

**UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTO TORIBIO DE MOGROVEJO**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA**  
**ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA**



**DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA ENSAYOS  
ESTÁTICOS Y DINÁMICOS EN FIJADORES EXTERNOS  
UTILIZADOS EN EL ÁREA DE TRAUMATOLOGÍA, SEGÚN LA  
NORMA ASTM F 1541-02**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE  
INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO**

**AUTOR**

**SEBASTIAN RODOLFO CHUMACERO ALBAN**

**ASESOR**

**ALEJANDRO SEGUNDO VERA LÁZARO**

<https://orcid.org/0000-0003-0198-338X>

**Chiclayo, 2021**

**DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA ENSAYOS  
ESTÁTICOS Y DINÁMICOS EN FIJADORES EXTERNOS  
UTILIZADOS EN EL ÁREA DE TRAUMATOLOGÍA,  
SEGÚN LA NORMA ASTM F 1541-02**

**PRESENTADA POR  
SEBASTIAN RODOLFO CHUMACERO ALBAN**

A la Facultad de Ingeniería de la  
Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo  
para optar el título de

**INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO**

**APROBADA POR**

Juan Carlos Vives Garnique  
**PRESIDENTE**

Elmer Rolaldo Polo Briceño  
**SECRETARIO**

Alejandro Segundo Vera Lázaro  
**VOCAL**

## **Dedicatoria**

A mis padres y abuelos que me brindaron su apoyo incondicional en todo momento.

## **Agradecimientos**

A mis compañeros y a mi asesor de tesis Alejandro Vera por haberme guiado durante la elaboración de este trabajo de investigación.

## Índice

Resumen .....	10
Abstract.....	11
I. Introducción .....	12
II. Objetivos .....	13
III. Justificación del problema.....	14
a. Formulación del problema.....	15
IV. Marco Teórico .....	15
a. Marco teórico conceptual .....	15
b. Banco de pruebas para ensayar fijadores externos .....	18
c. Normativa ASTM F1541-02 .....	22
d. Bases teóricas científicas .....	25
V. Métodos del ensayo.....	26
a. Ensayo analítico.....	26
b. Ensayo experimental.....	29
c. Ensayos a fijadores externos en el Perú.....	31
VI. Diseño.....	34
a. Metodología del diseño .....	34
b. Especificaciones para las pruebas.....	36
c. Estructura general .....	40
d. Unidad actuadora.....	44
e. Selección del actuador lineal y motor eléctrico.....	48
f. Modelamiento de cargas .....	59
g. Cálculo de esfuerzos .....	79
h. Factor de seguridad (F.S) .....	99
i. Piezas de acople.....	104
j. Sujeción travesaño-columna.....	108
k. Piñón –Cremallera .....	114
l. Desplazamiento global de la maquina .....	122
VII. Análisis Computacional .....	125
a. Simulación estática .....	125
b. Simulación de falla por fatiga.....	128
VIII. Cotización .....	130
IX. Conclusiones .....	134

X. Recomendaciones.....	135
XI. Referencias .....	136
XII. Anexos.....	138

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Configuración hueso fijador externo [2].....	17
Figura 2: Fijación Externa Multiplanar [2].....	17
Figura 3: Fijación Externa Circular [2] .....	18
Figura 4: Configuración básica del Banco de pruebas [7] .....	19
Figura 5: Maquina universal Instron 8874 [8].....	20
Figura 6: PCE-UTU 100 [9] .....	20
Figura 7: Banco de Pruebas de la Universidad del Valle, Colombia [10].....	21
Figura 8: Banco de Pruebas de la Universidad de Carabobo, Venezuela [2].....	22
Figura 9: Configuración de carga axial [11] .....	24
Figura 10: Configuración de prueba de torsión [11] .....	24
Figura 11: Configuración de prueba de flexión [11] .....	25
Figura 12: Ensamble Fijador Externo-Fémur en el software SolidWorks [13].....	27
Figura 13: Condiciones de carga, restricciones y mallado del modelo [13].....	28
Figura 14: Concentración de cargas y valor de tensiones de Von Mises [13].....	28
Figura 15: metodología para ensayo estático .....	29
Figura 16: Configuración para ensayo de fatiga a compresión al fijador externo atlas [7] .....	30
Figura 17: metodología para ensayo estático .....	31
Figura 18: Performance del FED en carga Axial [14].....	32
Figura 19: Performance del FED en carga de Flexión [14].....	33
Figura 20: Peso medio de hombres y mujeres en kg según edad [3].....	36
Figura 21: Vista isométrica del travesaño en SolidWorks .....	41
Figura 22: Vista isométrica de la columna en SolidWorks .....	42
Figura 23: Vista isométrica de la base móvil en SolidWorks.....	42
Figura 24: Modelo de la base soporte en SolidWorks.....	43
Figura 25: Componentes del banco de ensayos.....	44
Figura 26: cilindro de simple efecto [18] .....	45
Figura 27: actuador hidráulico [18] .....	46
Figura 28: actuador hidráulico [18] .....	47
Figura 29: Actuadores lineales de la marca E-drive [19] .....	51
Figura 30: grafica carga equivalente vs vida del actuador .....	52
Figura 31: d.c.l del primer sistema .....	54
Figura 32: d.c.l del segundo sistema .....	55
Figura 33: código en Matlab para selección del motor .....	56
Figura 34: Especificaciones técnicas motor inteligente SM34505D.....	57
Figura 35: características de la fuente de alimentación.....	58
Figura 36: cargas externas de la maquina en ensayo de compresión .....	59
Figura 37: d.c.l base móvil ensayo de compresión.....	61
Figura 38: d.c.l travesaño-columna ensayo de compresión.....	61
Figura 39:d.c.l del travesaño para ensayo de compresión .....	62
Figura 40: d.c.l de la columna para ensayo de compresión.....	63
Figura 41: d.c.l base móvil ensayo de compresión.....	63

