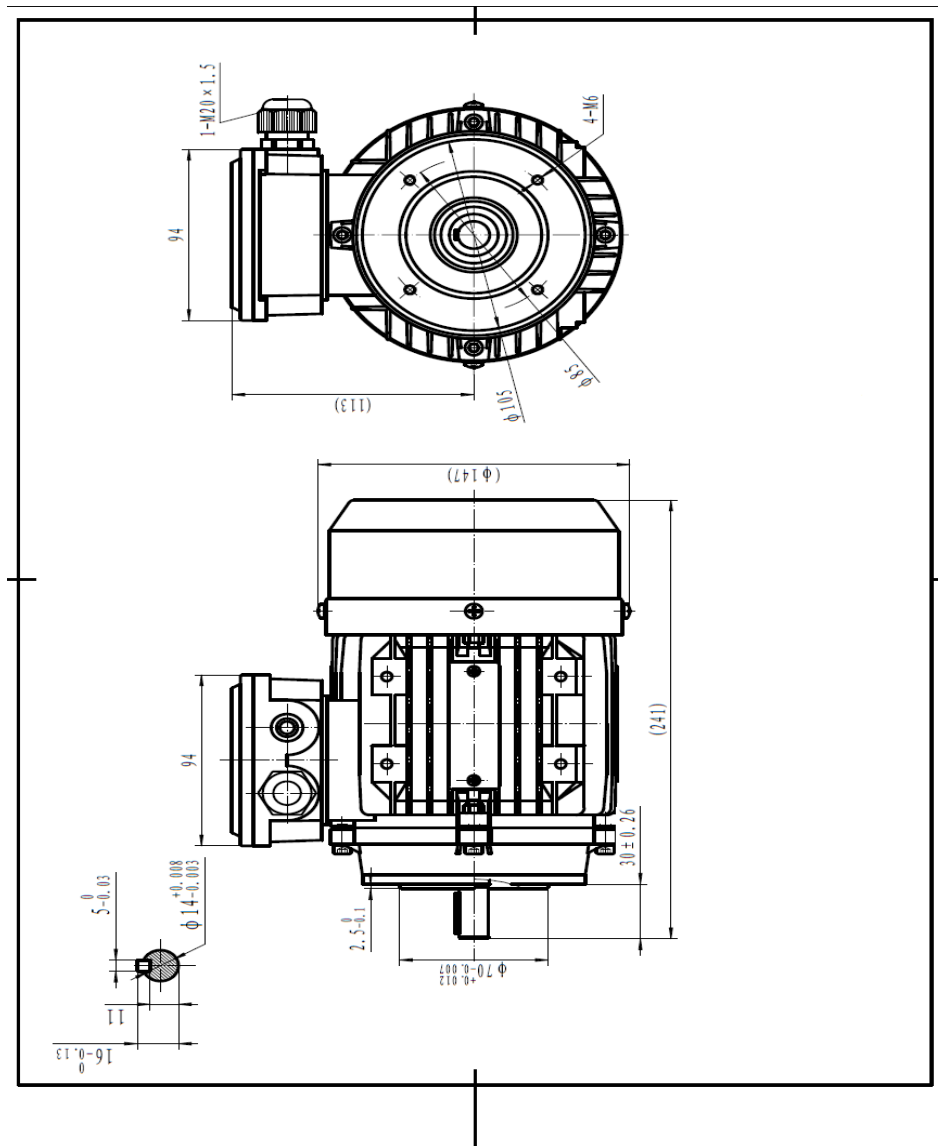


Figura 64: Dibujo técnico del motor eléctrico. <sup>[18]</sup>

### 3.3.14 Variador de Frecuencia

Se incluye un variador de frecuencia en la máquina para el control de las revoluciones de giro del motor eléctrico de la máquina de ensayos, de esta manera la velocidad de entrada de la caja reductora será una función impuesta por el variador, esto permite una carga variable de torque incremental a la salida de la caja reductora a una velocidad de giro lo suficientemente baja para simular la aplicación de la carga estática. El motor eléctrico diseñado para el modelo de la caja reductora posee alimentación trifásica, por lo que se establece el requerimiento de que el variador sea de entrada monofásica y salida trifásica, lo que permite energizar en cualquier punto del laboratorio la máquina de torsión. Se trabaja con un proveedor local y se selecciona un variador que sea una potencia 4 veces la potencia del motor a alimentar para no tener problemas de operación. A continuación, se presenta en la figura 65 el variador de frecuencia seleccionado el



Figura 65: Variador de frecuencia Mitsubishi D700 IHP.<sup>[10]</sup>

Su valor comercial es de 201.074 CLP IVA incluido.

### 3.3.15 Tablero de fuerza

La fuente de alimentación es un punto de disponible en el Laboratorio de Tecnología Mecánica que pueda suministrar 220 V a la frecuencia de la red.

Esta energiza un tablero de fuerza del cual se distribuye a los siguientes los siguientes componentes:

- Sensores de rotación
- Adquisidores de datos
- Variador de frecuencia

El tablero constara 4 enchufes de energía de 220 V, en estos se conecta:

- Variador de frecuencia
- Transformador de 24 V para los adquisidores de datos

Este transformador es una fuente de tipo swiching que ofrece el proveedor Victronics con un valor comercial de 12.000 CLP IVA incluido.

- Transformador de 12 V para los sensores de rotación.

En este caso es un transformador para cada uno, el mismo proveedor anterior dispone cada dispositivo a un valor comercial de 10.000 CLP IVA incluido.

A continuación, se presenta la imagen referencial del tablero de fuerza en la figura 66



Figura 66: Vista preliminar del tablero de fuerza. <sup>[21]</sup>

# CAPÍTULO 4

## 4. Evaluación de costos

El detalle de los costos de la alternativa desarrollada en el diseño de detalle se presenta en la tabla 36, los valores comerciales de cada producto son en CLP e incluyen IVA.

*Tabla 36: Costos de alternativa de diseño. Fuente: Elaboración propia*

Componente	Valor
Bancada	3.000.000
Eje de transmisión	127.330
Flange	261.800
Cruceta	214.200
Conexión sensor	214.200
Mordazas	1.600.000
Variador	201.074
Motor E	350.000
Tablero de fuerza	261.800
Sistema de medición de torsión	635.000
Sistema de medición de ángulos	3.090.000
Apoyos	35.336
Total	9.990.740

# CAPÍTULO 5

## 5. Conclusiones

El análisis las normas y fundamentos que se aplican en un ensayo de torsión en materiales metálicos, concluyo que la norma para determinar el módulo de corte de materiales metálicos a temperatura ambiente en una prueba de torsión simple es la ASTM E-143, definiendo el siguiente alcance sobre el diseño realizado:

- La norma no aborda los problemas de seguridad asociados con su uso. es responsabilidad del usuario de esta norma establecer prácticas apropiadas de seguridad, salud y determinar la aplicabilidad de las limitaciones regulatorias, por lo que se establece que el ensayo al aplicar una torsión en forma incremental y controlada dentro de un rango definido, con una velocidad máxima de 0,47 rpm, se definió que la prueba es de bajo riesgo.
- Los extremos de la probeta de ensayo deben sujetarse firmemente entre las mordazas para producir un estado de giro uniforme sobre la probeta.
- Las mordazas de sujeción deben asegurar una alineación.
- La longitud libre mínima entre agarres de la probeta de ensayos debe ser de 4 diámetros.
- Realizar mediciones simultaneas de torque aplicado y ángulo de rotación.
- Aplicación de carga en forma incremental a una velocidad controlada y estable dentro de un rango definido.
- Medición de torsión en un extremo fijo sin rotación.

Posterior a estos alcances de

El valor de la inversión total para la fabricación de la máquina de ensayos representa un 14% aproximadamente del costo de la máquina (Tinius Olsen). La máquina Tinius Olsen responde a una lista de atributos que va más allá de los establecidos en el trabajo, entre los cuales destacan prueba de tornillos para aplicaciones de medicina.

El costo del diseño solo considera la suma de cada componente comercial de la máquina de ensayos, sin incluir las horas de trabajo invertidas en el diseño y la adquisición de la caja de reducción.

La máquina de ensayos tiene finalmente las siguientes características:

Aplicación de Torque (Nm)	0 a 1944Nm
Min. medición de torque (Nm)	0,2 Nm
Max. medición del ángulo de torsión	16 vueltas contadas
Min. medición del ángulo de torsión (°)	0,001°
Precisión del valor de torque entregado	±5 Nm
Diámetro de la muestra en los agarres (mm)	40 – 90
Diámetro y material de ensayo admisible	Ver tabla 45
Max. Longitud de la prueba(mm)	350
Fuente de energía	220 V
Dimensiones [mm]	1500x1100x1500
Peso Kg	450
Rigidez inherente a la torsión Nm/°	41818

En el Capítulo 2 se realizó el desarrollo de la disposición de los elementos físicos del banco de torsión, determinando con el mejor concepto para este propósito (Ver figura 32 y 33).

La selección de los componentes mecánicos considera los siguientes criterios:

- Alineación.
- Ensamble entre componentes.
- Manufactura de componentes.
- Tolerancias geométricas y de fabricación.
- Protección anticorrosiva.
- Calidad de manufactura nacional,

permite determinar que la manufactura de baja complejidad para realizar localmente

La combinación de:

- Torsión aplicada
- Diámetro de las probetas
- Rango de sujeción de las mordazas seleccionadas
- Resistencia mecánica del material ensayado,

Permitió seleccionar el espectro de dimensiones y materiales metálicos de posibles probetas a ensayar, los cuales aparecen en la tabla 45 del anexo.

Las condiciones de:

- Tasa de muestro requerida
- Resolución
- Error instrumental del equipo
- Capacidad de carga del sensor de torsión
- Costo de adquisición
- Facilidad de instalación.
- Baja complejidad de uso,

Concluyó con la selección de un sistema adecuado de medición y adquisición de datos, con los equipos:

- Sensor Forsetek FT03
- Adquisidor de datos FTPD con display LCD screen
- Sensores de rotación: INC-6-250-221001-SSII-AC1-12-AN, INC-6-250-181017-SSII-AC1-12-AN
- Adquisidor de datos sensor de rotación con display LCD screen MATRIX IX350

Una recomendación para la modificación del banco de ensayos de torsión es la instalación de un mecanismo de avance automático de la contrapunta controlado por computador.

Es posible realizar mecanismos de control electrónico de carga aplicada, estableciendo límites de torsión máxima aplicar durante el ensayo y siendo controlados mediante las mediciones obtenidas por los sensores.

Para ensayar materiales diferentes a las aleaciones metálicas en el banco, es necesario investigar el tipo de ensayo requerido para determinar el módulo de corte de materiales no metálicos y comparar si los requerimientos del ensayo los satisface el banco diseñado.

# Referencias

- [1] <https://www.zwick.com/en/torsion-testing-machines/torsionline>
- [2] <http://www.babirindustries.com/>
- [3] <https://www.asiantestequipments.net/>
- [4] <http://www.henstest.com/pro-413.aspx>
- [5] INSTRON . [En línea] <http://www.instron.com.es/>.
- [6] Tinuis Olsen. Tinuis Olsen Testing Machine Company. [En línea] <https://www.tiniusolsen.com/>.
- [7] <https://sensores-de-medida.es/medicion/sensores-y-transductores/sensores-de-par-y-torsion/>
- [8] [http://www.forsentek.com/prodetail\\_236.html](http://www.forsentek.com/prodetail_236.html)
- [9] [https://www.bursteramerica.com/en\\_us/torque/](https://www.bursteramerica.com/en_us/torque/)
- [10] <https://www.interfaceforce.com/product-category/torque-transducers/>
- [11] <https://www.zettlex.com/articles/incremental-encoders-absolute-encoders/>
- [12] <http://www.beisensors.com/customer-resources/bei-choosing-the-right-sensor-technology.html>
- [13] <http://netzerprecision.com/technology/>
- [14] <http://www.china-encoder.com/index.html>
- [15] <http://www.zettlex.com>
- [16] <https://www.rhona.cl/>
- [17] <https://www.motrona.com/en/products/digital-indicators/ssi-indicators.html>
- [18] [www.transtecno.com](http://www.transtecno.com)
- [19] <http://www.bison-bial.es/>
- [20] Introducción a la ciencia e Ingeniería de los materiales, William D. Callister
- [21] [https://articulo.mercadolibre.cl/MLC-437761520-gabinete-o-tablero-electrico-ip65-40-x-30-x-20-cm-\\_JM?quantity=1](https://articulo.mercadolibre.cl/MLC-437761520-gabinete-o-tablero-electrico-ip65-40-x-30-x-20-cm-_JM?quantity=1)
- [22] P. Beer, Ferdinand, y otros. *Mécanica De Materiales*
- [23] S.Timoshenko, *Strength of Materials*, parte I, 3a. ed., D.Van Nostrand Company, Nueva York, 1955, p. 290.
- [24] Shigley, *Diseño en Ingeniería mecánica* 8a. ed.
- [25] *ANSYS Meshing User's Guide*. 2016.
- [26] *Ciencia e ingeniería de los materiales* Donald R.Askeland

## **Anexos**

## **Anexo 1: Tablas**

Tabla 37: Carta de comparación de pares para los subconjuntos de atributos. Fuente: Elaboración propia.

	Desempeño	Seguridad	Costos	Confiabilidad	Total	Peso
Desempeño	1,0	3,0	3,0	2,0	9,0	0,403
Seguridad	0,3	1,0	0,3	0,3	2,0	0,090
Costos	0,3	3,0	1,0	0,5	4,8	0,216
Confiabilidad	0,5	3,0	2,0	1,0	6,5	0,291
				Total	22,3	1

Tabla 38: Carta de comparación de pares para el desempeño de la máquina. Fuente: Elaboración propia.

	DESEMPEÑO							
	Máquina de fines Académicos	Medición Simultanea de datos	Aplicación de torque en forma incremental	Uso para un espectro de probetas	Fácil adquisición de datos para el usuario	Total	Peso	
Máquina de fines Académicos	1,0	2,0	3,0	5,0	5,0	16	0,364	
Medición Simultanea de datos	0,5	1,0	4,0	4,0	5,0	14,3	0,326	
Aplicación de torque en forma incremental	0,25	0,25	1,0	3,0	3,0	7,5	0,171	
Uso para un espectro de probetas	0,25	0,25	0,3	1,0	2	3,8	0,087	
Fácil adquisición de datos para el usuario	0,25	0,2	0,3	0,5	1,0	2,3	0,052	
						Total	44,0	1

Tabla 39: Carta de comparación de pares de los atributos del subconjunto de seguridad. Fuente: Elaboración propia

	SEGURIDAD					
	Ejecutar una prueba segura para los usuarios	Permitir la visualización del fenómeno de torsión	Sin anclaje al piso	Sistema de fijación de probetas adecuado	Puntaje	Peso
Ejecutar una prueba segura para los usuarios	1,0	3,0	4,0	2,0	10,0	0,474
Permitir la visualización del fenómeno de torsión	0,33	1,0	1,0	2,0	4,3	0,206
Sin anclaje al piso	0,25	1,0	1,0	2,0	4,3	0,202
Sistema de fijación de probetas adecuado	0,50	0,50	0,50	1,0	2,5	0,119
				Total	21,1	1,0

Tabla 40: Comparación de pares de atributos del subconjunto de costos. Fuente: Elaboración propia

	Costos			
	Bajos costos de construcción	Bajos costos de repuestos	Puntaje	Peso
Bajos costos de construcción	1,0	1,0	2,0	0,5
Bajos costos de repuestos	1,0	1,0	2,0	0,5
		Total	4,0	1,00

Tabla 41: Carta de comparación de pares de atributos del subconjunto de confiabilidad. Fuente: Elaboración propia

		Confiabilidad					
		Ejecución exitosa del ensayo	Mantenimiento no Especializado	Accesibilidad de repuestos	Fácil limpieza	Puntaje	Peso
Ejecución exitosa del ensayo	1,0	2,0	3,0	3,0	9,00	0,419	
Mantenimiento no especializado	0,5	1,0	2,0	3,0	6,50	0,302	
Accesibilidad de repuestos	0,33	0,5	1,0	2,0	3,83	0,178	
Fácil limpieza	0,33	0,33	0,5	1,0	2,17	0,101	
					Total	21,50	1,0

Tabla 42: Adquisidor de datos del Sensor Forsentek. [2]

Dimensiones	105x57x91,5 mm
Indicador	LCD
Alimentación eléctrica	24 VDC $\pm$ 5%
Consumo eléctrico	10W
Conexión con celda de carga	Conector de 4 o 6 entradas
Rango de entrada eléctrica	[-15mV, 15mV]
No linealidad	< 0,01%F.S
Sensibilidad de la entrada	$1 \mu V / d$
Tasa de muestreo	960Hz
Entradas/ Salida	1 entrada/ 2 Salidas
Puerta de comunicación	RS232
Bits	24
Salida analógica	0-5V;0-10V,4-20mA,0-20mA
Material de la envoltura	Aluminio
Peso	320g
Valor comercial	210 USD

Tabla 43: Características del adquisidor de datos de los Sensores Interface. <sup>[4]</sup>

Dimensiones	165,1x63,5x220mm
Indicador	Backlit LCD
Alimentación eléctrica	10 – 15 VDC
Consumo eléctrico	15 W
Conexión con celda de carga	Conector de 4 o 6 entradas
Rango de entrada eléctrica	[-15mV, 15mV]
No linealidad	< 0,02%F.S
Tasa de muestreo	2000Hz
Entradas/ Salida	1 entrada/ 2 Salidas
Puerta de comunicación	RS232
Salida analógica	0-5V;0-10V,4-20mA,0-20mA
Bits	14
Material de la envoltura	Aluminio
Peso	1360g
Valor comercial	2100 USD

Tabla 44: Características del adquisidor de datos para el Sensor Burster Company..<sup>[3]</sup>

Dimensiones	96x48x150mm
Indicador	LCD
Alimentación eléctrica	$\pm 10 V$
Consumo eléctrico	15 W
Conexión con celda de carga	Conector de 4 o 6 entradas
Rango de entrada eléctrica	[0 mA, 20 mA]
Tasa de muestreo	500Hz
Entradas/ Salida	1 entrada/ 2 Salidas
Puerta de comunicación	RS232
Salida analógica	$\pm 10V, 0 - 10V, 4 - 20mA, 0 - 20mA$
Bits	12
Material de la envoltura	Aluminio
Valor comercial	1000 USD

Tabla 45: Combinación de diámetros y materiales admisibles para ser ensayados por la máquina. Fuente: Elaboración propia.