Figura 42: d.c.l elemento a base soporte ensayo de flexión .....	64
Figura 43: d.c.l elemento a base soporte ensayo de flexión .....	64
Figura 44: d.c.l elemento a base soporte ensayo de flexión .....	65
Figura 45: modelamiento cargas externas de la maquina ensayo de flexión.....	66
Figura 46: d.c.l base móvil ensayo de flexión .....	67
Figura 47: d.c.l travesaño-columna ensayo de flexión .....	68
Figura 48: d.c.l travesaño ensayo de flexión .....	69
Figura 49: d.c.l columna ensayo de flexión.....	69
Figura 50: d.c.l elementos de acople ensayo flexión.....	70
Figura 51: d.c.l base fija ensayo flexión .....	70
Figura 52: d.c.l elemento a base soporte ensayo de flexión .....	71
Figura 53: d.c.l elemento b base soporte ensayo de flexión .....	71
Figura 54: d.c.l elemento a base soporte ensayo de flexión .....	72
Figura 55: modelamiento cargas externas de la maquina ensayo torsión.....	72
Figura 56: d.c.l base móvil ensayo torsión .....	73
Figura 57: d.c.l piezas de acople ensayo torsión .....	74
Figura 58: d.c.l travesaño-columna ensayo torsión .....	75
Figura 59: d.c.l travesaño ensayo torsión .....	76
Figura 60: d.c.l columnas ensayo torsión .....	77
Figura 61: d.c.l base soporte ensayo torsión.....	77
Figura 62: d.c.l elemento a base soporte ensayo de torsión .....	78
Figura 63: d.c.l elemento b base soporte ensayo de torsión .....	78
Figura 64: d.c.l elemento c base soporte ensayo de torsión .....	79
Figura 65: vista de planta columna.....	82
Figura 66: diagramas de momento y fuerza cortante máxima columna.....	84
Figura 67: vista de planta del travesaño .....	85
Figura 68: diagramas de momento y fuerza cortante máxima travesaño .....	86
Figura 69: diagramas de momento y fuerza cortante máxima columna.....	87
Figura 70: vista de planta base móvil .....	89
Figura 71: diagramas de momento y fuerza cortante máxima base móvil .....	90
Figura 72: vista de planta elemento a base soporte .....	91
Figura 73: diagramas de momento y fuerza cortante máxima ensayo compresión.....	92
Figura 74: diagramas de momento y fuerza cortante elemento a ensayo flexión.....	93
Figura 75: vista 3D elemento b.....	94
Figura 76: diagramas de momento y fuerza cortante elemento c ensayo compresión ..	97
Figura 77: diagramas de momento y fuerza cortante elemento c ensayo a flexión.....	98
Figura 78: catalogo tubos circulares aceros Arequipa.....	101
Figura 79: código en Matlab para estimar espesor de plancha elemento a base soporte .....	102
Figura 80: catalogo tubos cuadrados estándares.....	103
Figura 81: vista 3D pieza 01 .....	104
Figura 82: esfuerzos von mises pieza 01 en solidworks.....	105
Figura 83: factor de seguridad pieza 01 en solidworks .....	105
Figura 84: vista 3d pieza 02.....	106
Figura 85: esfuerzos von mises pieza 02 en solidworks.....	106
Figura 86: factor de seguridad pieza 02 en solidworks .....	107
Figura 87: vista 3d pieza 03.....	107

Figura 88: esfuerzos von mises pieza 03 en solidworks.....	108
Figura 89: factor de seguridad pieza 03 en solidworks .....	108
Figura 90: sistema de sujeción travesaño – columna .....	109
Figura 91: vista de planta sistema travesaño – columna (sujetador) .....	110
Figura 92: vista 3d del piñón .....	114
figura 93: d.c.l diente del piñón.....	116
Figura 94: factor geométrico J.....	117
Figura 95: valor $Q_v$ para factor carga dinámica .....	118
Figura 96: Factor de distribución $K_m$ .....	118
Figura 97: Factor de carga $K_a$ .....	119
Figura 98: factor de vida $K_L$ .....	120
Figura 99: Factor de temperatura $K_T$ .....	120
Figura 100: factor de confiabilidad .....	121
Figura 101: número de esfuerzos admisibles .....	121
Figura 102: tensiones von mises configuración ensayo a compresión.....	126
Figura 103: factor de seguridad configuración ensayo a compresión .....	126
Figura 104: tensiones von mises configuración ensayo a flexión .....	127
Figura 105:factor de seguridad configuración ensayo a flexión.....	127
Figura 106: tensiones von mises configuración ensayo a compresión.....	128
Figura 107: factor de seguridad configuración ensayo a compresión .....	128
Figura 108: S-N AISI 304 .....	129
Figura 109: vida total estudio de falla por fatiga.....	130

## LISTA DE TABLAS

Tabla 1: Secciones de la norma ASTM F1541-02 [11].....	23
Tabla 2: Comparación de propiedades mecánicas.....	32
Tabla 3: Comparación de ensayos realizados en el Perú y según norma .....	33
Tabla 4: Resumen de variables para en ensayo estático.....	38
Tabla 5: Resumen de variables para en ensayo estático.....	40
Tabla 6: especificaciones técnicas de un actuador neumático.....	44
Tabla 7: ventajas y desventajas del actuador neumático .....	45
Tabla 8: ventajas y desventajas del actuador hidráulico.....	46
Tabla 9: ventajas y desventajas del actuador lineal.....	47
Tabla 10: ponderación para selección de actuador.....	47
Tabla 11: matriz de selección .....	48
Tabla 12: especificaciones del actuador lineal e-drive HD 302-36.....	52
Tabla 13: propiedades mecánicas del acero inoxidable AISI 304.....	81
Tabla 14: propiedades mecánicas del acero ASTM A36 .....	81
Tabla 15: resumen de elementos críticos.....	99
Tabla 16: tolerancias mínimas de diámetros .....	109
Tabla 17: características del piñón .....	114
Tabla 18: desplazamientos máximos.....	125
Tabla 19: detalles de análisis fatiga.....	129
Tabla 20: costos unitarios equipos de maquinaria.....	130
Tabla 21: costos unitarios operarios .....	131
Tabla 22: costos unitarios materiales .....	131
Tabla 23: costos unitarios equipos electromecánicos.....	133

## Resumen

La traumatología es una rama de la medicina que estudia el tratamiento de las fracturas o malformaciones óseas en el aparato locomotor, donde se emplean diferentes técnicas o procedimientos ya sean conservadores o quirúrgicos, dependiendo del grado de la lesión. Por el creciente número de accidentes se utilizan los fijadores externos por su versatilidad y porque existen patologías en el paciente donde la única opción es la fijación externa.