Diametro en mm	Resistencia de 325 [Mpa], torsion en Nm necesaria para su fractura	Resistencia de 380 [Mpa], torsion en Nm necesaria para su fractura	Resistencia de 400 [Mpa] torsion en Nm necesaria para su fractura	Resistencia de 500 [Mpa], torsion en Nm necesaria para su fractura	Resistencia de 520 [MPa], torsion en Nm necesaria para su fractura	Resistencia de 655 [MPa], torsion en Nm necesaria para su fractura	Resistencia de 931[MPa], torsion en Nm necesaria para su fractura	Resistencia de 1127[MPa], torsion en Nm necesaria para su fractura
4	2,36	2,76	2,90	3,52	3,77	4,75	6,75	8,17
5	4,60	5,38	5,66	6,87	7,36	9,28	13,18	15,96
6	7,95	9,30	9,79	11,87	12,73	16,03	22,78	27,58
7	12,63	14,77	15,54	18,85	20,21	25,45	36,18	43,79
8	18,85	22,04	23,20	28,13	30,16	37,99	54,00	65,37
9	26,84	31,38	33,04	40,06	42,95	54,10	76,89	93,08
10	36,82	43,05	45,32	54,95	58,91	74,21	105,48	127,68
11	49,01	57,30	60,32	73,14	78,41	98,77	140,39	169,94
12	63,63	74,39	78,31	94,95	101,80	128,23	182,26	220,63
13	80,89	94,58	99,56	120,72	129,43	163,03	231,73	280,52
14	101,04	118,13	124,35	150,78	161,66	203,63	289,43	350,36
15	124,27	145,30	152,95	185,45	198,83	250,45	355,98	430,93
16	150,82	176,34	185,62	225,06	241,31	303,95	432,03	522,99
17	180,90	211,51	222,64	269,96	289,44	364,58	518,21	627,30
18	214,74	251,08	264,29	320,45	343,58	432,78	615,14	744,64
19	252,55	295,29	310,83	376,88	404,08	508,99	723,46	875,77
20	294,56	344,41	362,54	439,58	471,30	593,66	843,81	1021,46
21	340,99	398,70	419,69	508,87	545,59	687,23	976,82	1182,46
22	392,06	458,41	482,54	585,08	627,30	790,16	1123,11	1359,56
23	447,99	523,81	551,38	668,55	716,79	902,88	1283,33	1553,51
24	509,01	595,15	626,47	759,59	814,41	1025,84	1458,11	1765,08
25	575,32	672,68	708,09	858,55	920,51	1159,49	1648,07	
26	647,16	756,67	796,50	965,76	1035,45	1304,27	1853,85	
27	724,74	847,38	891,98	1081,53	1159,58	1460,62		
28	808,28	945,07	994,81	1206,21	1293,25	1629,00		
29	898,01	1049,99	1105,25	1340,11	1436,82	1809,84		
30	994,15	1162,39	1223,57	1483,58	1590,64			
31	1096,92	1282,55	1350,05	1636,94	1755,07			
32	1206,53	1410,71	1484,96	1800,52	1930,45			
33	1323,22	1547,15	1628,57					
34	1447,19	1692,10	1781,16					
35	1578,68	1845,84	1942,99					
36	1717,89							
37	1865,07							

**Anexo2: Fichas técnicas de máquinas de ensayos y dispositivos  
de medición**

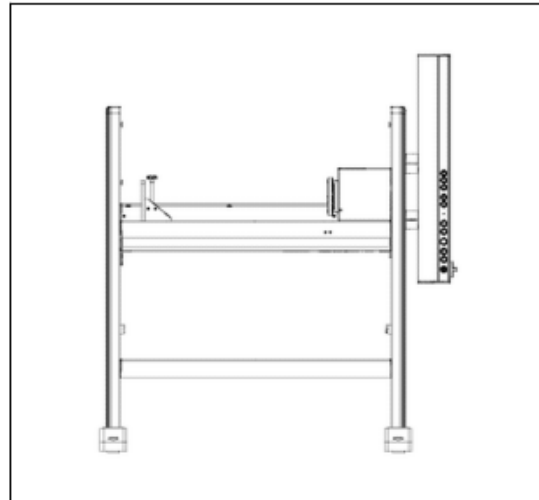
## Product Information

### TorsionLine TL 020 / TL 200 / TL 500 Torsion Testing Machines

CIA: 118031 117571



TorsionLine torsion testing machine with testControl II



Drawing: TorsionLine with testControl II

#### Range of application

TorsionLine TL020, TL200 and TL500 torsion testing machines are used to test torsional influence on materials and components. The torsion testing axis is horizontally orientated.

#### Main areas of use

- Main areas of use
- Plastics
- Metallic materials, e.g. reverse torsion test on wire, EN 2002-13
- Medical engineering products, e.g. metal bone-screws, ISO 6475
- Fasteners and connectors
- Bolts/screws in general
- Composites
- Drive shafts
- Motor/engine bearings

#### Advantages and Features

- Maximum stiffness ensures very accurate high rotation angle measurement resolution over the whole torque range.
- High resolution of high rotation angle measurement resolution

- Use of maintenance-free AC servo drives
- Operation with standard PC or laptop (no additional interface card required) and testXpert® II testing software
- Designed for production, quality assurance, and research and development
- Maximum flexibility in handling and operation thanks to state-of-the-art software control
- Safety device with electrical interlock (CE compliant)
- Zwick's comprehensive range of optional accessories
- Mechanical overload protection for small torque transducers during specimen installation
- Large test speed range for high specimen throughput
- Optional static weight loading unit (tensile and compression) for application of axial forces up to max. 500 N

Figura 67: Detalles técnicos de la máquina ZWICK/ROELL.<sup>[1]</sup>

## Product Information

### TorsionLine TL 020 / TL 200 / TL 500 Torsion Testing Machines

Type	TL 020	TL 200	TL 500	
Item No.	1026875	1026878	1026879	
<b>Load frame</b>				
Grip-to-grip separation with universal flanges (without specimen grips)	max. 680	max. 680	max. 680	mm
Torque (left/right)	20	200	500	Nm
Diameter of specimens/specimen holders	max. 200	max. 200	max. 200	mm
Finish	RAL 7011 and RAL 7038	RAL 7011 and RAL 7038	RAL 7011 and RAL 7038	
Ambient temperature	+10 to +35	+10 to +35	+10 to +35	°C
Relative humidity (non-condensing)	20 to 90	20 to 90	20 to 90	%
Noise level	70	70	70	dB(A)
Torsion inherent stiffness	> 1000	> 1000	> 1000	Nm/°
Axial frictional force during carriage travel (without torsion load)	approx. 4	approx. 4	approx. 4	N
Overall height with safety device	1775	1775	1775	mm
Overall width with safety cover	1475	1475	1475	mm
Overall depth	650	650	650	mm
Height of test axis	adjustable	adjustable	adjustable	
Safety device	electrically inter-locked	electrically inter-locked	electrically inter-locked	
Torque transducer anti-rotation device	manually operated, electrically monitored	manually operated, electrically monitored	manually operated, electrically monitored	
Weight with electronics, safety cover, torque transducer	185	188	188	kg
Grip-to-grip separation with 4-jaw chuck	max. 510	max. 510	max. 510	mm
<b>Drive</b>				
Rotational speed				
in revolutions	0.0005 to 180	0.0005 to 90	0.0005 to 50	r.p.m
in degrees	0.072 to 64800	0.036 to 32400	0.036 to 18000	°/min
Angle resolution of drive	3.29	1.89	0.92	arcsec/digit
Positioning repeat accuracy (w/o reversal of direction)				
at 1000 °/min	≤20	≤10	≤10	arc-seconds
Play at zero torque crossing	< 1	< 1	< 1	arc-minutes
<b>Electrical supply data</b>				
Electrical power supply	230 (1 Ph/N/PE)	400 (3 Ph/N/PE)	400 (3 Ph/N/PE)	V
Power consumption	2.2	5	5	kVA
Frequency	50/60	50/60	50/60	Hz

Figura 68: Ficha técnica máquina de ensayos ZWICK/ROELL. <sup>(1)</sup>

## DIGITAL TORSION TESTING MACHINE (Model : DI-E)

- Suitable for Torsion and twist tests on various metal rods and flats.
- Torque measurement by torque cell.
- One range with a high resolution throughout the range.
- Geared motor to apply the torque to specimen through gear box
- Measurement of Angle of Twist by Rotary Encoder.
- Display of Torque and Angle of twist on LCD display provided on Data Acquisition System.
- Facility for connecting the DAS Panel to PC
- Accuracy of torque measurement  $\pm 1\%$  in the range from 4% to 100% of machine capacity.

Sr. No.	Specifications	MTT-E-100 Nm	MTT-E-200 Nm	MTT-E-500 Nm	MTT-E-1000 Nm	MTT-E-2000 Nm	MTT-E-3000 Nm
1	Max. torque capacity (Nm)	100	200	500	1000	2000	3000
2	Torque Resolution (Nm)	0.01	0.02	0.05	0.1	0.2	0.2
3	Angle of twist (Degree)	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1
4	Torsion speed and direction	1.5 RPM	1.5 RPM	1.5 RPM	1.5 RPM	1.5 RPM	1.5 RPM
		Reverse	Reverse	Reverse	Reverse	Reverse	Reverse
5	Distance between grips (mm)	0 – 400	0 – 450	0 – 500	0 – 600	0 – 1000	0 – 1500
6	Grips for round bar of dia (mm)	4 – 8	7 – 10	10 – 17	10 – 18	20 – 30	25 – 35
		8 – 12	10 – 15	17 – 24	18 – 26	30 – 40	35 – 45
			15 – 20	24 – 30	26 – 34	40 – 50	45 – 55
7	Grips for flat bars	2 – 8	3 – 10	5 – 12	5 – 15	10 – 20	15 – 25
	thickness	25	30	40	50	60	70
	Width						
8	3 Ph, 440V,	0.5	0.5	1	1	2	2
	50 Hz, AC						
	Motor HP Approx						

PROVISION TO CONDUCT TEST SLOWLY BY A HANDLE WHICH FACILITATES FINDING MODULUS OF RIGIDITY “G”

### OPTIONAL ACCESSORY :

Special comprehensive software for Torsion test to give Torque vs Angle of Twist graph and also to calculate various parameters like Torsional Shear Strength, Modulus of Rigidity, etc.

Figura 69: Información técnica máquina BABIR INDUSTRIES. <sup>[2]</sup>

## DIGITAL TORSION TESTING MACHINE



- Suitable for Torsion and twist tests on various metal rods and flats.
- Torque measurement by torque cell.
- One range with a high resolution throughout the range.
- Geared motor to apply the torque to specimen through gear box
- Measurement of Angle of Twist by digital indicator.
- Display of Torque and Angle of twist on LED display provided on Data Acquisition System.
- Accuracy of torque measurement  $\pm 1\%$  in the range from 4% to 100% of machine capacity.

Sr.No.	Specifications	ATE/TTM/500NM	ATE/TTM/1000NM
1	Max. torque capacity (Nm)	500	1000
2	Least Count	0.05	0.01
4	Torsion speed	0.5 RPM	0.5 RPM
5	Clearance Between Grips	0 – 500	0 – 600
6	Grips for round specimens (mm)	10 – 17 17 – 24 24 – 30	10 – 18 18 – 26 26 – 34
7	Grip for flat specimens (mm)	5 – 12 40	5 – 15 50
	Motor (400-440V, 3 Phase & 50Hz)	0.5 HP	1.0 HP

Figura 70: Información técnica de la máquina ASIAN TEST EQUIPMENT. <sup>[3]</sup>

### Main Applications:

This kind of testing machine is used for the torsion test for all kinds of materials, by imposing a torque.

There are two testing methods:

**Automatic testing:** Turn the hand wheel until the test rod breaks. The testing machine will automatically test the yield torque M1 and the maximum torque M2.

**Manual testing:** choose the test angles and torques of any 9 points during the testing period and record them.

Able to retrieve or print latest testing results after the test.

It is mainly suitable for materials labs of scientific research department, colleges or universities and industrial enterprises to test the mechanical properties of materials under torsion condition.



### Main Technical Specifications:

Item Names	Specifications
Max. test torque (N.m)	200
Min. reading of torque (N.m)	0.02
Torque measurement range (N.m)	20-200
Max. reading of torsion angle ( $\phi$ )	9999.95
Min. reading of torsion angle ( $\phi$ )	0.5
Relative error of torque indications	$\leq 1.0\%$
Relative repeatability error of torque indications	$\leq 0.0\%$
Diameter of specimen (mm)	10
Max. testing space (mm)	255
Working voltage (V)	AC 220V 10%

Figura 71: Información técnica máquina TIME GROUP INC.<sup>[4]</sup>

## MT MicroTorsion Series | Low-Capacity Torsion Testing Systems

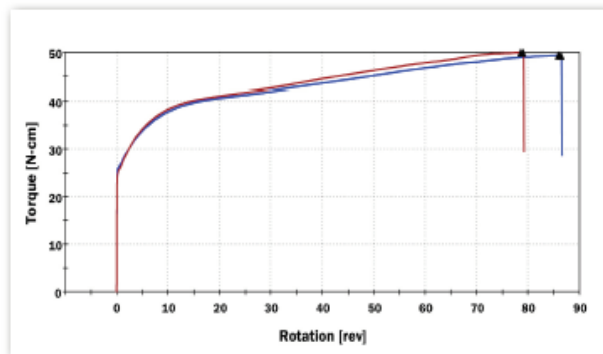
The preferred solution for low-force torsion testing and component in-service simulation, the MT MicroTorsion systems are available in two standard models with force capacities up to 225 N-m (2,000 lbf-in). The compact design requires minimal lab space and offers superior frame stiffness and alignment. Packaged with Instron high-performance control electronics, the MT Series provides highly accurate test data and control for testing a product portfolio that includes wire, fasteners, switches, and springs used in the biomedical, automotive, and aerospace industries. The system includes an integrated guard and safety control system that meets the stringent requirements for the European CE mark.

### Features and Benefits

- Dual linear slide design offers high-torsional stiffness and low-axial friction
- Adjustable crosshead locking system allows crosshead to be free-floating or fixed
- Torque cells available from 0.225 - 225 N-m (2 - 2,000 lbf-in) provide superior accuracy and zeroing capability
- Comprehensive torsion testing software provides graphical data plots and performs a wide range of calculations on torque and angle data
- Productivity panel with multiple function keys and displays allows the operator to perform common testing functions and view key test information without returning to the computer
- Torque cell protection device prevents damage to low-capacity torque cells during test setup
- Safety features:
  - Interlocked enclosure protects the operator from the rotating drive by preventing testing when the guard is open
  - When in manual adjustment mode, speed is limited to 5 rpm
- Optional preload assembly provides constant axial force in compression or tension

### Application Range

- Biomedical
- Bone screws, syringes, needles, luer locks, fine wire, tools, insulin pens, and tubing
- Automotive/Aerospace
- Switches, torsion springs, wire, components, and fasteners



Plot of Torque vs. Rotation when testing to ASTM A938

### Standards

- ASTM: A938, F543 (except Annex A4)
- ISO: 594, 7864, 7886-1, 6475
- CE Compliant

Figura 72: Información técnica de la máquina INSTRON.

## Specifications

		MT1		MT2	
Torque Capacity		N-m lbf-in	22.5 200	225 2,000	
Maximum Test Opening	E1	mm in	470 18.5	419 16.5	
	E3	mm in	775 30.5	720 28.5	
Maximum Test Speed		RPM	120	60	
Maximum Rotations		CW or CCW	15,000	15,000	
Rotation Resolution		arc-min	0.171	0.168	
Maximum Frame Deflection		arc-min	1	1	
Load Weighing Accuracy			±0.5% of Reading Down to 1/250th of Torque Cell Capacity	±0.5% of Reading Down to 1/250th of Torque Cell Capacity	
Maximum Backlash		arc-min	6	10	
Axial Preload <sup>1</sup>		N lbf	Up to 44.5 10	Up to 44.5 10	
Voltage Options	D1		100-120 VAC, 1 Ph, 50/60 Hz, 10 Amp	200-230 VAC, 3 Ph, 50/60 Hz, 20 Amp	
	D2		200-240 VAC, 1 Ph, 50/60 Hz, 10 Amp		
	D4			380-460 VAC, 3 Ph, 50/60 Hz, 15 Amp	
Machine Dimensions <sup>2</sup>	E1	mm in	819 × 650 × 650 32.25 × 25.625 × 25.625	1130 × 764 × 711 44.5 × 30 × 28	
	E3	mm in	1124 × 650 × 650 44.25 × 25.625 × 25.625	1435 × 764 × 711 56.5 × 30 × 28	
Weight (Machine Only)	E1	kg's lbs	90 198	181 400	
	E3	kg's lbs	110 243	220 485	

### Notes:

1. Weight supplied is 4.54 kg (10 lbs). Actual tension or compression load on specimen does not correspond to the weight used due to linear guide and pulley friction.
2. Includes clearance above and behind the frame to open guard door. Also includes feet height. Does not include clearance to mount optional axial preload assembly.

## Frame Options

		MT1		MT2	
Axial Alignment Fixture		IP-MT1-G1		NA	
Torque Cell Protection Device		Included		IP-MT2-G1	
Linear Guide Covers	E1	IP-MT1-H2A <sup>1</sup>		IP-MT2-HTA <sup>3</sup>	
	E3	IP-MT1-H2C <sup>2</sup>		IP-MT2-H2C <sup>4</sup>	
Axial Preload Assembly		IP-MT1-J1		IP-MT2-J1	

### Notes:

1. Reduces horizontal opening by 65 mm (2.5 in)
2. Reduces horizontal opening by 90 mm (3.5 in)
3. Reduces horizontal opening by 40 mm (1.5 in)
4. Reduces horizontal opening by 65 mm (2.5 in)

## Torque Cells



	MT1	MT2
225 N-m (2,000 lbf-in)	-	W-5510-T1
22.5 N-m (200 lbf-in)	W-5510-T2	W-5510-T2 <sup>1</sup>
2.25 N-m (20 lbf-in)	W-5510-T3	W-5510-T3 <sup>1</sup>
0.225 N-m (2 lbf-in)	W-5510-T4	W-5510-T4 <sup>1</sup>

### Notes:

1. Requires IP-MT2-G1 (purchase separately)

Figura 73: Información técnica de la máquina INSTRON.

TECHNICAL SPECIFICATIONS						
Capacity	In.lbf or kgf.cm	10,000	60,000	120,000	200,000	300,000
	N.m	1000	6000	12,000	20,000	30,000
Mounting		Bench	Floor	Floor	Floor	Floor
Maximum specimen diameter	In	1.5	3	3	5	5
	mm	38	76	76	127	127
Maximum specimen length	In	18	72	60	84	90
	mm	457	1829	1524	2134	2286
Test speed	degrees per min	5-360	5-180	5-180	5-180	5-180
Weight (net)	lb	1100	6200	7625	9050	13,500
	kg	500	2800	3500	4100	6130
Dimensions (LxDxH)	In	62 x 25 x 29	148 x 36 x 78	176 x 45 x 78	204 x 52 x 81	220 x 64 x 84
	mm	1570 x 630 x 730	3760 x 900 x 1980	4470 x 1140 x 1980	5180 x 1320 x 2050	5590 x 1620 x 2130

SPECIFICATIONS	
Torque measurement accuracy	+/- 0.5% of Indicated torque from 0.2% to 100% capacity
Position measurement accuracy	+/- 0.1% of reading or 0.05°, whichever is greater
Speed accuracy	+/- 0.1% of set speed
Operating temperature range	32-100°F (0-38°C)
Storage temperature range	14-115°F (-10-45°C)
Humidity range	10% to 90% non-condensing, wet bulb method
Power	Standard optional voltages 220/240VAC, 50-60Hz; power must be free of spikes and surges exceeding 10% of the nominal voltage

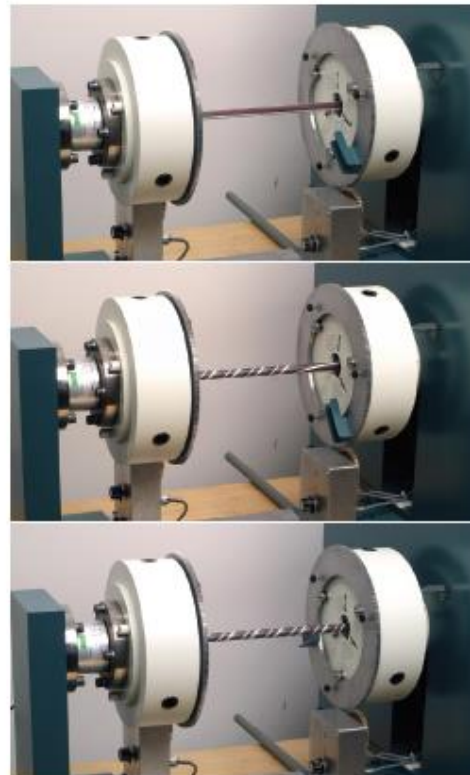
Specifications subject to change without notice



Samples are easily mounted in the patented bidirectional grips.

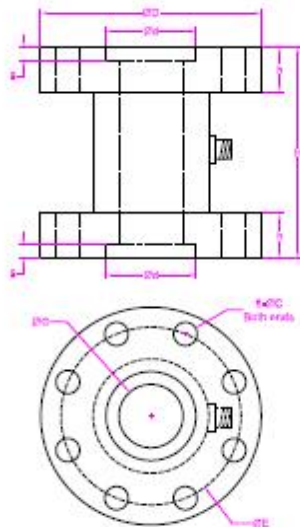
## OPTIONAL FEATURES

- Torsional pickups can be fitted directly to the sample for exact measurement of the angle of twist.



Top to bottom: A test in progress on the 10,000in.lbf model with a painted sample rod of steel.

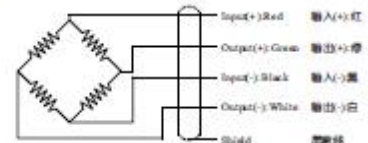
Figura 74: Información técnica máquina TINIUS OLSEN.