Los costosos fijadores externos, mayormente de importación, restringe el uso de la nueva tecnología y acuden a prototipos o diseños nacionales donde muchas veces no son sometidos a pruebas de laboratorio que sirven para caracterizarlos mecánicamente. Aun existiendo métodos computacionales para diseñar y analizar el comportamiento de estos dispositivos, es importante obtener resultados físicos de estos mismos donde solamente se logran mediante pruebas experimentales. Para lograr este propósito, en el presente trabajo de investigación se diseñó un banco de pruebas para realizar ensayos de compresión, flexión y torsión en fijadores externos, se seleccionó el actuador lineal y el motor eléctrico para aplicar la fuerza necesaria durante el ensayo y se realizó una simulación de toda la máquina ensamblada para verificar que el diseño cumpla con el factor de diseño establecido, utilizando como herramienta computacional el programa SolidWorks Simulation. Además, se realizaron los planos de fabricación y ensamblaje de las tres configuraciones de ensayos.

Finalmente se realizó una cotización del costo de fabricación de la máquina y así compararlos con los costos de importación que representan las maquinas universales.

**Palabras clave:** Fijador externo, diseño de un banco de pruebas, ensayo estático y dinámico, Solidworks Simulation.

## Abstract

The Orthopaedics is a branch of medicine that deals with the treatment of fractures or bone malformations in the musculoskeletal system, where they employ different techniques or procedures whether conservative or surgical procedures, depending on the extent of the lesion. The growing number of accidents and external fixators are used for its versatility and because there are pathologies in the patient where the only option is the external fixation.

The costly external fixators, mostly of import, restricts the use of the new technology and come to prototypes or national designs where many times are not subjected to laboratory tests, such as, for example, static and dynamic that serve to characterize them mechanically. Even with computational methods to design and analyze the behavior of these devices, it is important to get physical results of these same where only are achieved through experimental testing. To achieve this purpose, in the present research work is designing a test bench for static and dynamic testing in external fixators, linear actuator was selected to implement the necessary strength during the test and a simulation of the entire machine assembled to verify correct operation, using as a computational tool the program Solidworks Simulation.

Finally, a quote of the cost of manufacture of the machine and compare them with the import costs that represent the universal machines.

**Keywords:** External fixator, design a test bench, static and dynamic testing, Solidworks Simulation.

## I. Introducción

La traumatología es la rama de la medicina que estudia las lesiones y malformaciones óseas del aparato locomotor lo cual hace uso de distintos mecanismos para lograr la estabilidad y rigidez del hueso. Algunos de estos dispositivos pueden ser clavos intramedulares, placas, clavos o tornillos, varillas ortopédicas, grapas ortopédicas, fijadores externos, etc. Estos dispositivos utilizan distintos tipos de materiales dependiendo del uso clínico que se aplique, los más utilizados son el acero inoxidable y el aluminio [1].

En el Perú se ha usado estos dispositivos desde hace décadas, más aún desde el terremoto del año 1970 donde se necesitaba atender a miles de heridos con una intervención quirúrgica rápida y eficiente. Es ahí cuando el fijador externo tiene una gran importancia para el tratamiento de lesiones óseas, por su versatilidad y fácil uso. Según el SPOT (Sociedad Peruana de Ortopedia y Traumatología), aún existe una gran dependencia por los fijadores externos, pero su uso cada vez decrece más, ya que gran parte de estos dispositivos son importados y tienen un elevado alto costo. Este problema ha conllevado tanto a médicos traumatólogos como ingenieros biomédicos a diseñar fijadores externos para satisfacer la demanda de pacientes en el Perú.

Según la base de datos en dominio público de INDECOPI, hasta el día de hoy solo se han patentado dos fijadores externos en el Perú, el FED (Fijador Externo Descartable) y el FERN (Fijador Externo Reusable Nacional). Estos dispositivos deben ser sometidos a pruebas experimentales para caracterizarlos mecánicamente y garantizar su correcto funcionamiento.

La caracterización mecánica se realiza mediante banco de ensayos que son especialmente para equipos ortopédicos cuya finalidad es determinar el rango de desplazamiento que pueden tener estos dispositivos al estar sometidos a cargas estáticas y dinámicas. Es la ASTM (Asociación Americana de Pruebas y Materiales) quien nos brinda las recomendaciones para realizar los ensayos y cómo interpretar los resultados. [2]

En vista del crecimiento en el interés de diseñar estos dispositivos de osteosíntesis en el Perú para no depender de la tecnología extranjera, también nace la interrogante de cómo se caracterizará mecánicamente o validará experimentalmente estos dispositivos. Debido a este problema, aparece la necesidad de diseñar un banco de pruebas para realizar ensayos a los fijadores externos ya que los bancos de pruebas universales o de importación son de alto costo y esto restringe su adquisición. Esto ayudará a no depender de la tecnología extranjera, además de brindar un aporte a la investigación nacional.

## **II. Objetivos**

### **2.1. Objetivo General**

Diseñar un banco de pruebas para ensayos estáticos y dinámicos en fijadores externos empleados en el área de traumatología, según la norma ASTM F 1541-02.

### **2.2. Objetivos Específicos**

- Evaluar el método de ensayo actual que se realiza para caracterizar mecánicamente a los fijadores externos en el Perú.
- Determinar las variables de entrada para realizar la validación mecánica a fijadores externos según las designaciones de la ASTM.
- Diseñar los elementos que conforman el banco de pruebas.
- Realizar simulación estática y de fatiga del banco de pruebas mediante el uso de herramientas CAD-CAE.

### III. Justificación del problema

La ingeniería biomédica es una carrera profesional que recientemente ha tenido una gran relevancia en el Perú y su objeto de estudio se basa en el desarrollo y aplicación de la tecnología para mejorar la salud de las personas. Ninguna universidad del Perú cuenta con una máquina o un banco de pruebas para realizar ensayos estáticos y dinámicos a fijadores externos validados por la norma ASTM F 1541-02, por lo que este diseño será de una gran ventaja para aquellos que desarrollen dispositivos de osteosíntesis y deseen implementar un banco de pruebas para calificarlos experimentalmente [3].