Ordering code  
**FT03-500NM**

Model Capacity

Wiring Diagram/接线图



Dimensions in "mm"

Capacity(NM)	D	d	H	h	C	E	G
200~1000	98	40	95	20	10.5	80	20
2k/3k/5k	125	50	95	20	12.5	105	40
10k	190	100	160	30	19	160	30

--- Specifications / 规格参数 ---

Capacity/量程	200/300/500/1k/2k/3k/5k/10k NM		
Rated Output 额定输出	1.5 mV/V	Compensated Temp. 温度补偿范围	-10...+40°C
Excitation 激励电压	3~15V	Operating Temp. 工作温度范围	-20...+60°C
Zero Balance 零点输出	±2% of R.O.	Temp. Shift Zero 零点温度漂移	±0.01% of R.O./°C
Non linearity 非线性	±0.25% of R.O.	Temp. Shift Span 灵敏度温度漂移	±0.01% of R.O./°C
Hysteresis 滞后	±0.25% of R.O.	Input Resistance 输入阻抗	700±30Ω
Non repeatability 非重复性	±0.1% of R.O.	Output Resistance 输出阻抗	700±5Ω
Creep(30min) 蠕变	±0.1% of R.O.	Insulation Resistance 绝缘阻抗	>5000MΩ(50V)
Safe Overload 安全过载	150% of F.S.	Ingress Protection 防护等级	IP62
Ultimate Overload 极限过载	200% of F.S.	Material of Element 弹性体材料	Alloy steel 合金钢
Cable 导线	Ø5.5*3000mm 4-core shielded cable Ø5.5*3000mm 4芯屏蔽线		
R.O.=Rated Output/额定输出 F.S.=Full Scale/满量程			

• Subject to change without notice / 如有更改不另行通知

Forsentek Co., Limited •Web: [www.forsentek.com](http://www.forsentek.com) •Email: [sales@forsentek.com](mailto:sales@forsentek.com)

Figura 75: Ficha técnica sensor FT03 marca Forsentek.

## FATIGUE RATED FLANGE COUPLED REACTION TORQUE SENSOR T150, T153, T155, T156, T157



- **High torsional stiffness**
- **Fatigue rated**
- **0.1% accuracy**
- **Capacities 1K to 1000K lb-in**
- **SAE 4340 Alloy Steel**
- **Supplied with mating connector**

SensorData's T150 Series of fatigue rated flange coupled torque sensors is designed for use during life testing and "test-to-failure" of drive-line components and where there is a small degree of angular rotation or reciprocating motion involved. The T150 Series with inherent low-end measurement capability can be installed at the driver or absorber end of the measurement chain. Each flange face is provided with a pilot diameter to assist installation. AC carrier or DC strain gage signal conditioning electronics can be used with the T150 Series. Interconnecting cable assemblies are available as an option. In-house calibration of the T150 Series with SensorData's electronics will be provided free of charge or with customer-supplied electronics for a fee.

### SPECIFICATIONS

(SUBJECT TO CHANGE WITHOUT NOTICE)

Rated Capacity	1K, 2K, 5K, 10K, 20K, 50K, 100K, 200K, 500K, 1000K lb-in
Nonlinearity	0.10% of rated output
Hysteresis	0.10% of rated output
Nonrepeatability	0.05% of rated output
Rated Output, typical	2.00 mV/V
Zero Balance	+/-1% of rated output
Temperature Range, operating	-65 to +200 F
Temperature Range, compensated	+70 to +170 F
Temperature Effect on Output	0.002% of load/F
Temperature Effect on Zero	0.002% of rated output/F
Bridge Resistance, typical	350 ohms
Excitation Voltage, bridge, typical	10 VDC or VAC rms
Excitation Voltage, bridge, maximum <sup>(1)</sup>	20 VDC or VAC rms
Insulation Resistance, bridge to case	>5000 megohms at 50 VDC
Maximum Load, safe <sup>(2)</sup>	150%
Maximum Load, ultimate <sup>(3)</sup>	300%
Torsional Stiffness, typical	See table next page
Extraneous Loads, maximum	See table next page
Number of Bridges	1
Weight	Consult factory
Construction	SAE 4340 Alloy Steel

Figura 76: Ficha técnica del sensor T150 de la marca Burster Company.

## 5330 HOLLOW FLANGE REACTION TORQUE TRANSDUCER (US & METRIC)

### FEATURES & BENEFITS

- High torsional stiffness
- Extraneous load resistance
- Compact size
- Large thru-hole

### SPECIFICATIONS

ACCURACY – (MAX ERROR)		
Nonlinearity – %FS		±0.1
Hysteresis – %FS		±0.25
Non-repeatability – %RO		±0.05
TEMPERATURE		
Effect on Output – % / °F – MAX		±0.002
Effect on Zero – %RO / °F – MAX		±0.002
Compensated Range	°F	+75 to +175
	°C	+24 to +80
Operating Range	°F	-65 to +225
	°C	-54 to +107
ELECTRICAL		
Rated Output – mV/V (Nominal)	60 - 6K lbf-in	1.0
	6.78 - 678 Nm	
	10K - 100K lbf-in	2.0
	1.13K - 11.3K Nm	
Bridge Resistance – Ohm (Nominal)	60 - 1.2K lbf-in	350
	6.78 - 136 Nm	
	3K - 100K lbf-in	700
	339 - 11.3K Nm	
Excitation Voltage – VDC MAX		10
MECHANICAL		
Calibration		CW & CCW
Safe Overload – %CAP		200
Material	60 - 120 lbf-in	Aluminum
	6.78 - 13.6 Nm	
	240 - 100K lbf-in	Stainless steel
	27.1 - 11.3K Nm	

### STANDARD CONFIGURATION



MODEL 5330 (Shown)

### PERFORMANCE PARAMETERS

CAPACITY		MAX THRUST LOAD		MAX BENDING MOMENT	
lbf-in	Nm	lbf	N	lbf-in	Nm
60	6.78	100	445	50	5.65
120	13.6	120	534	60	6.78
240	27.1	240	1.07K	120	13.6
600	67.8	600	2.67K	300	33.9
1.2K	136	1.2K	5.34K	600	67.8
3K	339	3K	13.3K	1.5K	169
6K	678	6K	26.7K	3K	339
10K	1.13K	2.5K	11.1K	2.25K	254
20K	2.26K	5K	22.2K	4.5K	508
50K	5.65K	10K	44.5K	10K	1.13K
100K	11.3K	20K	89K	20K	2.26K

Figura 77: Ficha técnica de sensor Interface 5330.

## Model 5400 Solid Flange Reaction Torque Transducer

- Capacities from 1K to 500K lb-in
- Metric capabilities from 110 to 55K Nm
- High torsional stiffness
- Flange mount
- Low deflection
- Metric models have mounting holes sized for metric fasteners



### SPECIFICATIONS

PARAMETERS	MODEL				
	5410	5411	5412	5413	5414
	CAPACITY				
Capacity (lb-in)	1K, 2K, 5K	10K, 20K	50K, 100K	200K	300K, 500K
(Nm)	110, 220, 550	1.1k, 2.2k	5.5k, 11k	22k	33k, 55k
ACCURACY - (MAX ERROR)					
Nonlinearity-% FS	±0.1	±0.1	±0.1	±0.1	±0.1
Combined Error-% FS	±0.1	±0.1	±0.1	±0.1	±0.1
Nonrepeatability-% RO	±0.02	±0.02	±0.02	±0.02	±0.02
TEMPERATURE					
Compensated Range-°F	+70 to +170	+70 to +170	+70 to +170	+70 to +170	+70 to +170
Compensated Range-°C	+21 to +77	+21 to +77	+21 to +77	+21 to +77	+21 to +77
Operating Range-°F	-65 to +200	-65 to +200	-65 to +200	-65 to +200	-65 to +200
Operating Range-°C	-54 to +93	-54 to +93	-54 to +93	-54 to +93	-54 to +93
Effect on Zero-%RO/°F-MAX	±0.002	±0.002	±0.002	±0.002	±0.002
Effect on Zero-%RO/°C-MAX	±0.004	±0.004	±0.004	±0.004	±0.004
Effect on Output-%/°F-MAX	±0.002	±0.002	±0.002	±0.002	±0.002
Effect on Output-%/°C-MAX	±0.004	±0.004	±0.004	±0.004	±0.004
ELECTRICAL					
Rated Output-mV/V (Nominal)	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0
Excitation Voltage-VDC MAX	20	20	20	20	20
Bridge Resistance-Ohm (Nominal)	350	350	350	350	350
Electrical Connection	MS3102E-14S-5P	MS3102E-14S-5P	MS3102E-14S-5P	MS3102E-14S-5P	MS3102E-14S-5P
MECHANICAL					
Safe Overload-% CAP	±150	±150	±150	±150	±150
Deflection at Capacity-rad	.005	.004	.006, .005	.006	.005
Overhung Moment-lb-in MAX	500, 1K, 2K	5K, 10K	24K, 50K	90K	150K, 200K
Side load-lbf MAX	1K, 1.5K, 2K	4K, 6.5K	12K, 20K	30K	42K, 55K
Axial load-lbf MAX	1.5K, 2K, 3K	6K, 10K	18K, 30K	40K	60K, 80K

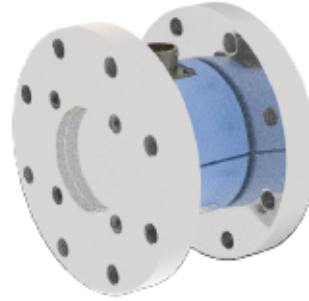
Figura 78: Ficha técnica sensor Interface 5411.

## 5500 CALIBRATION GRADE REACTION TORQUE TRANSDUCER (US & METRIC)

### FEATURES & BENEFITS

- Capacities from 2K to 300K lbf-in (220 to 33K Nm)
- High torsional stiffness
- Flange to Flange Mounting
- Low deflection
- Low Overhang Moment Sensitivity
- Low Axial Force Sensitivity

### STANDARD CONFIGURATION



MODEL 5500 (Shown)

### SPECIFICATIONS

PARAMETERS	MODEL									
	5510		5511		5512		5513		5514	
	CAPACITY									
	U.S. (lbf-in)	Metric (Nm)	U.S. (lbf-in)	Metric (Nm)	U.S. (lbf-in)	Metric (Nm)	U.S. (lbf-in)	Metric (Nm)	U.S. (lbf-in)	Metric (Nm)
	2K, 5K	220, 550	10K, 20K	1.1K, 2.2K	50K, 100K	5.5K, 11K	200K	22K	300K	33K
ACCURACY – (MAX ERROR)										
Nonlinearity – %FS	±0.05		±0.05		±0.05		±0.05		±0.05	
Hysteresis – %FS	±0.04		±0.04		±0.04		±0.04		±0.04	
Non-repeatability – %RO	±0.01		±0.01		±0.01		±0.01		±0.01	
TEMPERATURE										
Compensated Range	°F	+50 to +150	+50 to +150	+50 to +150	+50 to +150	+50 to +150	+50 to +150	+50 to +150	+50 to +150	+50 to +150
	°C	+10 to +65	+10 to +65	+10 to +65	+10 to +65	+10 to +65	+10 to +65	+10 to +65	+10 to +65	+10 to +65
Operating Range	°F	-65 to +200	-65 to +200	-65 to +200	-65 to +200	-65 to +200	-65 to +200	-65 to +200	-65 to +200	-65 to +200
	°C	-54 to +93	-54 to +93	-54 to +93	-54 to +93	-54 to +93	-54 to +93	-54 to +93	-54 to +93	-54 to +93
Effect on Zero – %RO MAX	°F	±0.0008	±0.0008	±0.0008	±0.0008	±0.0008	±0.0008	±0.0008	±0.0008	±0.0008
	°C	±0.0015	±0.0015	±0.0015	±0.0015	±0.0015	±0.0015	±0.0015	±0.0015	±0.0015
Effect on Output – % MAX	°F	±0.001	±0.001	±0.001	±0.001	±0.001	±0.001	±0.001	±0.001	±0.001
	°C	±0.002	±0.002	±0.002	±0.002	±0.002	±0.002	±0.002	±0.002	±0.002
ELECTRICAL										
Rated Output – mV/V (Nominal)	2.0		2.0		2.0		2.0		2.0	
Excitation Voltage – VDC MAX	20		20		20		20		20	
Bridge Resistance – Ohm (Nominal)	700		700		700		700		700	
Electrical Connection	PT02E-12-8P		PT02E-12-8P		PT02E-12-8P		PT02E-12-8P		PT02E-12-8P	
MECHANICAL										
Safe Overload – %CAP	±150		±150		±150		±150		±150	
Deflection at Capacity – rad	0.005		0.004		0.006, 0.005		0.006		0.005	
Overhang Moment MAX	U.S. (lbf-in)	1K, 2K	5K, 10K	24K, 50K	90K	150K				
	Metric (Nm)	113, 226	565, 1.13K	2.71K, 5.65K	10.2K	16.9K				
Side Load MAX	U.S. (lbf)	1.5K, 2K	4K, 6.5K	12K, 20K	30K	42K				
	Metric (kN)	6.67, 8.9	17.8, 28.9	53.4, 89	133	187				
Axial Load MAX	U.S. (lbf)	2K, 3K	6K, 10K	18K, 30K	40K	60K				
	Metric (kN)	8.9	26.7, 44.5	80.1, 133	178	267				
Material	Alloy steel		Alloy steel		Alloy steel		Alloy steel		Alloy steel	

7418 East Helm Drive • Scottsdale, Arizona 85260 • 480.948.5555 • www.interfaceforce.com

*Figura 79: Ficha técnica sensor de torsión marca Interface modelo 5511.*

## TS19 SHORT HOLLOW FLANGE STYLE REACTION TORQUE TRANSDUCER (US & METRIC)

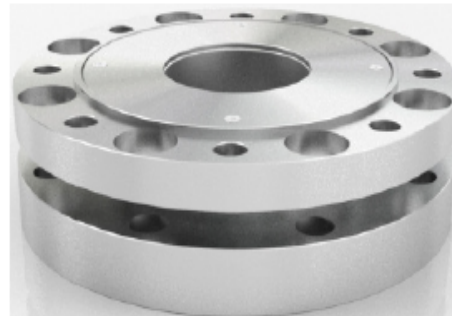
### FEATURES & BENEFITS

- Capacities from 50 to 10K Nm (443 to 88.5K lbf-in)
- Short, rugged, compact design
- Both ends with flange
- Thru-Hole

### SPECIFICATIONS

ACCURACY – (MAX ERROR)		
Combined Error – %FS	± 0.1	
Non-repeatability – %	± 0.02	
TEMPERATURE		
Effect on Zero – %RO/ °C	±0.02	
Effect on Output – % / °C	±0.01	
Rated Range – °C	-5 to +45	
Operating Range – °C	-15 to +55	
ELECTRICAL		
Output–mV/V	50 Nm	0.5
	443 lbf-in	
	100 - 10K Nm	1.0
	885 - 88.5K lbf-in	
Excitation Voltage – VDC MAX	12	
Bridge Resistance – Ohm	2,000	
Electrical Connection	7-Pin Binder 712	
MECHANICAL		
Safe Overload – %RO	150	
Safe Overhung Moment – %FS	50	
Material	Alloy steel	
Protection Level	IP54	

### STANDARD CONFIGURATION



Model TS19 (shown)

### OPTIONS

- 100% Control Signal (Internal shunt cal)
- High accuracy to 0.05% FS
- A2LA accredited calibration
- Mating cable (straighter or right angle)
- Extended temperature range

### PERFORMANCE PARAMETERS

CAPACITY		SPRING RATE	MOMENT OF INERTIA – (Kg•m <sup>2</sup> )		MAX THRUST LOAD		MAX SHEAR LOAD		FASTENER TORQUE		FASTENER QUALITY CLASS
Nm	lbf-in	NM/rad	Drive Side	Test Side	N	lbf	N	lbf	Nm	lbf-in	
50	443	2.00E+05	1.10EE-03	4.00E-04	600	135	280	62.9	14	124	10.9
100	885	2.00E+05	1.10EE-03	4.00E-04	600	135	280	62.9	14	124	10.9
200	1.77K	3.60E+05	2.50E-03	1.00E-03	920	207	400	89.9	35	310	10.9
500	4.43K	1.2E+06	7.40E-03	3.40E-03	2100	472	620	139	120	1.06K	10.9
1K	8.85K	2.10E+06	7.40E-03	3.40E-03	2800	629	1200	270	120	1.06K	10.9
2K	17.7K	6.20E+06	1.60E-02	9.10E-03	3800	854	1900	427	190	1.68K	10.9
5K	44.3K	1.30E+07	6.50E-02	4.20E-02	6600	1.48K	5200	1.17K	490	4.34K	12.9
10K	88.5K	2.60E+07	6.50E-02	4.20E-02	8100	1.82K	9000	2.02K	490	4.34K	12.9

Figura 80: Ficha técnica sensor marca Interface modelo TS19.

## Hollow shaft incremental rotary encoder- GHH90 series

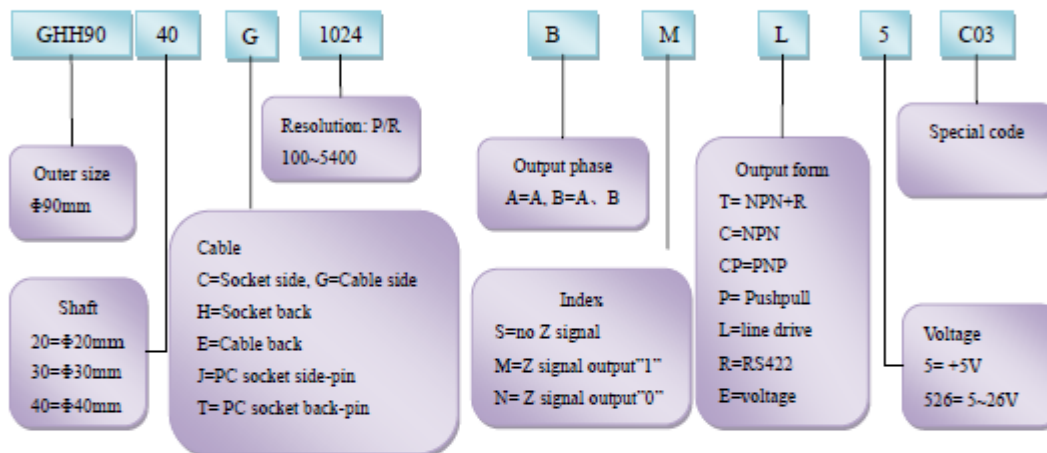
### Application & Features:

-Used in automatic control, measurement, robot X-Y working platform, printing and packaging.

-Internal ASIC devices, high reliability, long life, strong anti-interference. more solid metal housing could anti-shock. Outlet end metal interface sets of waterproof protection.



### Model



### Electrical spec:

Output circuit	Open-collector output	Voltage output	Push-pull complementary outputs	driver
Supply voltage	5~30V	5~30V	5±0.25 5~30V	5±0.25 5~30V
Current consumption	≤80mA	≤80mA	≤80mA	≤150mA
Load current	40mA	40mA	40mA	60mA
Output high	Min Vcc*70%	Min Vcc-2.5V	Min Vcc-1.5V	Min 3.4V
Output low	MAX 0.4V	MAX 0.4V	MAX 0.8V	MAX 0.4V
Rise time Tr	MAX 1us	MAX 1us	MAX 1us	MAX 200ns
Fall time Tf	MAX 1us	MAX 1us	MAX 1us	MAX 200ns
Highest frequency response	300kHz	300kHz	300kHz	300kHz

### Mechanical spec:

Max speed r/min	Starting torque	Axis maximum load	Impact	Anti-vibration
6000	<0.05Nm	Radial 25 N Axial 15N	50G/11ms	10G 10-2000Hz
Moment inertia	Work Temperature	Storage Temperature	Protection Degree	Weight
4 x 10 <sup>-8</sup> kgm <sup>2</sup>	-40~85°C	-40~85°C	IP50	650g

## Measurement & Electrical Data for A/B/Z Pulses Comms Interfaces - Product Option ABZ1-6

	INC-x-75	INC-x-90	INC-x-100	INC-x-125	INC-x-150	INC-x-175	INC-x-200	INC-x-225	INC-x-250	INC-x-300	
Measurement	Incremental with reference mark. Position of reference mark programmable by user.										
Resolution (101001 Product Option)	10bits	1,024counts per rev	1265.6arc-seconds	6144micro-radians	256pulses per rev						
Resolution (121001 Product Option)	12bits	4,096counts per rev	316.4arc-seconds	1536micro-radians	1024pulses per rev						
Resolution (141001 Product Option)	14bits	16,384counts per rev	79.1arc-seconds	384micro-radians	4,096pulses per rev						
Resolution (161001 Product Option)	16bits	65,536counts per rev	19.77arc-seconds	96micro-radians	16,384pulses per rev						
Resolution (181001 Product Option)	18bits	262,144counts per rev	4.94arc-seconds	24micro-radians	65,536pulses per rev						
Resolution (191001 Product Option)	19bits	524,288counts per rev	2.47arc-seconds	12micro-radians	131,072pulses per rev						
Repeatability	+/-1										count
Static Accuracy over 360 <sup>0</sup>	≤125	≤98	≤80	≤65	≤50	≤50	≤50	≤45	≤40	≤38	arc-seconds
Static Accuracy over 360 <sup>0</sup>	≤0.61	≤0.48	≤0.39	≤0.32	≤0.24	≤0.24	≤0.24	≤0.22	≤0.20	≤0.19	milliradians
Internal Position Update Period	<0.1										millisecond
Thermal Drift Coefficient	≤1										ppm/K Full-Scale
Max. Speed for Angle Measurement	10, 12 or 14bits = 6,000r.p.m.		16bits = 3,600r.p.m.		18bits = 900r.p.m.		19bits = 450r.p.m.				
Max. Physical Speed	10,000										r.p.m.
Data Outputs	A/B pulses with Z pulse ref. Z position settable from connector/cable. Z pulse width selectable by Product Option/ Part Number.										
Power Supply	5VDC±10% or 12VDC (8-32VDC) or 24VDC (8-32VDC)										VDC
Current Consumption	<150 (does not vary significantly with supply voltage)										milliAmp
Reverse Polarity	PSU Reverse polarity protected to max. supply voltage										VDC
Connector (AC1 & RFCx Product Options)	Harwin Data Mate Vertical Plug 10 Way, Jack Screw Sockets Type M80-500-10-42 or M80-510-10-42 or M80-540-10-42 For alternative connectors such as integral cable or military shell type contact Zettlex										
Mating Connector (AC1 & RFCx)	Harwin Data Mate Vertical Socket Type M80-461-10-42 (alternative M80-461-10-05)										
Z Position Setting	Via Connector Pin or Integral Cable - see details for set and reset in relevant Section for Connector, Cable or Comms Interface										
Power Up Time To 1st Measurement	<120										millisecond

Figura 82: Ficha técnica del sensor marca ZETTLER modelo ABZ1 INC-250.

## Measurement & Elec. Data for all Digital Comms Interfaces - Product Options SSI1-9, SPI, ASI1, ASI2 & BiSS-C

	INC-x-75	INC-x-90	INC-x-100	INC-x-125	INC-x-150	INC-x-175	INC-x-200	INC-x-225	INC-x-250	INC-x-300	
Measurement	Absolute over 360degrees. Note this is true absolute - no motion required at start up										
Resolution (101001 Product Option)	10bits	1,024counts per rev	1265.6arc-secs	6144micro-rads							
Resolution (121001 Product Option)	12bits	4,096counts per rev	316.4arc-secs	1536micro-rads							
Resolution (141001 Product Option)	14bits	16,384counts per rev	79.1arc-secs	384micro-rads							
Resolution (161001 Product Option)	16bits	65,536counts per rev	19.77arc-secs	96micro-rads							
Resolution (181001 Product Option)	18bits	262,144counts per rev	4.94arc-secs	24micro-rads							
Resolution (191001 Product Option)	19bits	524,288counts per rev	2.47arc-secs	12micro-rads							
Resolution (201001 Product Option)	20bits	1,048,576counts per rev	1.24arc-secs	6micro-rads							
Resolution (211001 Product Option)	21bits	2,097,152counts per rev	0.62arc-secs	3micro-rads							
Resolution (221001 Product Option)	n/a	n/a	n/a	n/a	22bits	4,194,304counts per rev	0.31arc-secs	1.5micro-rads			
Repeatability	+/-1										count
Static Accuracy over 360°	≤125	≤98	≤80	≤65	≤50	≤50	≤50	≤45	≤40	≤38	arc-seconds
Static Accuracy over 360°	≤0.61	≤0.48	≤0.39	≤0.32	≤0.24	≤0.24	≤0.24	≤0.22	≤0.20	≤0.19	milliradians
Internal Position Update Period	<0.1										millisecond
Thermal Drift Coefficient	≤0.50										ppm/K Full-Scale
Max. Speed for Angle Measurement	9,000	7,200	7,200	5,760	4,965	4,500	4,500	4,500	4,500	4,500	r.p.m.
Max. Physical Speed	10,000										r.p.m.
Data Outputs	RS422 Compatible, supports SSI (Serial Synchronous Interface), asynchronous serial interface, SPI or BiSS-C										
Power Supply	5VDC(4.5-32VDC) or 12VDC (4.5-32VDC) or 24VDC (4.5-32VDC)										VDC
Current Consumption	<100 (typically <75 and does not change significantly with voltage supply)										milliAmp
Reverse Polarity	PSU Reverse polarity protected to max. supply voltage										VDC
Connector (AC1 & RFCx Product Options)	Harwin Data Mate Vertical Plug 10 Way with 2 Jack Screws Type M80-500-10-42 or M80-510-10-42 or M80-540-10-42 For alternative connectors such as integral cable or military shell type contact Zettlex										
Mating Connector (AC1 & RFCx)	Harwin Data Mate Vertical Socket Type M80-461-10-42 (alternative M80-461-10-05)										
Zero Setting	Via Connector Pin or Integral Cable - see details for set and reset in relevant Section for Connector, Cable or Comms Interface										
Power Up Time To 1st Measurement	<100										millisecond

Figura 83: Ficha técnica del sensor marca ZETTLER modelo INC-250-SSI.

## Measurement & Electrical Data for Analogue Voltage Comms Interfaces - Product Options V0360, W3601 etc.

	INC-x-75	INC-x-90	INC-x-100	INC-x-125	INC-x-150	INC-x-175	INC-x-200	INC-x-225	INC-x-250	INC-x-300	
Span (Product Option -0360)	360° measured clockwise										
<i>Default setting unless specified</i>	<i>If required range is other than a factory ranges - use this code and set requirements at installation using set/reset</i>										
Span (Product Option -3601)	360° measured counter-clockwise										
Span (Product Option -0270)	270° measured clockwise.										
Span (Product Option -2701)	270° measured counter-clockwise										
Span (Product Option -0180)	180° measured clockwise										
Span (Product Option -1801)	180° measured counter-clockwise										
Span (Product Option -0090)	90° measured clockwise										
Span (Product Option -0901)	90° measured counter-clockwise										
Resolution (Product Option 141001)	≤0.0061% of Span (in Spans of 45 to 360°)					≥16384steps over Span (in Spans of 45 to 360°)					
Repeatability	≤0.0061% of Span (in Spans of 45 to 360°)					±1step over Span (in Spans of 45 to 360°)					
Linearity over Full-Scale	≤0.05	≤0.05	≤0.05	≤0.05	≤0.05	≤0.05	≤0.05	≤0.05	≤0.05	≤0.05	% of 10V
Position Update Period	≤1.0										millisecond
Thermal Drift Coefficient	≤70										ppm/K full-scale
Max. Physical Speed	10,000										r.p.m.
Output Signal	0.5 to 4.5VDC		0.5 to 5.0VDC		0.5 to 9.5VDC		0.5 to 10.0VDC				
Output Load	5kOhm min.										
Power Supply	11.5 to 32										VDC
Current Consumption	<100 (typically 75 and does not change significantly with voltage supply)										milliAmp
Reverse Polarity	PSU Reverse polarity protected to max. supply voltage										VDC
Connector (AC1 & RFCx Product Options)	Harwin Data Mate Vertical Plug 10 Way, Jack Screw Sockets Type M80-500-10-42; M80-510-10-42 or M80-540-10-42. For alternative connectors such as integral cable or military shell type contact Zettlex										
Mating Connector	Harwin Data Mate Vertical Socket Type M80-461-10-42 (alternative M80-461-10-05)										
Zero, Direction & Span Setting	Via Connector Pin or Integral Cable - see details for set and reset in relevant Section for Connector, Cable or Comms Interface										
Power Up Time To 1st Measurement	<100										millisecond

Figura 84: Ficha técnica sensor INC-250-V0360.

## **Anexo 3: Detalles técnicos del diseño**

### Input data

System of measurement		Metric
Input type		Coupling for electric motor
Input speed	[rpm]	1400
Output speed	[rpm]	0.47
Ratio (i=)		3000
Frequency	[Hz]	50
Input options		IEC
Requested input power	[kW]	0.25
Service factor		0.8
Thermal power	[kW]	0.17

### Output data

#### Gear unit CMM 063/130 U 3000 71B14 B3 UB1

Type		CMM - Combination worm gearboxes
Size		063/130
Ratio (i=)		3000
Gearbox ratio		50.00
Pre-stage ratio		60.00
Input flange		B14
Mounting position		B3
Input speed	[rpm]	1400
Output speed	[rpm]	0.47
Rated output torque	[Nm]	1944.11
Service Factor		0.8
Efficiency		0.38

#### Gear unit configuration

Output shaft		Hollow output shaft
Fixing		Universal
Mounting position		B3
Mounting execution		UB1

#### Output radial and axial loads

Output radial load	[N]	13600
--------------------	-----	-------

#### Electric motor coupling

Size		711-4
Poles n.		4
Power	[kW]	0.25

Figura 85: información técnica del reductor. <sup>[18]</sup>

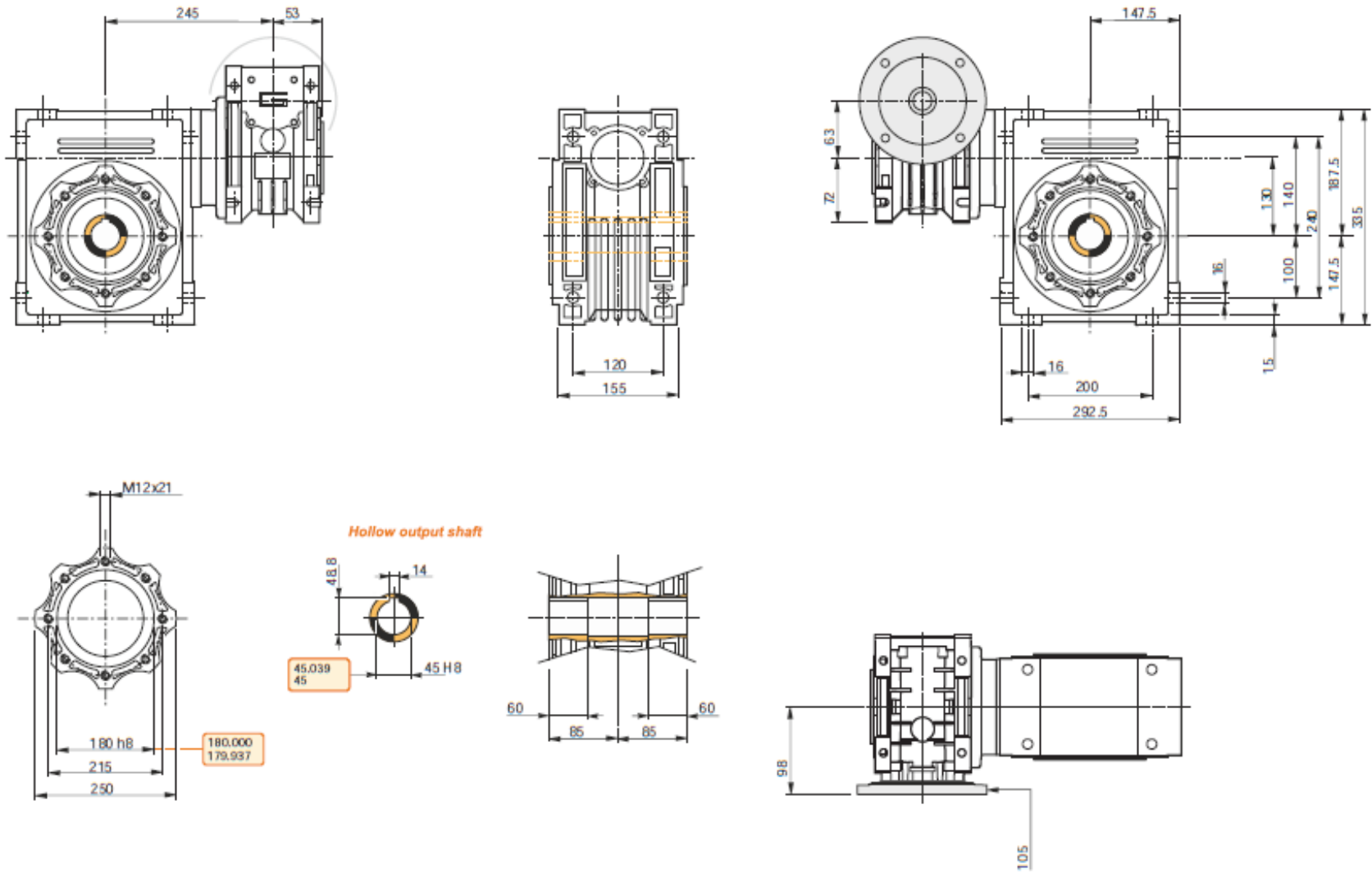


Figura 86: Planos del reductor. <sup>[18]</sup>





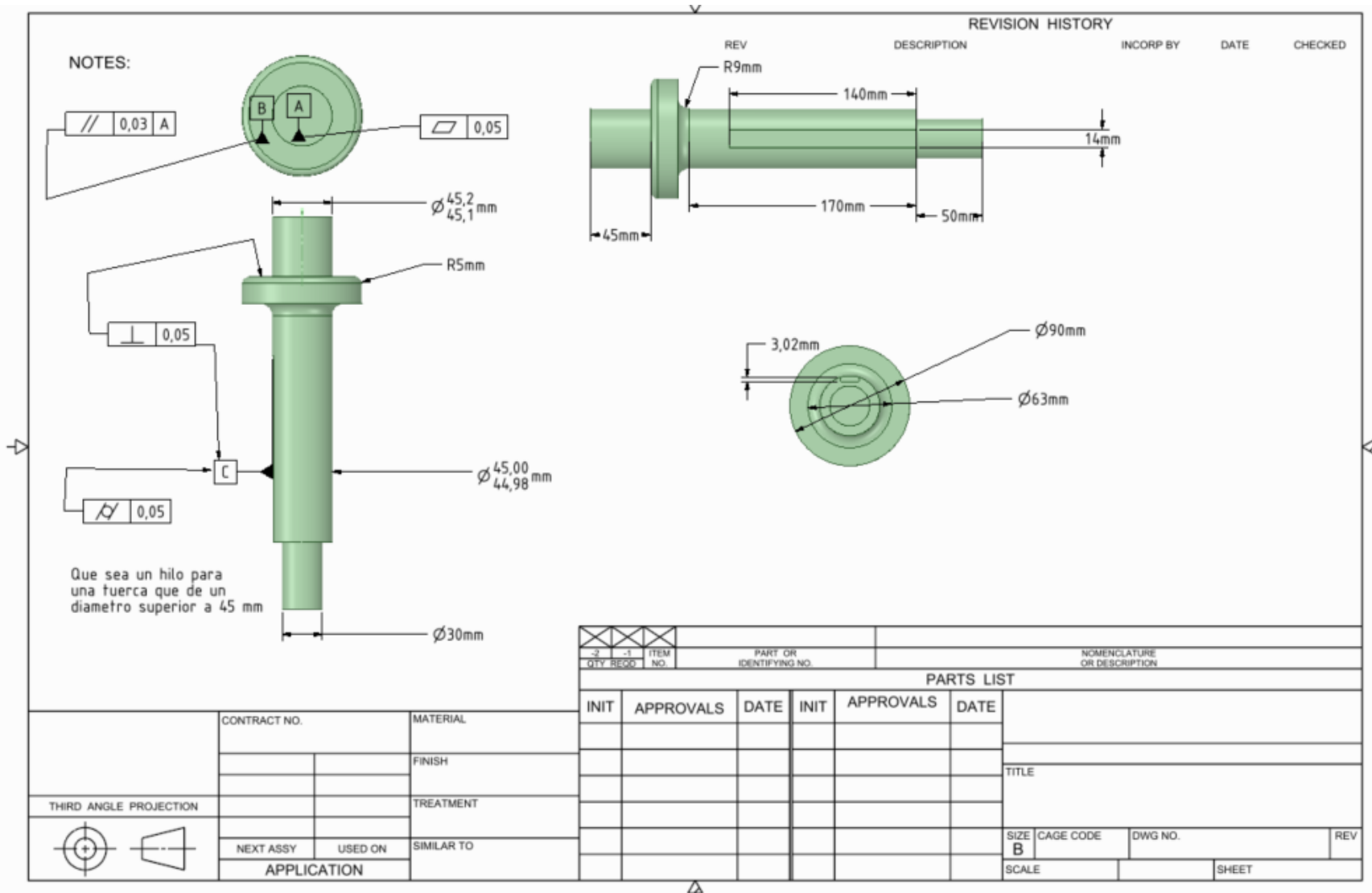


Figura 89: Planos de fabricación de la segunda parte del eje. Fuente: Elaboración propia.

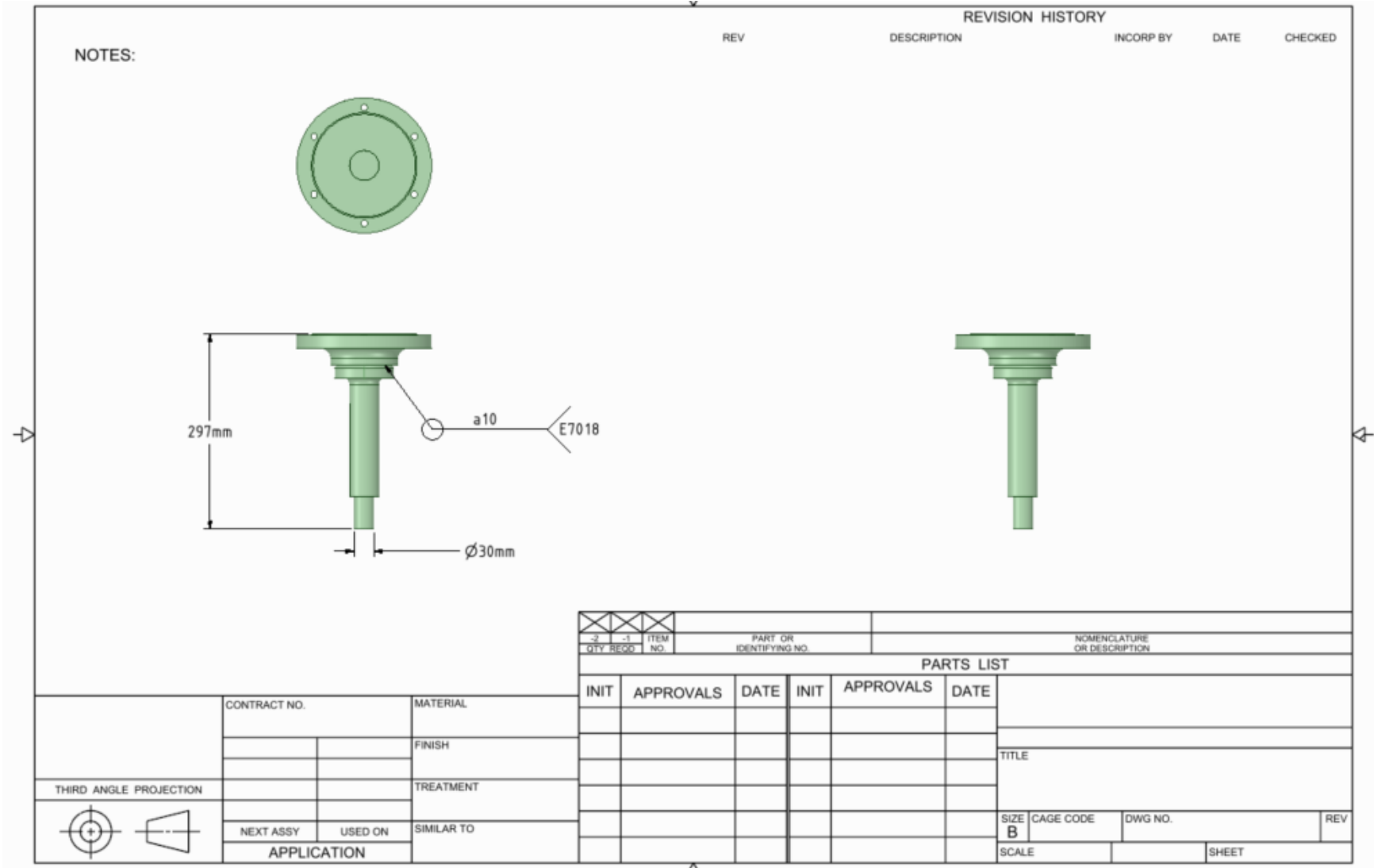


Figura 90: Planos de fabricación eje ensamblado. Fuente: Elaboración propia.