Debido a la gran importancia que es la salud y el bienestar de las personas, se decidió implementar la carrera de ingeniería biomédica en algunas universidades del Perú, para contribuir con el diseño de dispositivos mecánicos aplicados en el cuerpo humano y no tener dependencia de la tecnología extranjera. Desde hace muchas décadas se utilizan los fijadores externos por su versatilidad, fácil y rápida intervención quirúrgica. El Dr. José Fernández Caycho (Creador del Fijador Externo Reutilizable Nacional) afirma que estuvo muy interesado en crear su propio fijador externo. Los pacientes no tenían los recursos económicos necesarios para adquirir un producto de la empresa suiza AO Foundation, que en ese entonces distribuía sus productos por todo el Perú. En vista a este problema es que despertó el interés de muchos especialistas en traumatología en diseñar sus propios dispositivos de osteosíntesis, que a través de los años de experiencia lograron hacerlo. Esta iniciativa ha beneficiado a muchas personas que se realizaron el tratamiento a un costo accesible. Actualmente sigue vigente el interés por seguir creando muchos dispositivos de osteosíntesis más para distribuirlos tanto a nivel nacional como exportarlos a otros países, y para esto se necesita hacer una validación experimental del producto antes de salir al mercado. [1]

Por lo general estas máquinas o banco de pruebas se encuentran en laboratorios especializados de ingeniería biomédica y son muy costosas. Esto quiere decir que, si un fijador externo es estandarizado por la norma internacional ASTM F 1541-02, los pacientes podrán adquirir estos dispositivos a un menor costo, de manera inmediata y de la misma calidad que uno importado. Pensando además en la nueva formación académica de la carrera de ingeniería biomédica en el Perú, el presente trabajo, propone un diseño apropiado para su económica y fácil construcción en caso de que se desee implementar esta máquina en un laboratorio especializado para ensayar fijadores externos. El diseño por ser netamente mecánico y electrónico, no requerir ningún combustible fósil para su funcionamiento. Este proyecto no tiene ningún impacto con el medio ambiente.

### **a. Formulación del problema**

¿El diseño de un banco de pruebas permitirá realizar ensayos estáticos y dinámicos a fijadores externos en el área de traumatología según la norma ASTM F 1541-02?

## **IV. Marco Teórico**

### **a. Marco teórico conceptual**

#### **i. Diseño de Ingeniería**

Es la ingeniería relacionada con el diseño, mejoramiento e instalación de sistemas integrados de personas, materiales, información, equipo y energía.

Aprovecha el conocimiento especializado y las habilidades de las ciencias matemáticas, físicas y sociales, en conjunción con los principios y métodos del análisis y diseño ingenieril para especificar, predecir y evaluar los resultados que se obtienen de dichos tipos de sistemas. [4]

El diseño es un proceso innovador y altamente iterativo. También es un proceso de toma de decisiones y algunas veces están deben tomarse con muy poca información, en otras apenas con la cantidad adecuada y en ocasiones con un exceso de información parcialmente contradictoria. Algunas veces las decisiones se toman de manera tentativa, por lo cual es conveniente reservarse al derecho de hacer ajustes a medida que se obtengan más datos. [5]

#### **ii. Traumatología**

La traumatología es la rama de la medicina que se especializa en los traumatismos y en sus consecuencias. Los expertos en traumatología, conocidos como traumatólogos, estudian las lesiones que se producen en el aparato locomotor y contemplan el tratamiento médico farmacológico de las diversas lesiones con intervenciones que abarcan la aplicación de infiltraciones, inmovilización con yesos, la reconstrucción de lesiones en tejidos blandos como ligamentos y tendones, la reparación o extirpación de los meniscos lesionados, la reparación de fracturas con la colocación de material metálico para alinear los extremos óseos, etc. Para las intervenciones quirúrgicas los traumatólogos utilizan diferentes dispositivos de osteosíntesis que

permiten la integración del funcionamiento de las extremidades. Estos dispositivos pueden ser placas, clavos intramedulares, tornillos o fijadores externos.

### **iii. Dispositivos de osteosíntesis**

El termino Osteosíntesis fue introducido por Albín Lambotte para describir la “síntesis” (derivado del griego que significa unir o fusionar) de un hueso fracturado mediante una intervención quirúrgica en la que se utiliza algún material implantable.

El objetivo de la osteosíntesis es conseguir devolver la anatomía y función al segmento músculo esquelético lesionado mientras se obtiene la curación de la fractura, esto se realiza uniendo los fragmentos óseos mediante la utilización de elementos tales como Tornillos, Placas, Tutores externos, Clavos intramedulares y otros. Todos ellos son elementos fabricados con metales especiales, de muy baja o nula reacción del organismo). [2]

### **iv. Fijadores Externos**

El método de fijación externa se utiliza principalmente con fines traumáticos y correctores de deformidad, con el objetivo principal de la realineación ósea. Según el principio de la ferulización, las ventajas asociadas con la fijación externa incluyen la simplicidad y la capacidad de ajuste del fijador. Este método de tratamiento comenzó a tener lugar durante el siglo XIX con Jean François Malgaigne, quien desarrolló una pinza con forma de garra con la intención de reducir y estabilizar las fracturas. [6]

Los fijadores externos están compuestos básicamente por tres partes:

1. Los clavos, agujas, fichas o “pins” que van anclados al hueso y al fijador.
2. Las conexiones que realizan la sujeción entre los clavos y el cuerpo del fijador.
3. El cuerpo de fijador o soporte que puede presentar forma lineal, circular, rígida o articulada.

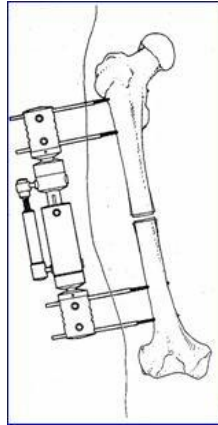


Figura 1: Configuración hueso fijador externo [2]

Existen diversos tipos de fijadores externos en la actualidad, siendo los principales los de fijación externa unilateral, fijación externa multiplanar y los fijadores externos circulares [2].

- Los fijadores externos unilaterales permiten un movimiento axial en la fractura, están constituidos por una o dos barras de unión entre los tornillos transóseos y se recomienda en fracturas diafisarias.
- La fijación externa multiplanar (Hoffman) aumenta la rigidez de la fijación mediante la colocación de varias barras unidas entre sí. No existe un patrón establecido para su disposición. No existen pruebas definitivas que confieran mejores resultados a éstos en comparación a los unilaterales.

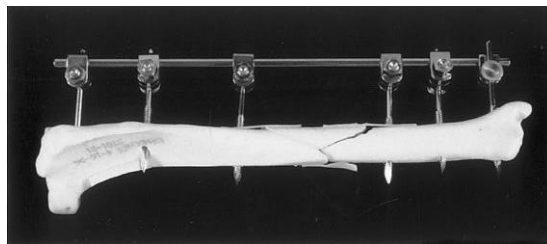


Figura 2: Fijación Externa Multiplanar [2]

- En el caso de la fijación externa circular se basa en un fijador externo de anillo con múltiples alambres; están indicados en fracturas diafisarias asociadas a pérdida ósea amplia (para posibilitar la reconstrucción posterior del defecto óseo mediante transporte óseo). Como inconveniente tiene, el no permitir un

acceso adecuado a los tejidos blandos para posibilitar su reparación.



Figura 3: Fijación Externa Circular [2]

### b. Banco de pruebas para ensayar fijadores externos

Un banco de pruebas es un módulo o plataforma que tiene como finalidad realizar una verificación rigurosa, eficiente y confiable de algunas teorías científicas en la práctica real.

Cualquier diseño mecánico tiene que someterse a pruebas experimentales para verificar su correcto funcionamiento considerando el comportamiento del mismo durante su operación.

La configuración básica de un banco de pruebas para fijadores externos consta de:

- Base
- Columna
- Travesaño
- Soporte
- Probeta
- Actuador lineal

El actuador lineal tiene como función aplicar la fuerza a la probeta durante el ensayo. La fuerza dependiendo del tipo de prueba que se realice puede ser con control de carga o desplazamiento. Desde un principio se define la capacidad de la máquina para los ensayos, considerando el criterio del diseñador y en base a máquinas universales.

Además, tiene que estar en la capacidad de realizar pruebas de carga axial, flexión y de torsión.

En la figura 4 se puede observar la configuración básica del banco de pruebas y todos sus elementos. Por lo general el travesaño es el elemento móvil y se adecua a la posición de la probeta para los ensayos.

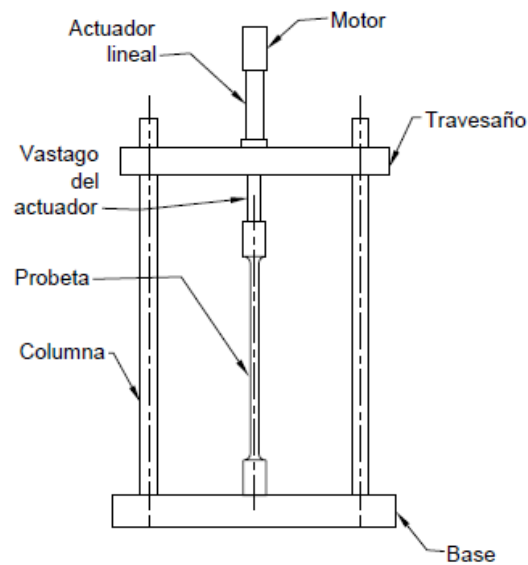


Figura 4: Configuración básica del Banco de pruebas [7]

### i. Bancos de Pruebas universales

En el mercado existen variedades de bancos para ensayar fijadores externos, lo cual cuentan con dispositivos electrónicos para el funcionamiento y captación de datos. Los bancos universales más utilizados en los laboratorios de biomecánica son:

#### 1. Instron 8874

Este modelo tiene una capacidad de carga de hasta 2500 N y cuenta con un sistema de prueba servohidráulico de mesa biaxial y de torsión combinado en la cruceta superior. Además, cuenta con un marco de doble columna alineado con precisión y una tabla de ranuras en forma de T.

Para la captación de resultados tiene un software que proporciona un control total como generación de formas de onda, calibración, configuración de límites y monitoreo de los ensayos en tiempo real.

Esta tecnología es la más avanzada hoy en día y es considerado como uno de los mejores bancos de ensayos para dispositivos de osteosíntesis por su facilidad de uso y sus aplicaciones que puede ofrecer.



Figura 5: Maquina universal Instron 8874 [8]

## 2. Serie PCE-UTU

Este modelo tiene la particularidad que pueden llegar hasta 100kN de carga nominal. Tiene un interruptor automático para ajustar la posición de la probeta. Es muy utilizado para los ensayos a tracción y compresión, por ello tiene acoplado un banco de prueba de fuerza. A diferencia del Instron 8874, este modelo tiene muchos más componentes mecánicos y electrónicos ya que su función es ensayar no solo equipos ortopédicos, sino también estructuras más rígidas.



Figura 6: PCE-UTU 100 [9]

## ii. Antecedentes

Los bancos de pruebas universales tienen un costo muy elevado por lo que es una de las razones más importantes para proponer el diseño de estos equipos y posteriormente fabricarlos. Algunos autores llegan a la conclusión que pueden ahorrarse hasta un 80% en el costo de fabricación y montaje con sus diseños y tienen resultados muy satisfactorios.

### 1. Banco de pruebas con capacidad de 1800 N

En la Universidad del Valle, Colombia, se diseñó y fabricó un banco de pruebas con una capacidad de 1800 N y una frecuencia de 3 Hz. Con esta máquina se realizó posteriormente los ensayos estáticos y dinámicos al fijador externo Atlas para poder caracterizarlo mecánicamente.

Este modelo cuenta con la misma configuración básica descrito en el apartado anterior, además de un sistema de control y una programación para la captación de datos y su interpretación. Además, cuenta con un mecanismo compuesto por poleas y una correa dentada. Para accionar este sistema fue necesaria la selección de un pequeño motor.

El autor llega a la conclusión que el banco de pruebas cumple con todos los requerimientos de desplazamiento, rigidez y control de carga necesarios para poder realizar los ensayos. También se optimizaron los procesos para reducir costos.



Figura 7: Banco de Pruebas de la Universidad del Valle, Colombia [10]

## 2. Banco de pruebas con capacidad de 2400 N

En la Universidad de Carabobo, Venezuela se desarrolló un banco de pruebas para ensayar dispositivos de osteosíntesis. Las dimensiones básicas se determinaron teniendo como referencia las dimensiones de la máquina universal E3000 ELECTRODYNAMIC TEST INSTRUMENT.