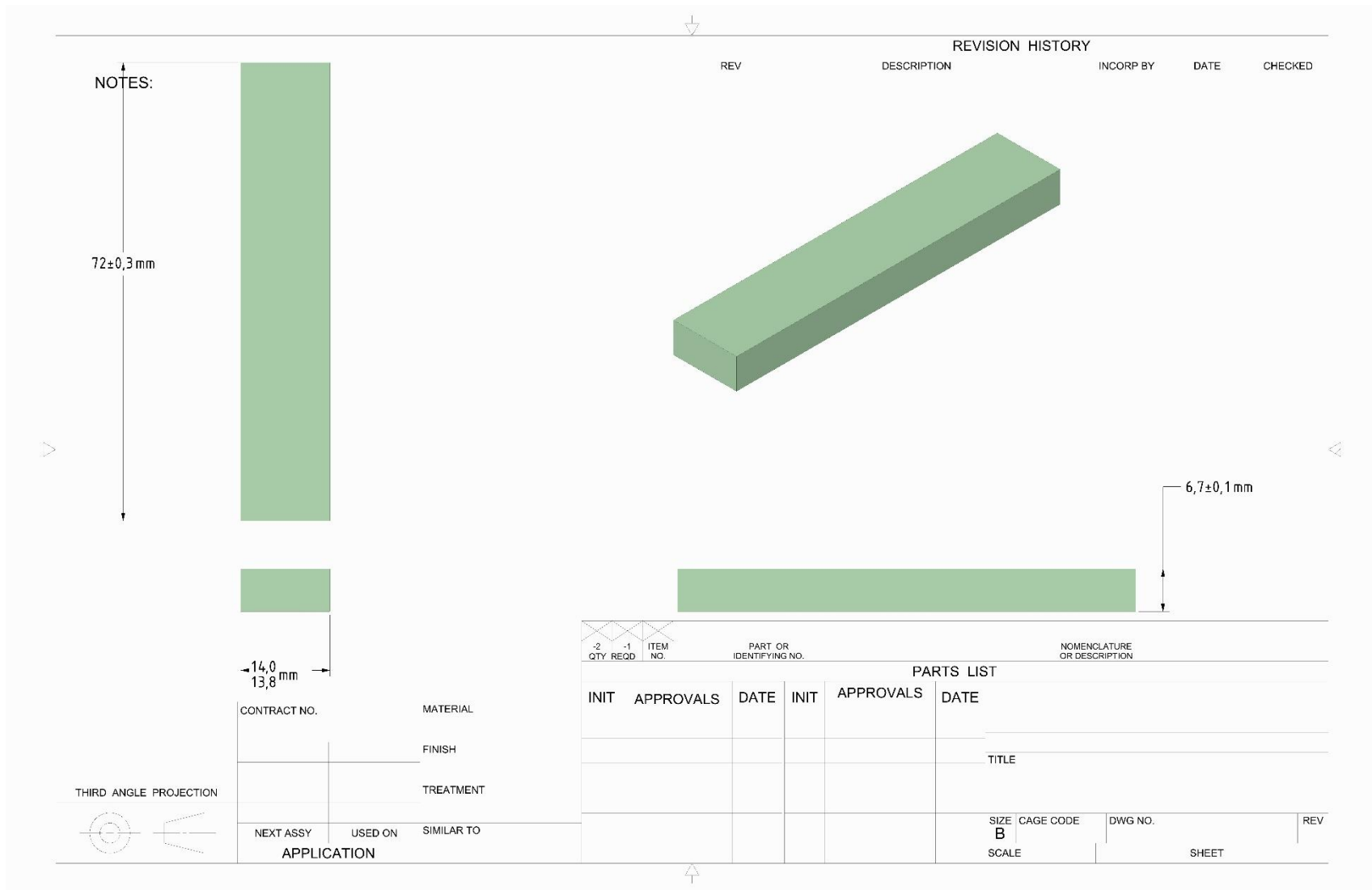


Figura 91: Planos de fabricación de la chaveta. Fuente Elaboración propia.

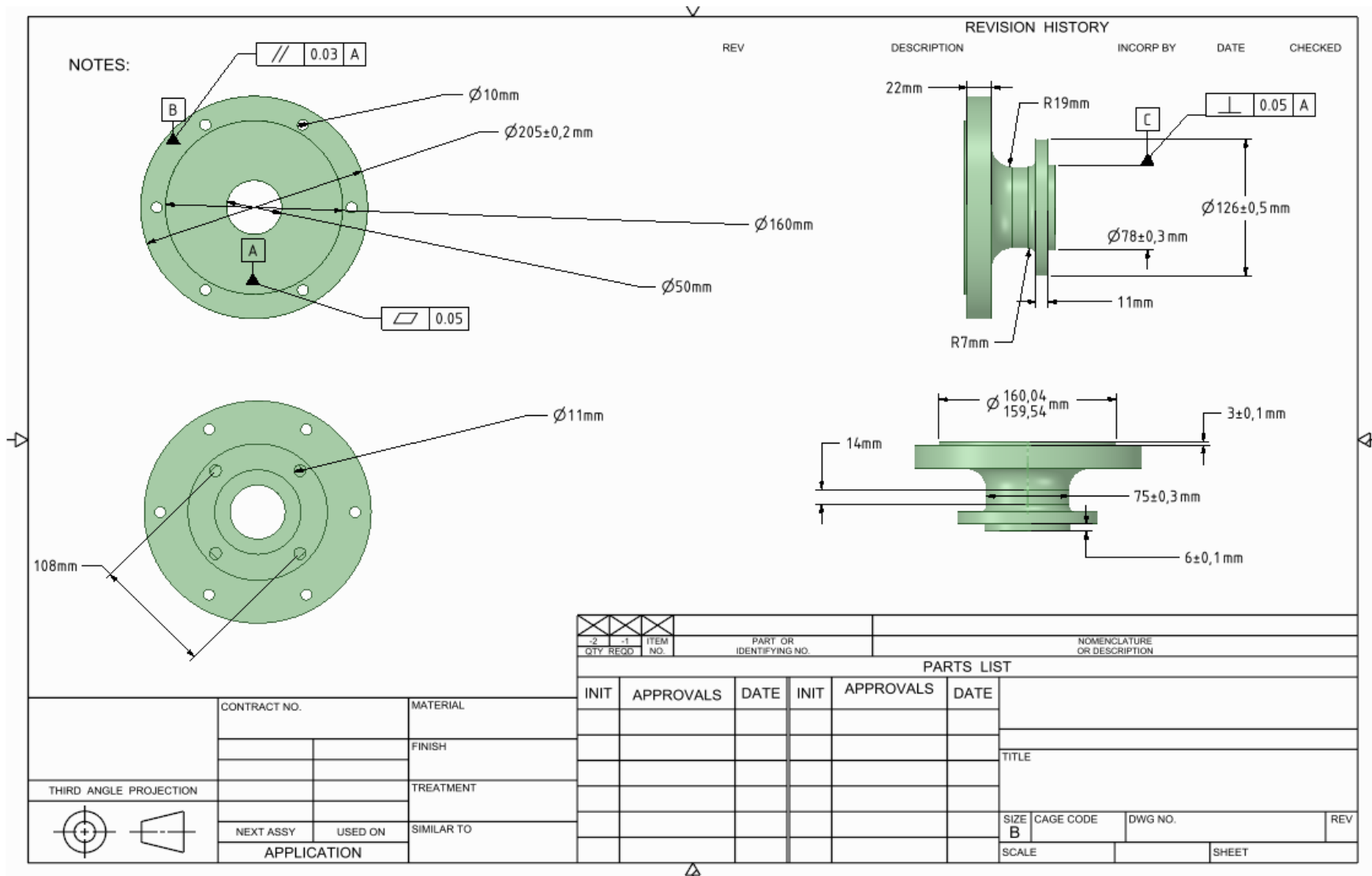


Figura 92: Plano de fabricación de elemento de conexión flange. Fuente: Elaboración propia.







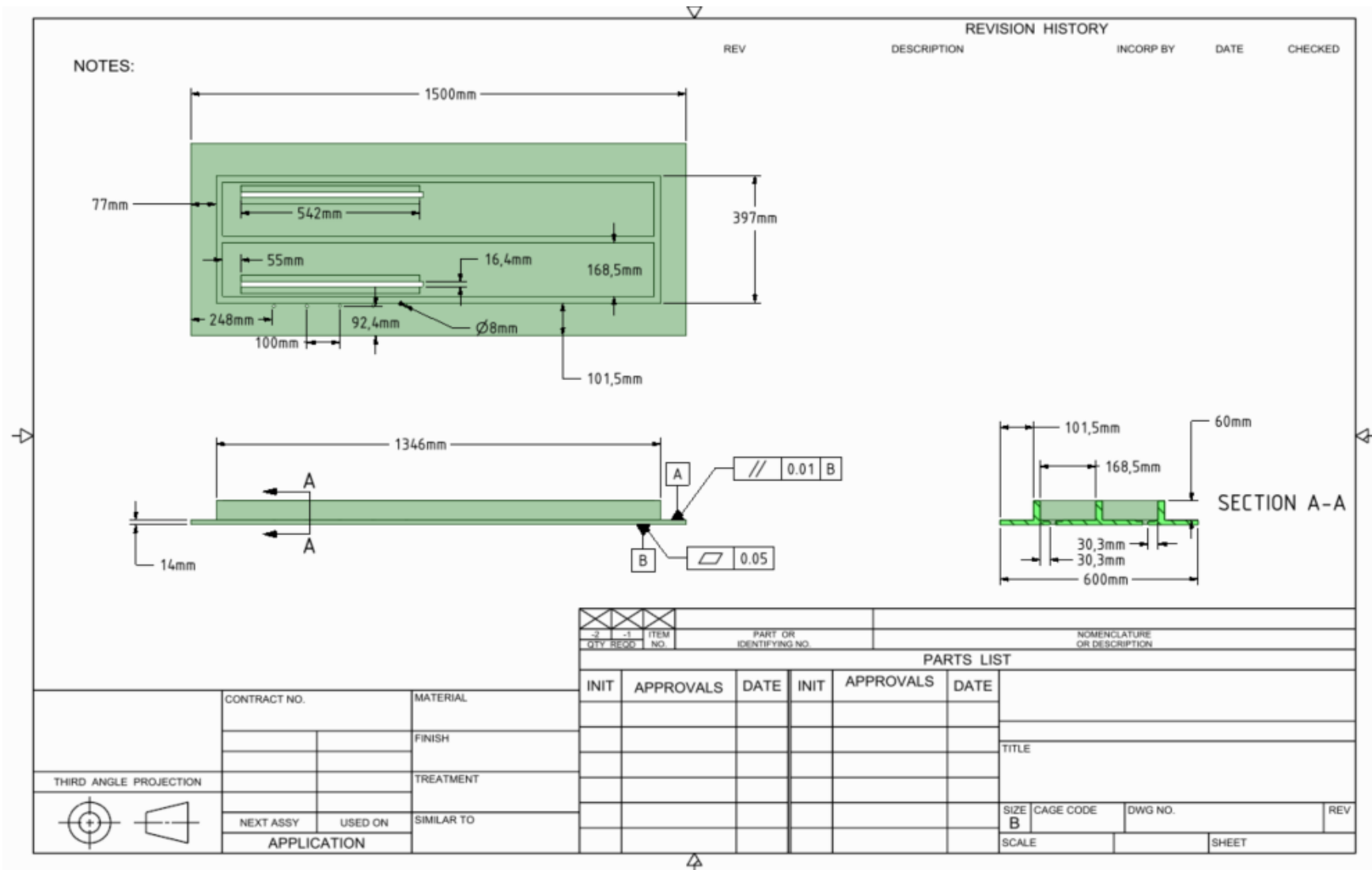


Figura 96: Planos de fabricación plancha superior de la bancada. Fuente: Elaboración propia.



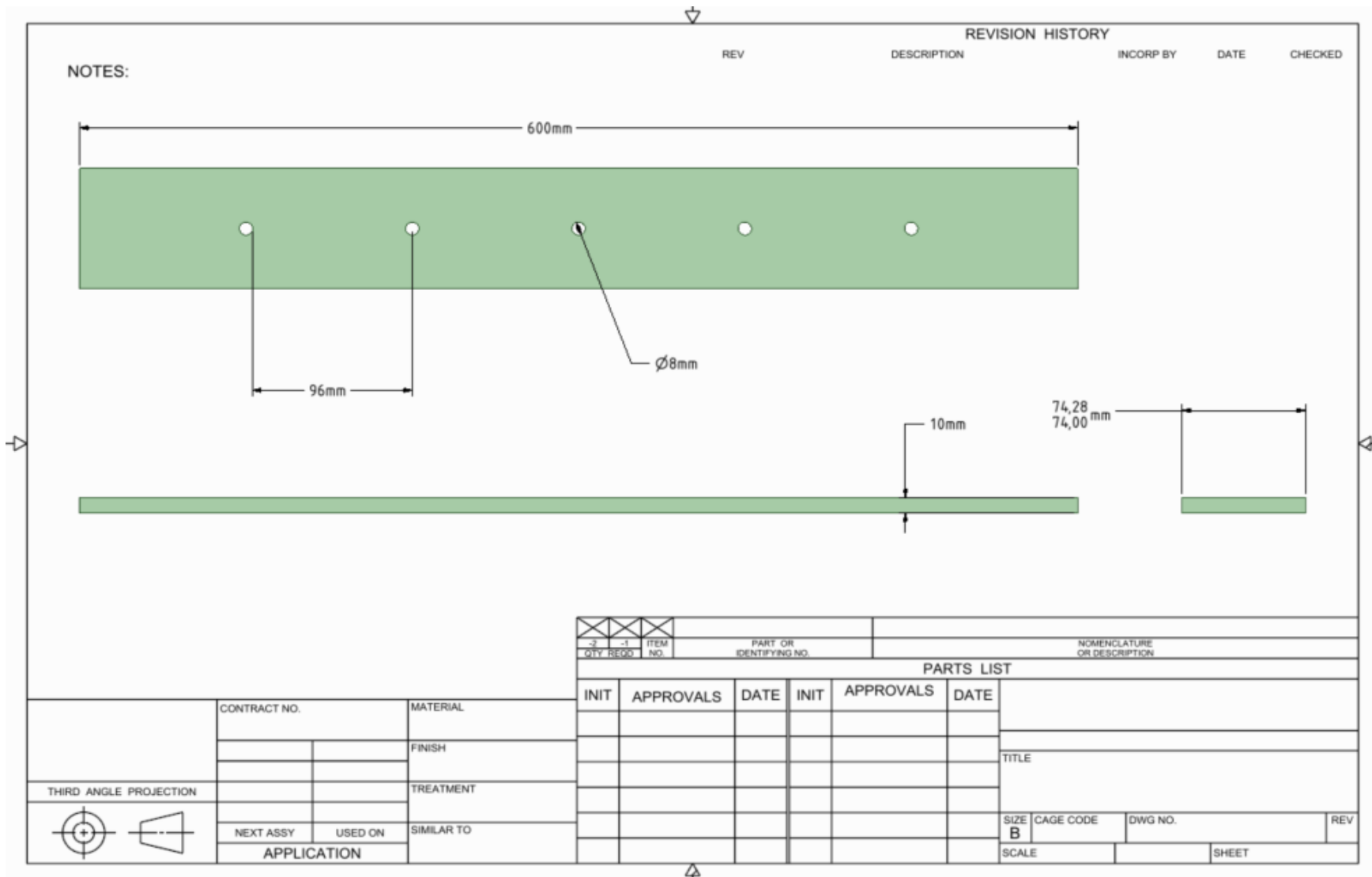


Figura 98: Planos de fabricación del riel axial guía de la bancada. Fuente: Elaboración propia

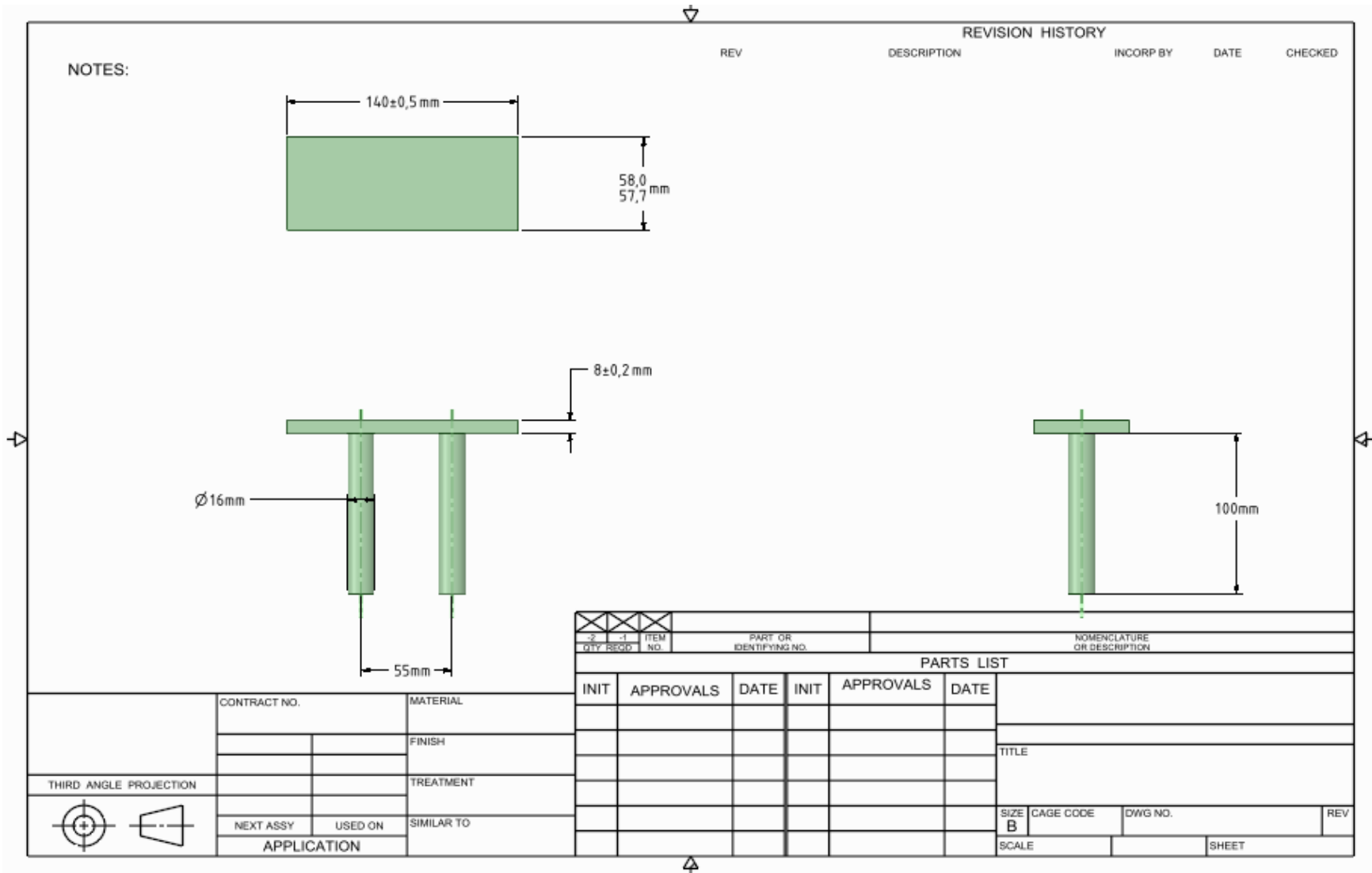


Figura 99: Planos de fabricación de la placa de apoyo para la contrapunta. Fuente: Elaboración propia.