Las pruebas de la máquina se realizaron mediante ensayos utilizando un elemento mecánico certificado de comportamiento elástico y un fijador externo. Para la validación de la máquina no se realizó ningún análisis computacional. Además, desarrolló un programa utilizando el software Labview para la visualización, monitoreo de la data y resultados generados.

Este diseño al igual que el anterior cuenta con un sistema de movilización para el travesaño y se encuentra por debajo de la base.

El autor concluye además que su máquina desarrollada representa un 24% del costo de una máquina comercial importada de igual capacidad y que su diseño puede ser utilizado en cualquier centro biomédico para realizar los ensayos respectivos.

Además, recomienda en un próximo trabajo de investigación similar, diseñar el banco de pruebas para que este en la capacidad de no solo realizar ensayos a compresión, sino también de flexión y torsión.



Figura 8: Banco de Pruebas de la Universidad de Carabobo, Venezuela [2]

### c. Normativa ASTM F1541-02

La ASTM es la Sociedad Americana de Pruebas y Materiales donde nos detalla los diferentes mecanismos para ensayar dispositivos mecánicos.

Existen varios volúmenes y clasificaciones para cada tipo de material y aplicación de los dispositivos.

El volumen 13 de la ASTM se denomina “servicios y dispositivos médicos” y dentro de esta se encuentra la norma ASTM F1541-02 que tiene por nombre “Especificación estándar y métodos de prueba para dispositivos de fijación externa”.

Todo el contenido de este apartado se encuentra en [11], lo cual solo se han extraído los ítems más importantes.

Algunos de estos ítems son:

Tabla 1: Secciones de la norma ASTM F1541-02 [11]

A2.6.3	Dispositivos para interpretación de resultados
A.2.8.7	Ensayo cíclico
A.2.8.8	Registro de datos
A.7.6.3.3	Almacenar curva de carga en función del desplazamiento
A.7.10.10	Para ensayo estático se establecen como máximo 5 ciclos de pre-acondicionamiento
A.7.10.12	Ensayos simples y multíciclicos
A.7.12	Reporte de ensayos

Cada sección tiene una descripción con valores recomendados basándose en ensayos realizados anteriormente por otros autores, además de brindar las disposiciones de las pruebas que se va a realizar al fijador externo.

#### ➤ **Configuración de prueba de carga axial**

Es la configuración más simple para ensayar a un fijador externo. Se colocan los pines del fijador dentro de una probeta de ensayo para obtener la mayor estabilidad posible al momento de realizar los ensayos.

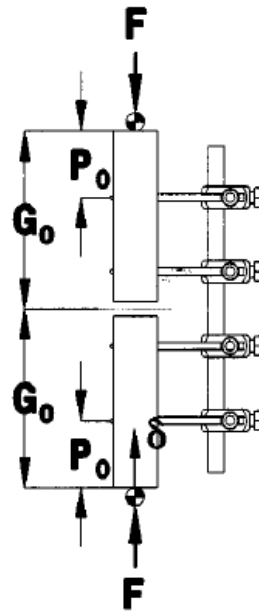


Figura 9: Configuración de carga axial [11]

➤ **Configuración de prueba a torsión**

Esta configuración se encuentra orientada horizontalmente donde el fijador se apoya sobre una placa instalada en la base del banco. El actuador lineal se acopla mediante un pequeño disco dentado con la probeta donde se le aplica la fuerza.

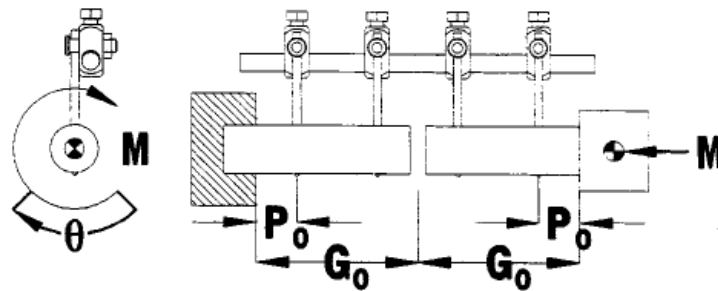


Figura 10: Configuración de prueba de torsión [11]

➤ **Configuración de prueba a flexión**

Para los ensayos a flexión o también llamado prueba de flexión antero-posterior se posiciona el fijador externo junto con la probeta en orientación forma horizontal y se aplica una fuerza.

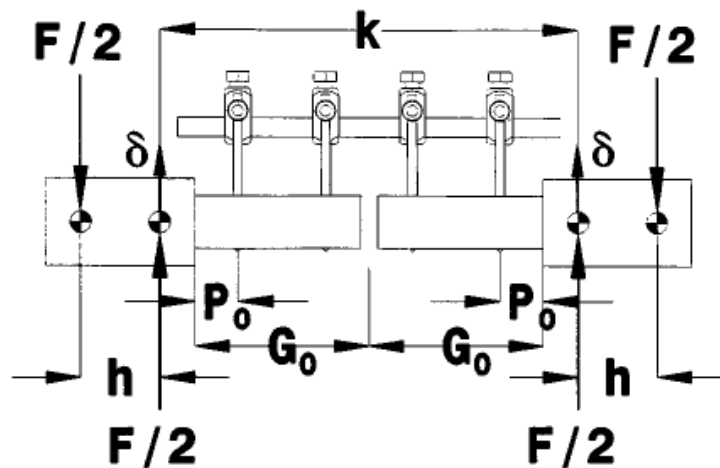


Figura 11: Configuración de prueba de flexión [11]

#### d. Bases teóricas científicas

La carrera de ingeniería biomédica no es una carrera nueva en el mundo, pero si en el Perú, y es que la Universidad Tecnológica del Perú (UTP) la dicta desde el año 2011, la Pontificia Universidad Católica del Perú (PUCP) y la Universidad Peruana Cayetano Heredia (UPCH) cuentan con esta carrera desde el año 2017, donde se prevé que en algunos años la demanda en el diseño y ensayos experimentales en los dispositivos ortopédicos aumenten. Actualmente ninguna de las universidades anteriormente mencionadas cuenta con máquinas para ensayar este tipo de dispositivos ortopédicos [3].