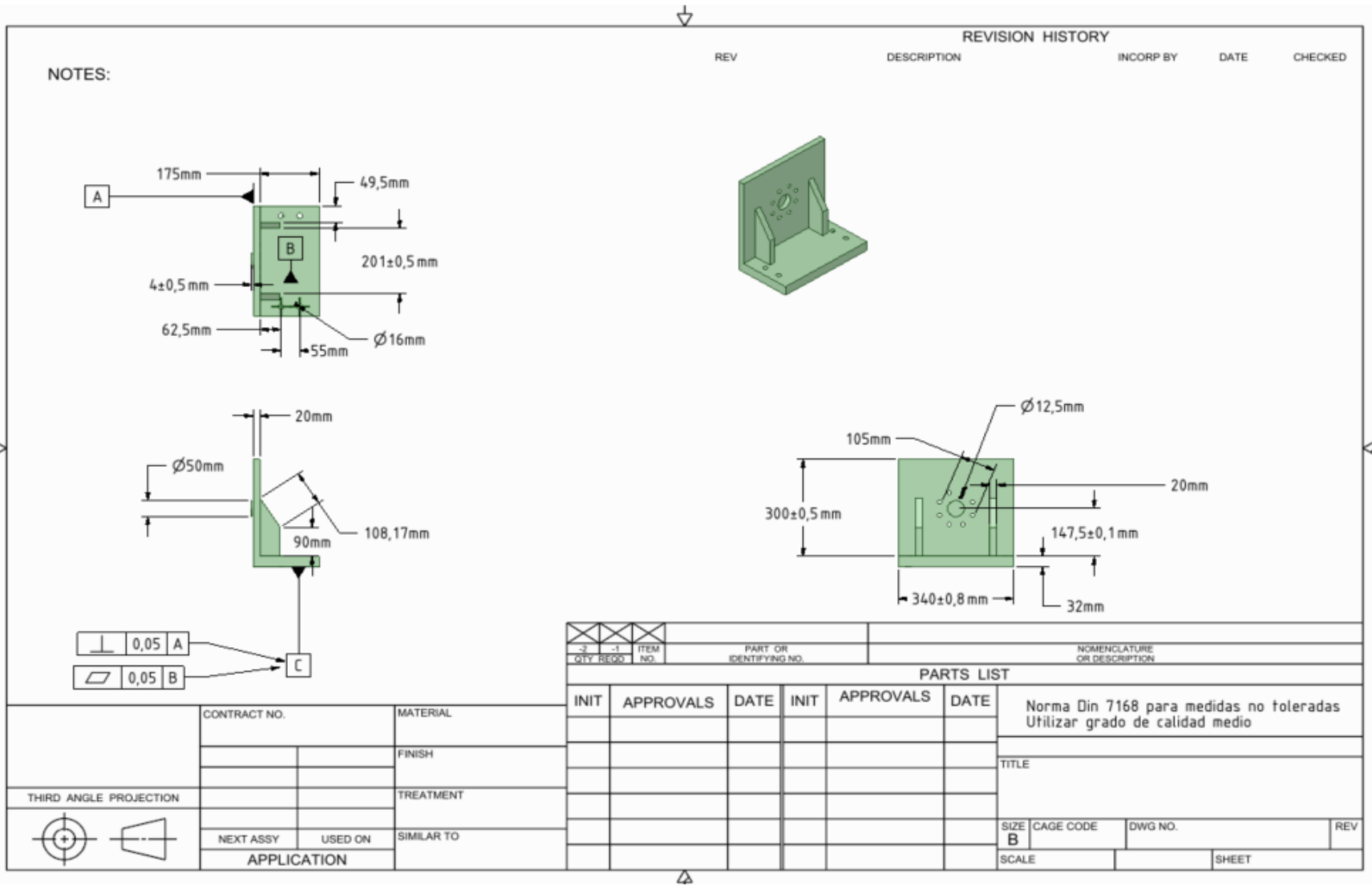


Figura 100: Planos de fabricación de la contrapunta. Fuente: Elaboración propia

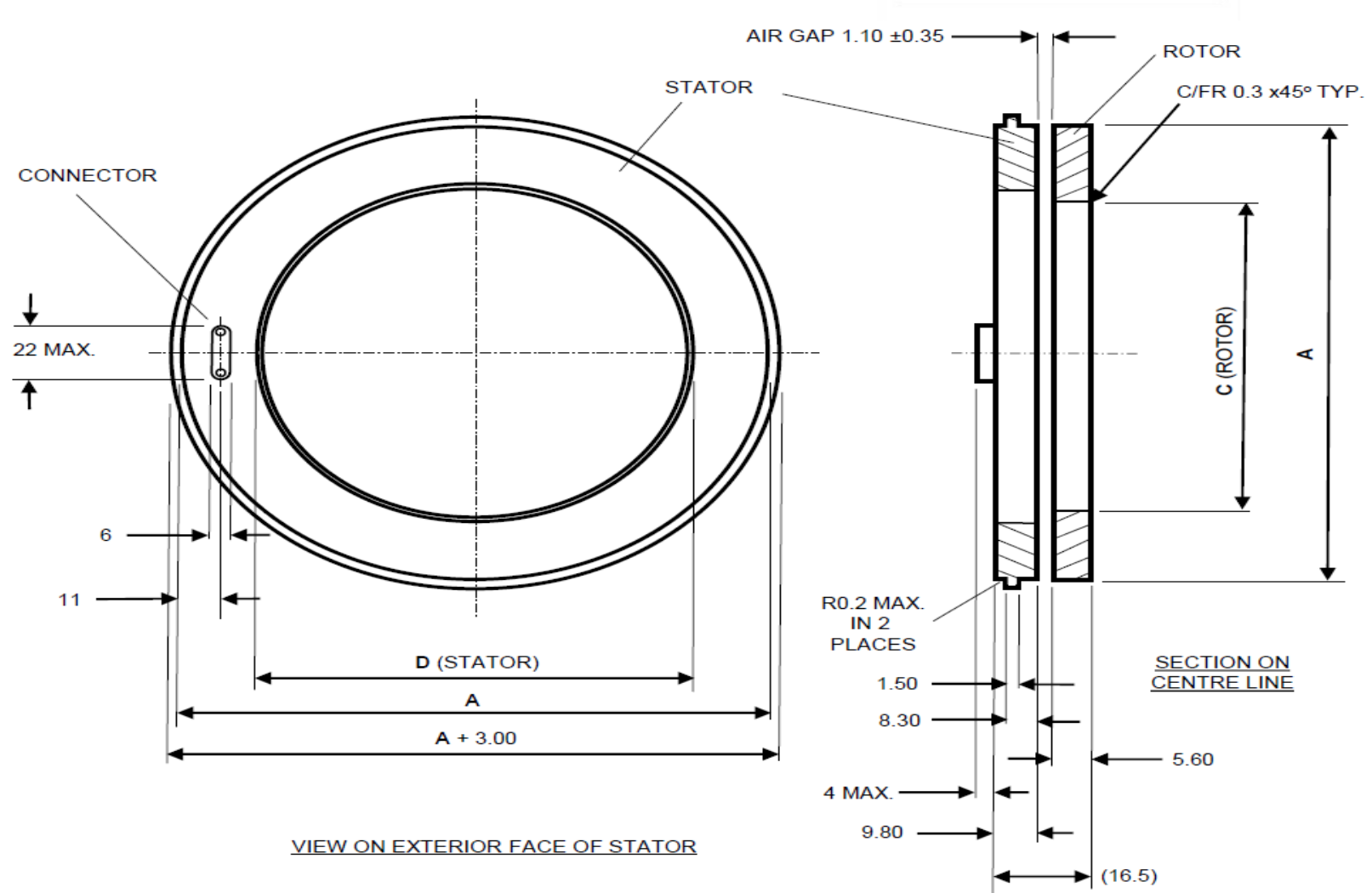


Figura 101: Vista constructiva del sensor de rotación seleccionado.<sup>[9]</sup>


CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	ACABADO	MARCA	DESCRIPCIÓN	 rueda diámetro mm	 ancho de banda mm	 tamaño placa mm	 altura mm	 capacidad kgs.
060201080000	RUEDA 3" HORQ FIJA Y PLACA	NYLON	SCHIOPPA	FL312NTT	75	32	105X80	103	150
060201081100	RUEDA 4" HORQ FIJA Y PLACA	NYLON	SCHIOPPA	FL412NTT	100	32	105X80	126	170
060201081300	RUEDA 5" HORQ FIJA Y PLACA	NYLON	SCHIOPPA	FL512NTT	125	32	105X80	156	170
RUEDA DE HORQ FIJA Y PLACA, EJE DE RUEDA REMACHADO MASA Y BANDA EN POLIAMIDA CON TAPA, BUJE LISO -40°A+110°C, USO A 4KM/H									



Figura 102: Selección del catálogo del proveedor Duccase Comercial, los apoyos simples.

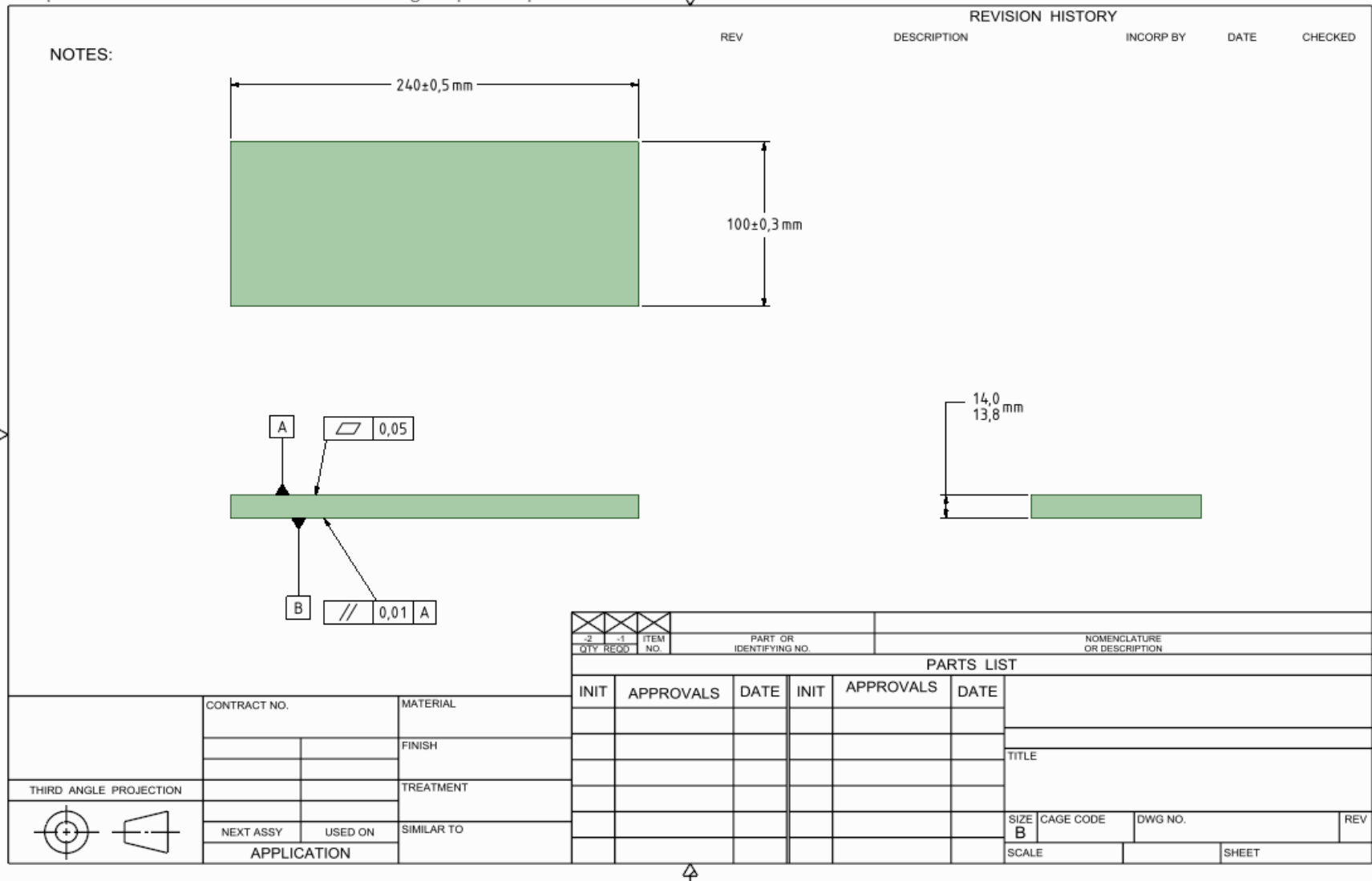


Figura 103: Planos de fabricación de la base para el apoyo del sensor. Fuente: Elaboración propia.

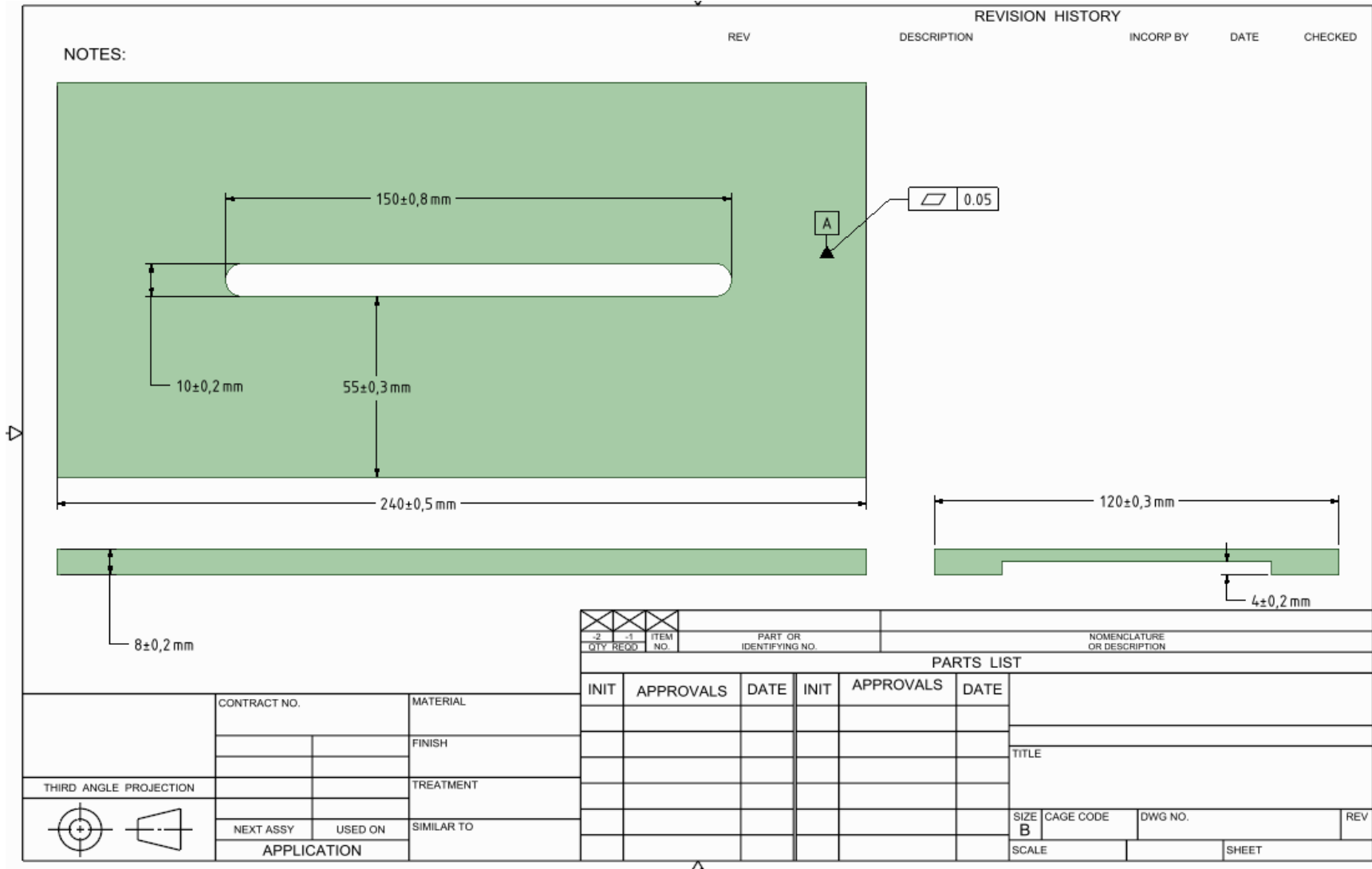


Figura 104: Base de ojo chino para ajuste axial apoyo simple. Fuente: Elaboración propia.

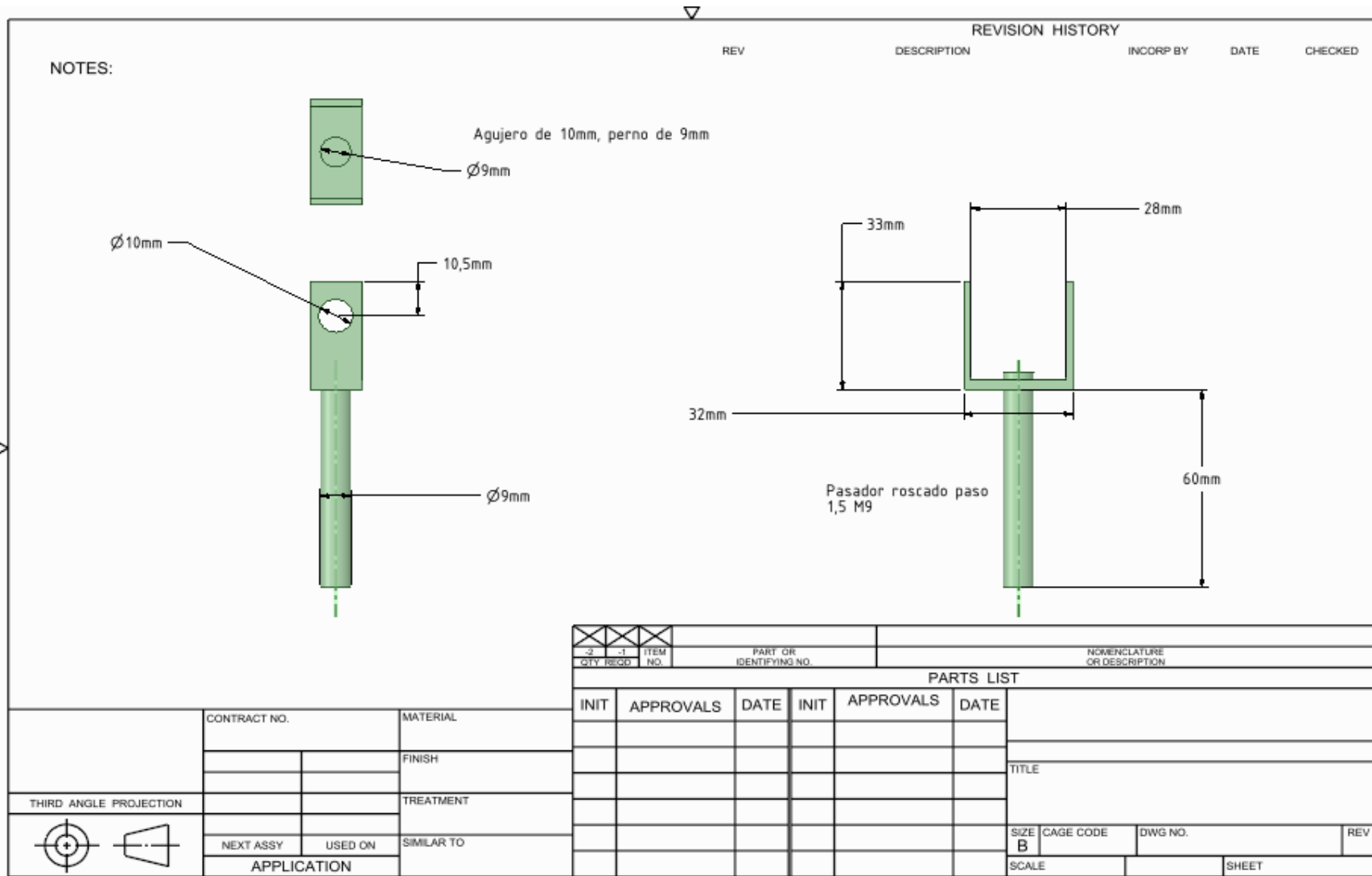


Figura 105: Cilindro roscado unido al soporte del rodillo. Fuente: Elaboración propia.