Para el correcto diseño de un banco de ensayos para fijadores externos se debe primero conocer los tipos de ensayos que va a realizar la máquina y que tipo de dispositivos de osteosíntesis se van a ensayar. También es importante saber cómo se realiza actualmente la caracterización mecánica a los fijadores externos, los métodos de pruebas realizadas, las especificaciones estándar de las pruebas, el principio de funcionamiento de la máquina y que componentes electrónicos se utilizan para la interpretación de los resultados.

Según el Dr. Alfredo Aibar Montoya, los fijadores externos nacionales constituyen una alternativa considerable de ahorros económicos para los pacientes que padecen de alguna fractura si se compara con otros métodos de fijación externa en el extranjero. Es por esta razón que se realizan investigaciones acerca de cómo validar estos fijadores externos con la finalidad de garantizar su correcto funcionamiento durante el tratamiento del paciente.

Anualmente se lleva a cabo el Congreso Latinoamericano de Ingeniería Biomédica (CLAIB), donde diferentes países de este continente y el resto del mundo aportan nuevas ideas y contribuciones a la ingeniería respecto a la aplicación de la mecánica al cuidado de la salud humana. La realidad

latinoamericana está asociada a una distribución de población en grandes extensiones y con algunos lugares inhóspitos con bajo nivel de accesibilidad geográfica para especialistas de la salud. Asimismo, esto dificulta el acceso de la alta tecnología médica necesaria para una adecuada atención en la salud. Algunos de los fijadores externos reconocidos en Latinoamérica y Centroamérica son el F.E Atlas (Colombia), F.E Ralca (Cuba), F.E Osteline (Argentina), F.E descartable (Perú), F.E Xcaliber (Brasil) [12]

## V. Métodos del ensayo

Para realizar un ensayo satisfactorio se deben tener como referencia los métodos que nos brinda la norma ASTM. A partir de recomendaciones de la norma ASTM F 1541-02, sus designaciones y trabajos de investigación reconocidos se realizará una comparación de los ensayos realizados a fijadores externos nacionales y de importación.

Existen dos métodos para caracterizar un fijador externo, el primero es el ensayo analítico donde se emplea un modelo matemático del elemento a ensayar utilizando herramientas computacionales y el segundo es el ensayo experimental, que se realiza en bancos o prensas especiales.

### a. Ensayo analítico

El análisis mediante elementos finitos se ha convertido en un instrumento ampliamente aceptado y divulgado para el estudio del comportamiento biomecánico del hueso y el sistema hueso-implante. Desde su introducción en los años setenta, y en orden a resolver problemas complejos como la geometría, el patrón de cargas y el comportamiento de materiales, se ha convertido en un método fundamental de investigación en biomecánica. La caracterización mediante este método supone la realización de experimentos muy costosos con especímenes reales. De ahí el interés de encontrar modelos numéricos que simulen de forma suficientemente aproximada el comportamiento del fijador externo al estar sometido a cargas estáticas y variables. [13]

Los pasos a realizar para el método analítico son los siguientes:

#### ➤ Modelado del hueso

El modelado óseo es el procedimiento por el cual se lleva a cabo para poder analizar el comportamiento del hueso ante variaciones que puede sufrir a causa de una lesión o malformación ósea. Por lo general se utiliza un software que realice el método de elementos finitos. Las propiedades mecánicas del hueso que se utilizan son las más aproximadas posibles. [13]

### ➤ Elementos del fijador externo

En este paso se miden los elementos que conforman el fijador externo para modelarlo en el software y posteriormente realizar la simulación.

Las dimensiones exactas de los elementos que conforman el fijador externo se miden con ayuda de un pie de rey y una regla. El modelado se realiza con ayuda del paquete profesional de diseño gráfico en 3D SolidWorks, ANSYS, ALGOR, etc. Los elementos que conforman el fijador externo por lo general son: varillas roscadas o alambres de Steinmann para la fijación del dispositivo al hueso, tuercas de sujeción, un tornillo de extensión y tornillo cefálico, todos de acero aleado inoxidable con las siguientes características mecánicas:

- Límite de rotura
- Límite de fluencia
- Módulo de elasticidad
- Módulo de Poisson
- Densidad

### ➤ Ensamble Fijador Externo-Hueso

En este paso tanto el Fijador Externo y el hueso modelado se ensamblan entre sus componentes a través de relaciones de posición entre ellos. En la Figura 13 se puede observar el modelo 3D del ensamble fijador externo al fémur en el paquete grafico de SolidWorks. [13]

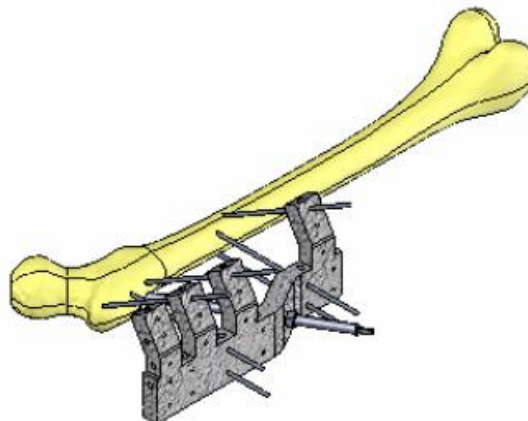


Figura 12: Ensamble Fijador Externo-Fémur en el software SolidWorks [13]

### ➤ Condiciones de contorno y carga

Se consideran las inserciones musculares, la carga correspondiente al peso del cuerpo y todas las cargas a la que estará sometida el fijador como efecto del movimiento natural de la persona. Estas características están relacionadas directamente con el peso del paciente, actividad frecuente, estabilidad y rigidez del fijador externo. [13]

### ➤ **Mallado del modelo**

La geometría que se analiza se individualiza con elementos tetraédricos (3D) y triangulares (2D). Para este tipo de modelos se utiliza un elemento finito de tipo sólido tetraédrico de alto orden (10 nodos), con tres grados de libertad por nodo. [13]

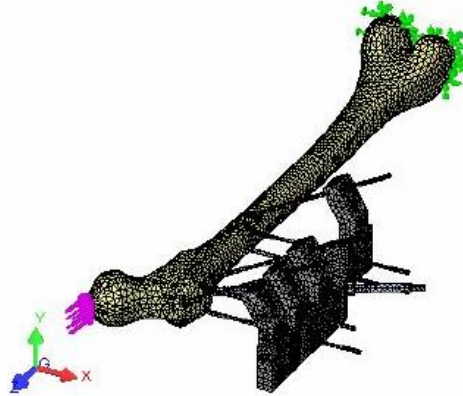


Figura 13: Condiciones de carga, restricciones y mallado del modelo [13]