## Technical Data Sheet

General data	
Frame size	71
Housing material	Aluminum
Install model	According to the standard
Type of feet	Removable feet
Net weight	5 kg
Insulation class	F (Standard) H (Optional)
Protection degree	IP 55 (Standard) IP 56 (Optional)
Thermal protection	Without (Standard) Customizable (Optional)
Rotation direction	Clockwise (Standard) Counter clockwise (Optional)
Service duty	S1
Vibration level	A
Balance	Half-key balanced
Cable glands	1 - M20× 1.5
Cooling	IC 411
Painting color	RAL 7024 (Standard) Customizable (Optional)
Regulations	IEC / DIN / ISO / VDE / EN
Standard	IEC 60034

Electrical data	
Output	0.25 kW
Frequency	50 Hz
Voltage (±5%)	230 V Δ @ 50Hz 400 V Y @ 50Hz 276 V Δ @ 60Hz 480 V Y @ 60Hz
Rotation speed	1350 RPM @ 50Hz 1620 RPM @ 60Hz
Rated current	1.45 A (In) @ Δ 50Hz 0.84 A (In) @ Y 50Hz
Starting current	6 ×In
Rated torque	1.77 Nm (Mn)
Starting torque	2.2 ×Mn
Breakdown torque	2.4 ×Mn
Efficiency	IE1 60 @ 100% load 59 @ 75% load 56 @ 50% load
Power factor cosp	0.72 @ 100% load

Mechanical data	
Bearings brand	C&U (Standard) Customizable (Optional)
Bearings type	6202 2RZ C3 (DE) 6202 2RZ C3 (NDE)
Lifetime of bearings	20000 hours
Allowed radial load	457 N
Allowed axial load	385 N
Grease type	-
Lubrication interval of NDE bearing	- h
Lubrication interval of DE bearing	- h
Moment of inertia	0.000561 Kg*m <sup>2</sup>
Noise level	55 dB(A)

Environmental conditions	
Ambient temperature	From -20°C to +40°C
Maximum altitude	1000 m above sea level

Figura 106: Información técnica del motor eléctrico. Fuente: Transtecno

## **Anexo 4: Teoría de Torsión**

## Torsión

Cuando los elementos se cargan con un momento respecto a su eje longitudinal, este momento causa en elemento la tendencia a girar sobre su eje longitudinal. Esta tendencia al giro es definida como torsión y el momento aplicado se denomina par de torsión. Los elementos sometidos a torsión se encuentran en muchas situaciones de la vida cotidiana y en aplicaciones de ingeniería, la aplicación más común es la transmisión de potencia de un punto a otro mediante ejes. El eje mostrado (figura 89), se utiliza para transmitir potencia desde el motor hasta las ruedas traseras de un automóvil. Estos ejes pueden ser sólidos o huecos. <sup>[22]</sup>

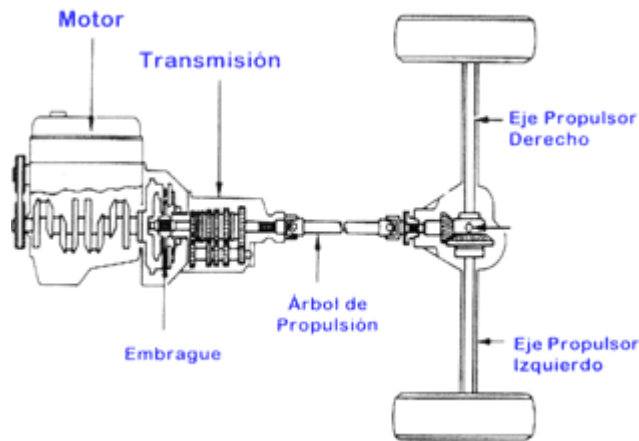


Figura 107: Tren de transmisión de potencia a las ruedas traseras en un automóvil. <sup>[22]</sup>

La potencia ( $P$ ) es transmitida por el movimiento rotatorio del eje ( $w$ ) y la cantidad de potencia transmitida depende de la magnitud del par de torsión, se tiene:

$$P = T \cdot w$$

El movimiento rotatorio omega se calcula con la frecuencia de rotación  $f$  y debe estar expresado en radianes, por lo que:

$$P = T \cdot 2\pi \cdot f \quad (1)$$

Despejando el par de torsión:

$$T = \frac{P}{2\pi f} \quad (2)$$

Con la potencia en watts, el momento obtenido viene dado en Nm. Con este valor es posible calcular el esfuerzo cortante máximo al cual es sometido el eje y su deformación angular.

### 1.1.1 Deformación en un eje circular

El efecto del par de torsión aplicado sobre un eje circular genera una deformación en este. Para el análisis se considera un eje circular unido a un soporte fijo en uno de sus extremos (figura 2a) al cual se aplica un par de torsión  $T$  al otro extremo, el eje se torcerá al girar su extremo libre a través de un ángulo  $\phi$  llamado ángulo de giro (figura 2b). Esto significa que, en la zona elástica de comportamiento elástico del material, el ángulo de giro  $\phi$  es proporcional a  $T$ . También muestra que el ángulo de giro es proporcional a la longitud  $L$  del eje. En otras palabras, el ángulo de giro para un eje del mismo material y con la misma sección transversal, pero con el doble de longitud, se duplicará sometido bajo el mismo par de torsión  $T$ . El fin de este análisis será encontrar la relación específica que existe entre  $\phi$ ,  $L$  y  $T$  y la distribución de esfuerzos cortantes en el eje, lo cual es ilustrado en la figura 90. <sup>[22]</sup>

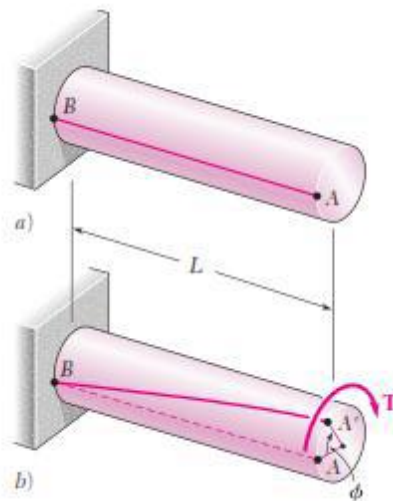


Figura 108: Eje circular empotrado en un lado. <sup>[22]</sup>

Cuando un eje circular se somete a torsión, las secciones transversales permanecen planas y sin distorsión. Es decir, aunque las distintas secciones transversales a lo largo del eje giran diferentes cantidades, cada sección transversal gira de la misma forma, como una placa sólida rígida, se mantiene circular. Esto se puede observar en la figura 91 a continuación, en el eje (figura 91a), que muestra las deformaciones en un eje de caucho sometido a torsión. La propiedad que se analiza en

este caso es característica de ejes circulares. Esta no se presenta en los elementos con sección transversal no circular. Por ejemplo, cuando una barra con sección transversal cuadrada se sujeta a torsión, sus distintas secciones transversales se tuercen y no permanecen planas (figura 91b).

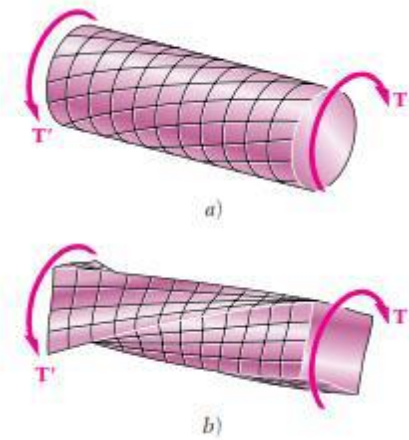


Figura 109: Deformaciones en un eje de caucho de distinta sección transversal. [22]

Para determinar la distribución de las deformaciones cortantes en un eje circular de longitud  $L$  y radio  $c$  que ha sido girado en un ángulo  $\theta$  (figura 92a). Desprendiendo del eje un cilindro más pequeño de radio  $\rho$ , considere el cuadrado formado por dos círculos adyacentes y dos líneas rectas adyacentes trazadas en la superficie del cilindro antes de que se aplique carga alguna (figura 92b). Al someterse el eje a una carga de torsión, el elemento se deforma para convertirse en un rombo (figura 93c). Ahora para el rango elástico, recuerde que la deformación unitaria cortante  $\gamma$  en un elemento dado se mide por el cambio en los ángulos formados por los lados de dicho elemento. Ya que los círculos que definen dos de los lados del elemento considerado aquí permanecen sin cambio, la deformación en corte  $\gamma$  debe ser igual al ángulo entre líneas  $AB$  y  $A'B$  ( $\gamma$  debe expresarse en radianes). [22]

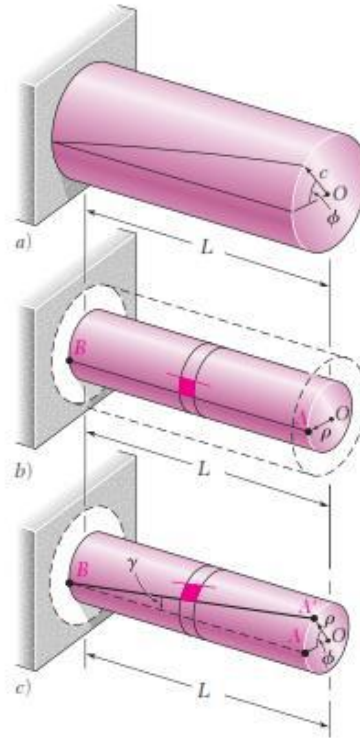


Figura 110: Deformación cortante en un eje circular de largo  $L$ .<sup>[22]</sup>

En la figura 92c se observa que, para valores pequeños de  $\gamma$ , puede expresarse la longitud de arco  $AA'$  como  $AA' = L \cdot \gamma$ . Pero, por la sección transversal del eje, se tiene que  $AA' = \rho \cdot \theta$ . Igualando ambas ecuaciones se deduce:

$$\gamma = \frac{\rho \cdot \theta}{L} \quad (3)$$

Donde  $\gamma$  y  $\theta$  están, expresados en radianes. La ecuación obtenida muestra, como podría haberse anticipado, que la deformación a cortante  $\gamma$  en un punto dado del eje en torsión es proporcional al ángulo de giro  $\theta$ . También muestra que  $\gamma$  es proporcional a la distancia desde el eje de la flecha hasta el punto bajo consideración. Por lo tanto, la deformación unitaria a corte en una sección circular varía linealmente con la distancia desde el eje de la flecha.<sup>[22]</sup>

Se deduce de la ecuación 3 que la deformación a cortante es máxima en la superficie del eje, donde  $\rho = c$ . Se tiene que:

$$\gamma_{max} = \frac{c \cdot \theta}{L} \quad (4)$$

Despejando  $\phi$  de la ecuación 4 y reemplazando en la ecuación 3, se expresa la deformación cortante  $\gamma$  a una distancia  $\rho$  del eje:

$$\gamma = \frac{\rho}{c} \gamma_{max} \quad (5)$$

### 1.1.2 Esfuerzos en el rango elástico

Se considera ahora el caso en que el par de torsión  $T$  es tal que todos los esfuerzos cortantes en el eje se encuentran por debajo del  $\tau_{elastico}$ , que es el esfuerzo máximo al cual el esfuerzo del material en función de la deformación se comporta linealmente. Los esfuerzos en el eje permanecerán por debajo del límite de proporcionalidad y también por debajo del límite elástico. Por lo tanto, se aplicará la ley de Hooke y no habrá deformación permanente en el material.

Aplicando la ley de Hooke para el esfuerzo y la deformación a cortante:

$$\tau = G \cdot \gamma \quad (6)$$

Donde  $G$  es el módulo de rigidez o módulo de corte del material. Ahora al aplicar esta ley a la ecuación 5 se obtiene:

$$G \cdot \gamma = \frac{\rho}{c} \cdot G \cdot \gamma_{max} \quad (7)$$

La cual escrita en función del esfuerzo de corte:

$$\tau = \frac{\rho}{c} \cdot \tau_{max} \quad (8)$$

La ecuación obtenida muestra que, mientras que el límite de proporcionalidad no sea excedido en ninguna parte de la sección transversal, el esfuerzo cortante varía linealmente con la distancia  $\rho$  desde el eje transversal. En un eje Circular de radio  $c$  (figura 5a) se muestra la distribución de esfuerzos, y en el eje circular hueco (figura 5b) de radio interior  $c_1$  y radio exterior  $c_2$ . De la ecuación 8 se encuentra que en el segundo caso:

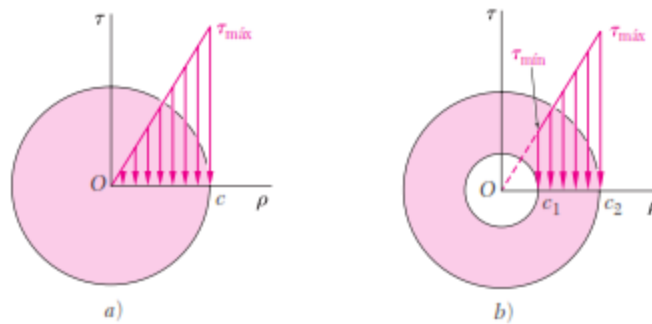


Figura 111: Distribución de esfuerzos en dos tipos de ejes circulares. <sup>[22]</sup>

$$\tau_{min} = \frac{c_1}{c_2} \tau_{max} \quad (9)$$

La suma de las fuerzas elementales ejercidas sobre cualquier sección transversal del eje debe ser igual a la magnitud T del par ejercido sobre el eje, es decir:

$$T = \int \rho \cdot \tau dA \quad (10)$$

Reemplazando el esfuerzo de corte por el valor obtenido en la ecuación 8

$$T = \frac{\tau_{max}}{c} \int \rho^2 dA \quad (11)$$

En donde

$$\int \rho^2 dA = J \quad (12)$$

Siendo J el momento polar de inercia o inercia polar del material, el cual es definido como la resistencia a que presenta el material a la torsión respecto a su centro. Por lo que:

$$T = \frac{\tau_{max} \cdot J}{c} \quad (13)$$

Dicho

de

otro

modo:

$$\tau_{max} = \frac{T \cdot c}{J} \quad (14)$$

Al trabajar la ecuación 14 y la 8 es posible expresar el esfuerzo cortante en función del par de torsión aplicado, la distancia  $\rho$  a la cual es aplicado y el segundo momento polar de área del material:

$$\tau = \frac{T \cdot \rho}{J} \quad (15)$$

Existen aplicaciones en maquinaria de un momento torsor en ejes de secciones transversales rectangular, Saint Venant (1885) demostró que el esfuerzo cortante máximo en una sección transversal rectangular  $b \times c$  ocurre en la media del lado mayor  $b$  y tiene magnitud:

$$\tau_{max} = \frac{T}{\alpha b c^2} \quad (16)$$

En donde  $b$  es el ancho de la sección transversal (lado largo) y  $c$  es el espesor (lado corto) y  $\alpha$  es un factor que es una función de la relación  $b/c$  como muestra la siguiente tabla 32:<sup>[23]</sup>

*Tabla 46: tabla de la función  $b/c$  para secciones rectangulares y sus respectivos valores de  $\alpha$  y  $\beta$ .<sup>[23]</sup>*

b/c	1.00	1.50	1.75	2.00	2.50	3.00	4.00	6.00	$\infty$
A	0.208	0.231	0.239	0.246	0.258	0.267	0.282	0.299	0.333
B	0.141	0.196	0.214	0.228	0.249	0.263	0.281	0.299	0.333

### 1.1.3 Angulo de giro en el rango elástico

Considerando un eje de longitud  $L$  y sección transversal circular de radio  $c$  sujeto a un par de torsión  $T$  en su extremo libre, se sabe que el ángulo de giro  $\phi$  y la deformación máxima a cortante  $\gamma_{max}$  se relacionan como se mostró en la ecuación 4:

$$\gamma_{max} = \frac{c \cdot \theta}{L} \quad (4)$$

En el rango elástico, las cargas sobre todo el eje están por debajo del límite de fluencia, se aplica la ley de Hooke se tiene que  $\gamma_{max} = \tau_{max}/G$ , y se reemplaza  $\tau_{max}$  de la ecuación 14:

$$\gamma_{max} = \frac{\tau_{max}}{G} = \frac{T \cdot c}{J \cdot G} \quad (17)$$

Al igualar la ecuación 15 y 14, se obtiene una relación para el ángulo de giro en función del par de torsión aplicado, largo del eje:

$$\theta = \frac{T \cdot L}{J \cdot G} \quad (18)$$

El ángulo de giro para secciones transversales rectangulares, según Saint Venant (1855)

$$\theta = \frac{T \cdot L}{\beta \cdot G \cdot b \cdot c^3} \quad (19)$$

Donde  $\beta$  es una función de  $b/c$  como se muestra en la tabla (10). Con la ecuación 18 y 19 es posible determinar el módulo de rigidez de un material circular o rectangular dado respectivamente.

#### **1.1.4 Energía de deformación**

El trabajo aplicado a un miembro elástico para deformarlo se transforma en energía potencial. Suponiendo que se deforma una distancia “y”, y la relación entre la fuerza y la deflexión es lineal, esta energía es igual al producto de la fuerza promedio y la deflexión. <sup>[24]</sup>

$$U = \frac{F}{2}y = \frac{F^2}{2k} \quad (20)$$

Con

$$k = \frac{T}{\theta} = \frac{GJ}{l} \quad (21)$$

F también significa par de torsión o momento, condición que es consistente con respecto a k por lo que se obtiene <sup>[24]</sup>

$$U = \frac{T^2L}{2GJ} \quad (22)$$

Arreglando la expresión para obtener la energía de deformación debido a una fuerza cortante directa sobre el elemento con un extremo fijo como el siguiente, representado en la figura 94. <sup>[24]</sup>

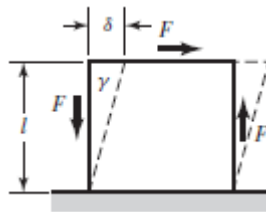


Figura 112: elemento sometido a fuerza cortante pura.

Esta fuerza F realiza un trabajo sobre el elemento  $U = F\delta/2$ . Como la deformación cortante es  $\gamma = \delta/l = \tau/G = F/AG$ , se tiene <sup>[24]</sup>

$$U = \frac{F^2 L}{2GA} \quad (23)$$

## 1.2 Teoría de falla

Se analiza una falla bajo carga estática debido a que la carga que se aplica a la máquina varía su magnitud a velocidades muy bajas, que son los pesos del elemento a diseñar y el par de torsión aplicado no cambian su magnitud y sus puntos de aplicación ni su dirección. Esta parte se enfoca en la predicción de la distorsión o separación permanente. Se considerarán estados de esfuerzos en una, dos y tres dimensiones, con y sin concentraciones de esfuerzos tanto para materiales dúctiles como frágiles. [24]

Como se aprecia en la figura 95 los materiales dúctiles, se endurecen por deformación por lo que el punto crítico de falla tiene un valor de esfuerzo de fluencia mayor que el nominal. El área del cuerpo se encuentra a un nivel de esfuerzo un poco menor que el de fluencia, soporta la carga y está muy cerca de la condición de falla por fluencia general. Esta razón aplica para que los diseñadores apliquen un factor de concentración de esfuerzos teórico en la carga estática de un material dúctil cargado elásticamente igual a 1. [24]

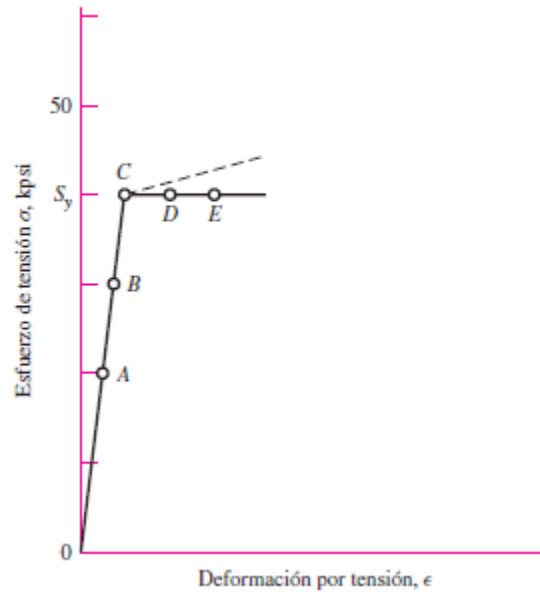


Figura 113: Curva idealizada de esfuerzo-deformación. La línea discontinua representa un material endurecido por deformación. <sup>[24]</sup>

Cuando se usa esta regla, se debe tener la seguridad que el material dúctil no es susceptible a fallas frágiles debido a concentraciones de esfuerzos provocadas por imperfecciones del material. La definición para factor de concentrador de esfuerzos geométricos teórico para esfuerzo normal es  $k_t$  y para esfuerzo cortante es  $k_{ts}$ . <sup>[24]</sup>

Los materiales frágiles al no presentar un intervalo plástico los factores de concentración de esfuerzo se aplican mediante las siguientes ecuaciones.

$$\sigma_{max} = \sigma_{nom} \cdot k_t \quad (24)$$

$$\tau_{max} = \tau_{nom} \cdot k_{ts} \quad (25)$$

El comportamiento estructural de los materiales se define de forma típica como dúctil o frágil. Normalmente los materiales se clasifican como dúctiles cuando  $\epsilon_f \geq 0.05$  y cuando tienen una resistencia al a fluencia identificable que generalmente es igual en compresión como en tensión. Los materiales frágiles,  $\epsilon_f \leq 0.05$ , no presentan una fluencia identificable, se clasifican por las

resistencias ultimas en tensión y compresión. La teoría de falla utilizada para trabajar en materiales dúctiles en el trabajo será la teoría de energía de distorsión o de esfuerzo de Von Mises. <sup>[24]</sup>

### 1.1.1 Von Mises

Predice que la falla por fluencia ocurre cuando la energía total por unidad de volumen que alcanza o excede la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o compresión del mismo material.

Se postula que la fluencia no es un fenómeno de tensión o compresión simples, sino más bien que estaba relacionada de alguna manera con la distorsión angular del elemento esforzado (movimiento de dislocaciones del material <sup>[26]</sup>). Para explicar esto observe la imagen a continuación en donde un volumen unitario sometido a un estado de esfuerzos tridimensionales, designado por los esfuerzos  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ . El estado de esfuerzos que se muestra en la parte b de la imagen es debido a los esfuerzos  $\sigma_{prom}$  que actúan en las mismas direcciones, definiéndose como

$$\sigma_{prom} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad (26)$$

Experimentando de esta manera un cambio de volumen puro, sin distorsión angular. Al considerar  $\sigma_{prom}$  como componente de  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ , este componente se puede restar a cada uno de ellos, dando como resultado un estado de esfuerzos de distorsión angular pura, es decir, sin cambio de volumen unitario. Esto se presenta en la figura 96 a continuación:

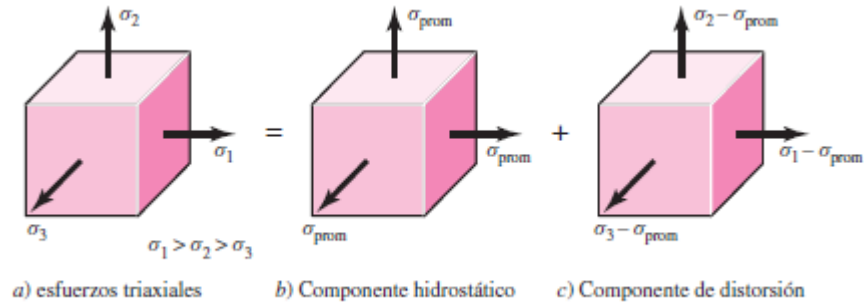


Figura 114:a) Elemento con estado de esfuerzos triaxiales; experimenta cambio de volumen y distorsión angular. b) Elemento sometido a tensión experimentando solo cambio de volumen. c) Elemento sometido con distorsión angular, sin ningún cambio de volumen. [24]

Se define como un esfuerzo equivalente efectivo del estado general de esfuerzos por  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  como

$$\sigma' = \left( \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right)^{1/2} \quad (27)$$

El cual si fuera un caso de tensión simple  $\sigma$  entonces la fluencia puede ocurrir cuando

$$\sigma' \geq S_y \quad (28)$$

Cuando el esfuerzo sea plano, sean  $\sigma_A, \sigma_B$  los dos esfuerzos principales diferentes de cero, el esfuerzo de Von Mises queda definido

$$\sigma' = \left( \sigma_A^2 - \sigma_A \sigma_B + \sigma_B^2 \right)^{1/2} \quad (29)$$

Representado por la siguiente elipse de la figura 97 en el plano  $\sigma_A, \sigma_B$  con  $\sigma' = S_y$

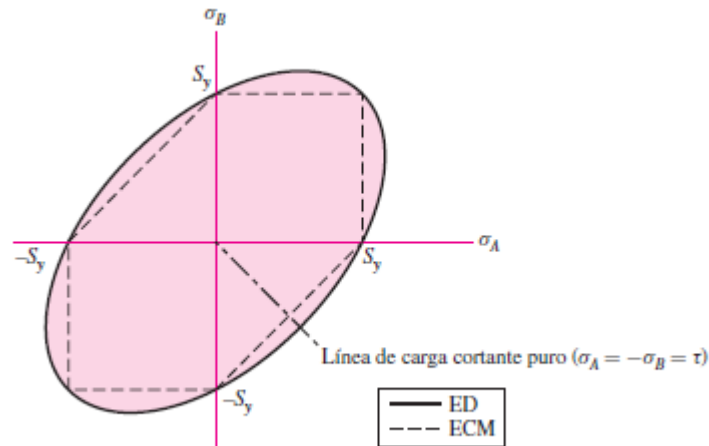


Figura 115: Teoría de energía de distorsión de estados de esfuerzo plano. Esta es una gráfica real de puntos mediante la ecuación  $\sigma' = S_y$ .<sup>[24]</sup>

Usando las componentes xyz del esfuerzo tridimensional, el esfuerzo de von Mises se escribe

$$\sigma' = \left( \frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}{2} \right)^{1/2} \quad (30)$$

Y para el esfuerzo plano se escribe

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} \quad (31)$$

Si estamos en un estado de esfuerzo sometido a fluencia cortante pura, es decir  $\sigma_x = \sigma_y = 0$  se obtiene

$$\sigma' = S_y = (3\tau_{xy}^2)^{1/2} \quad (32)$$

$$\tau_{xy} = \frac{S_y}{\sqrt{3}} = 0.577S_y \quad (33)$$

## **Anexo 5: Parámetros generales de simulación**

### 5.2.1.1 Conexiones

Al realizar un ensamblaje de las partes que componen el banco se deben especificar algunas condiciones de contorno que delimitan el problema. Las conexiones presentes entre los componentes que conforman el ensamblaje banco se dan por medio de contactos (*contacts*), estos contactos se generan automáticamente entre las zonas que se topan de los diferentes componentes y deben ser caracterizados según el tipo de contacto que se da en cada zona en específico (*Bonded, No Separation, Frictionless, Rough, Frictional*). Por otro lado, las conexiones con el entorno se dan por medio de conexiones del tipo *body-ground*, mediante los cuales se fija la base de la máquina con un soporte simple al suelo.

Para el sistema de la contrapunta se presentan 5 regiones de contacto, en las cuales 4 están presentes en los pernos que ensamblan la contrapunta, las cuales están representadas en la figura 98

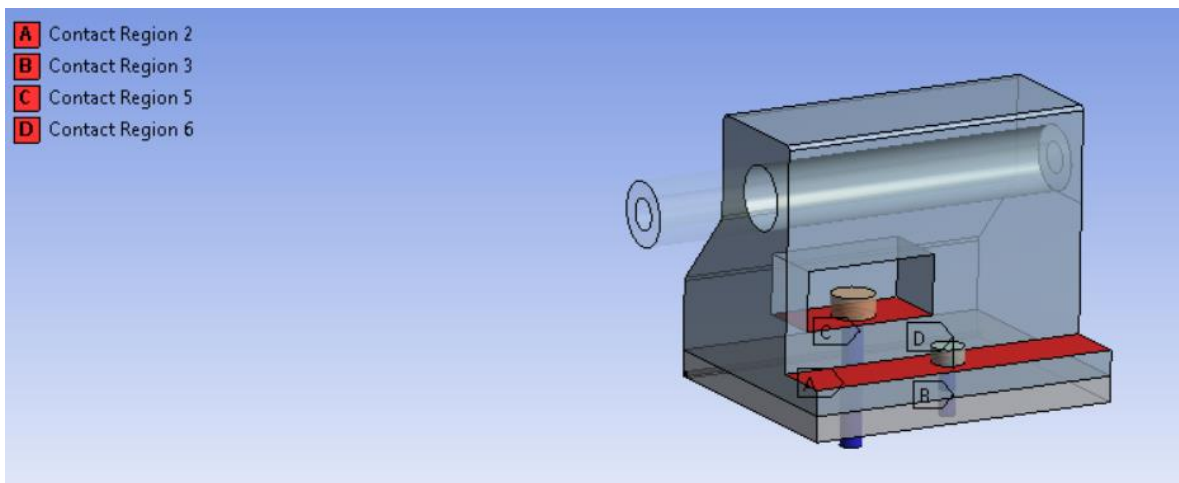
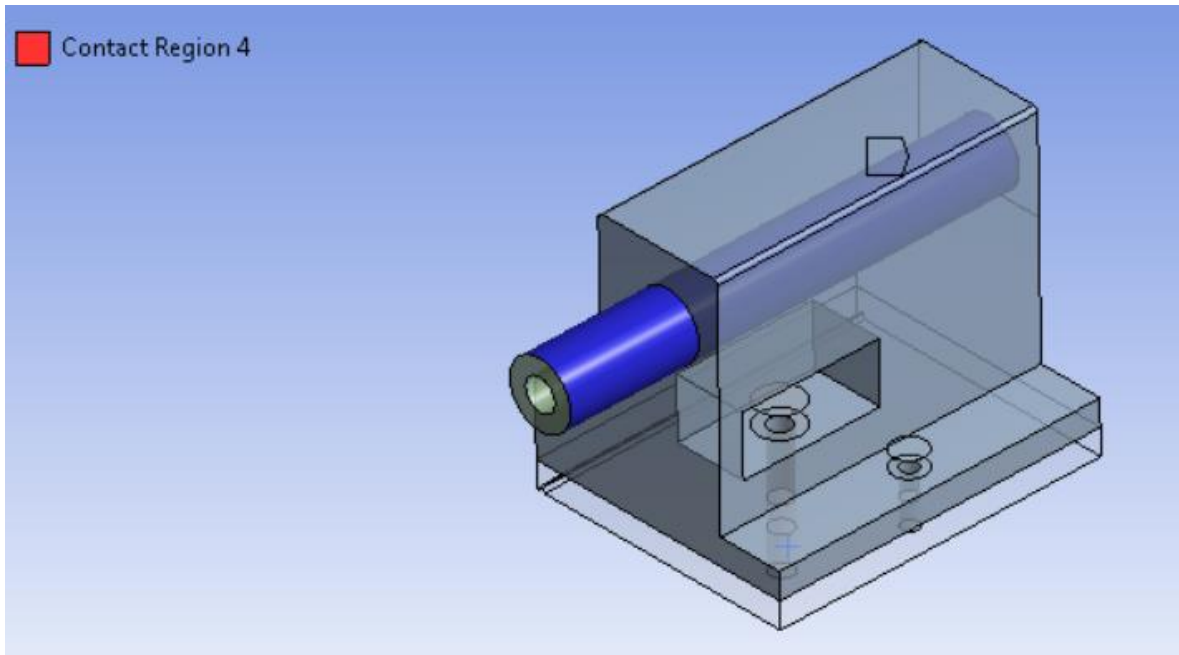


Figura 116: Regiones de contacto de los pernos de la contrapunta. Bonded. Fuente: Elaboración propia

La región de contacto restante está relacionada con el husillo de la contra punta y su agujero, la cual está representada en la siguiente figura 99



*Figura 117: Región de contacto del husillo con el agujero de la contrapunta. Bonded. Fuente: Elaboración propia*

El tipo de contacto utilizado en el programa para el sistema de ensamble de los componentes de la contrapunta es del tipo Bonded, el cual implica que no existe penetración entre las caras o bordes, ni separación o deslizamiento, lo cual simula la condición fija que se requieren de estos componentes durante la prueba de torsión,

## **Mallado**

La malla es la forma de discretizar el medio para poder realizar el análisis estructural a través del método de elemento finitos en este, es por ello que es muy importante generar una malla que describa de la mejor forma posible la geometría estudiada.

Se utilizan algunos parámetros que pueden ser modificados para mejorar la calidad del mallado, entre estos parámetros se encuentran: <sup>[25]</sup>

### 5.2.1.2 Función de tamaño (*size function*)

La opción de función de tamaño proporciona un mayor control sobre las funciones de dimensionamiento. Las funciones de tamaño controlan las siguientes propiedades:

- Ángulos entre las normales de elementos adyacentes en la malla.
- Número de elementos de malla empleados en las brechas entre dos entidades geométricas
- Graduación entre los tamaños mínimo y máximo en función de una tasa de crecimiento específica

Las opciones para la función de tamaño son Adaptativa (*Adaptive*), proximidad y curvatura (*Proximity and Curvature*), curvatura (*Curvature*), uniforme (*Uniform*) y proximidad (*Proximity*).

- Suavidad (*Smoothing*)

El parámetro suavidad intenta mejorar la calidad de los elementos moviendo sus nodos, es decir, busca formar geometrías regulares para cada elemento.

- Transición (*Transition*)

El parámetro transición controla la razón de cambio de los elementos adyacentes en su crecimiento.

### 5.2.1.3 Calidad de malla

Para analizar la calidad del mallado se utiliza la herramienta *Mesh Metric*, provista por el software ANSYS Workbench, a través de esta herramienta es posible analizar la calidad de la malla bajo variados parámetros, en este estudio consideraremos tres parámetros, los cuales se considera que tienen la mayor incidencia para configurar un buen mallado.<sup>[12]</sup>

- **Oblicuidad o Asimetría (*Skewness*)**

Es una de las principales medidas de calidad de la malla. Esta propiedad se define como la diferencia entre la forma de la cara del elemento y la forma de la cara del que sería el elemento ideal (equiangular o equilátero) de un elemento de igual volumen. Se observa en la figura 100, un ejemplo en 2D del contraste entre geometrías oblicuas e ideales, además se presenta una clasificación de la calidad de la malla en base a los valores de oblicuidad obtenidos.

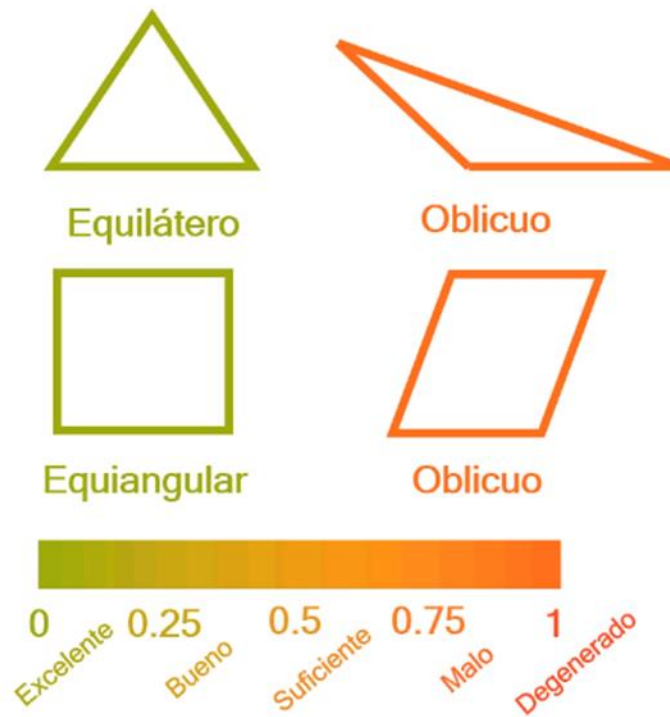


Figura 118: Oblicuidad de elementos.<sup>[25]</sup>

- **Ortogonalidad (Orthogonal Quality)**

El parámetro define que tan bien se relaciona un elemento respecto al otro en relación con el desfase que existe entre los diferentes vectores de cada elemento de la malla. Se observa en la figura 101 los vectores normales de las caras en verde, en rojo los vectores que van desde el centroide de la celda a los centroides de cada cara y por último en azul, los vectores que unen el centroide de la celda con el centroide de la celda adyacente.

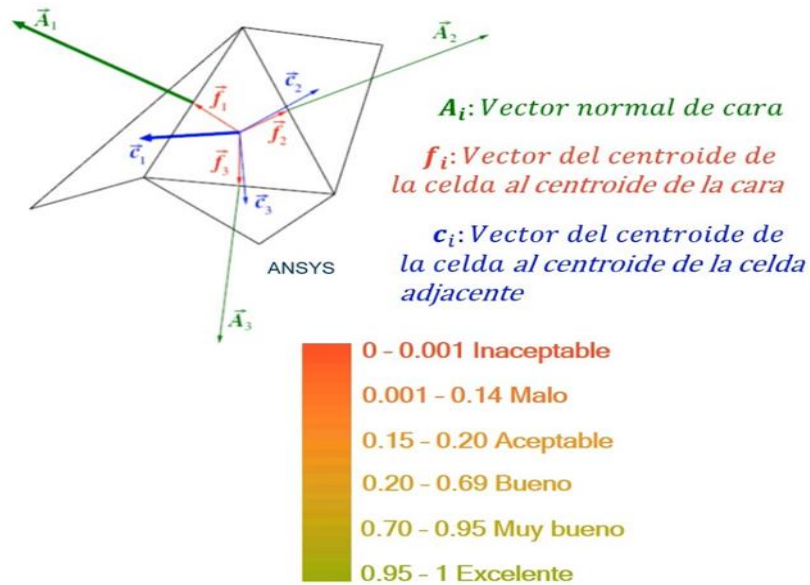


Figura 119: Ortogonalidad de elementos. <sup>[25]</sup>

- **Relación de Aspecto (Aspect Ratio)**

Es la medida de alargamiento del elemento, definida como la relación entre la distancia máxima entre el centroide de un elemento y el centroide de una cara adyacente, con la distancia entre el centro del elemento y uno de sus nodos. Una relación de aspecto menor a 10 genera una calidad de malla óptima. Se observa en la figura 102, el contraste entre un elemento con relación de aspecto igual a 1 (ideal), versus un elemento alargado con relación de aspecto igual a 20 (peor condición).

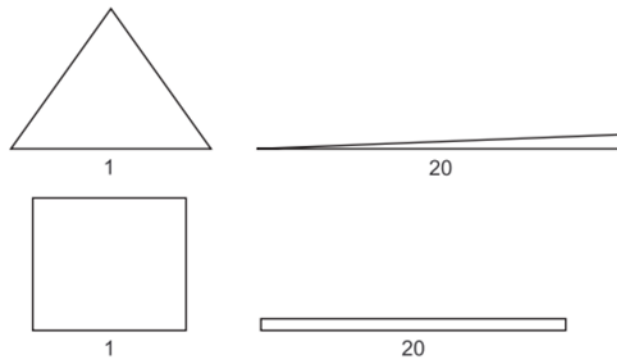


Figura 120: Relación de aspecto de elementos. <sup>[25]</sup>