### ➤ **Simulación en programa computacional**

Ya teniendo todos los parámetros a considerar (modelado y cargas aplicadas), se realiza la simulación para obtener los esfuerzos en los puntos más críticos del modelo. Aquí se conocen todos los desplazamientos interfragmentarios para diferentes condiciones de carga y estado de tensiones de los elementos que conforman el ensamble según el criterio de las tensiones equivalentes de Von Mises. [13]

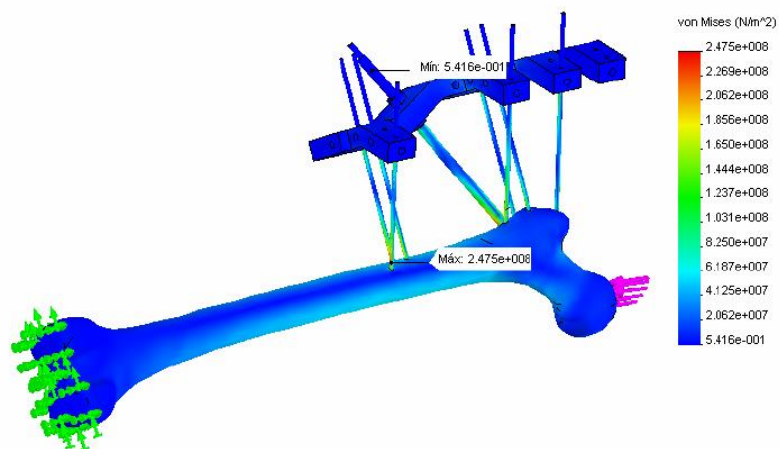


Figura 14: Concentración de cargas y valor de tensiones de Von Mises [13]

## b. Ensayo experimental

Muchos de los dispositivos de osteosíntesis son sometidos a pruebas experimentales por la confiabilidad de los resultados. Existen distintas configuraciones de pruebas dependiendo del tipo de fijador externo ensayar. La norma ASTM F 1541-02 nos detalla en algunas de sus designaciones los métodos de pruebas convencionales. Los ensayos pueden ser de carga axial, flexión y torsión.

Para el diseño del banco de pruebas es muy importante tener en cuenta las indicaciones de la norma y los pasos a seguir para una correcta validación mecánica.

### i. Ensayo estático

Este ensayo consiste en aplicar una carga constante durante un tiempo determinado para observar el comportamiento del fijador externo. Como el banco de pruebas tiene control de carga se debe consultar con la norma ASTM F 1541-02 y sus designaciones sobre los tiempos de carga a aplicar. Después el sistema de captación muestra una curva que relaciona la carga y el desplazamiento para así poder determinar la rigidez del fijador externo. El diagrama de proceso del ensayo con carga estática se muestra en la figura 16.

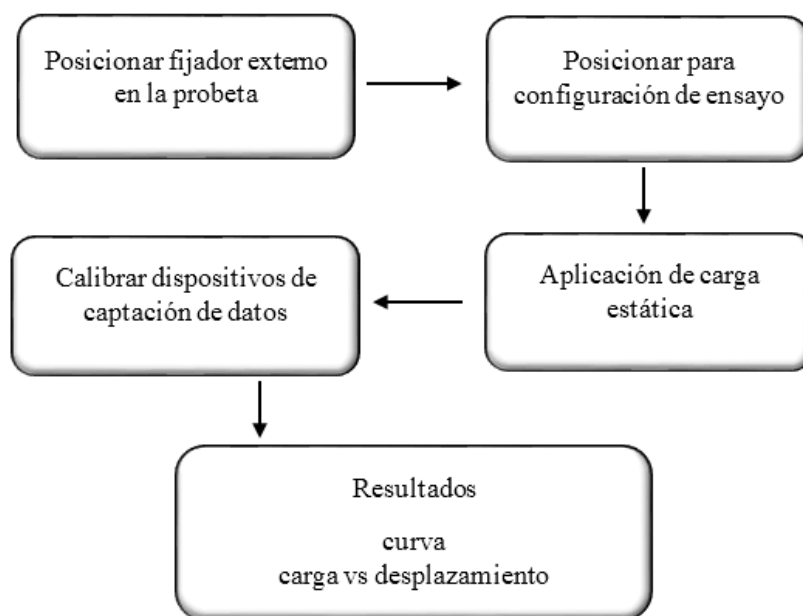


Figura 15: metodología para ensayo estático  
elaboración propia

Las variables principales para el ensayo estático son

- Fuerza máxima
- Rango de desplazamiento
- Rango de velocidad
- Rango de incremento de la tasa de fuerza

## ii. Ensayo dinámico

Un fijador externo puede fallar no solo por carga estática, sino también bajo cargas cíclicas. El ensayo consiste en aplicar una carga cíclica con amplitud constante a la probeta para ver el comportamiento del fijador externo durante un tiempo determinado. Al igual que en el ensayo estático se compara desplazamiento y la carga aplicada. En la Figura 17 se puede observar un montaje experimental para la prueba de fatiga en la configuración de ensayo a compresión al fijador externo atlas de la Universidad del Valle, Colombia.

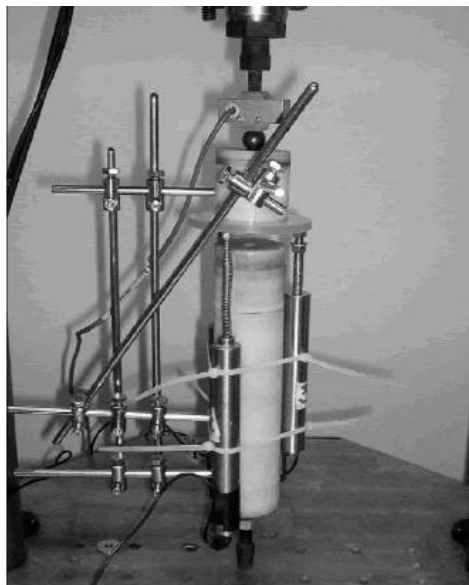


Figura 16: Configuración para ensayo de fatiga a compresión al fijador externo atlas [7]

El diagrama de proceso del ensayo con carga cíclica constante se muestra en la figura 18.

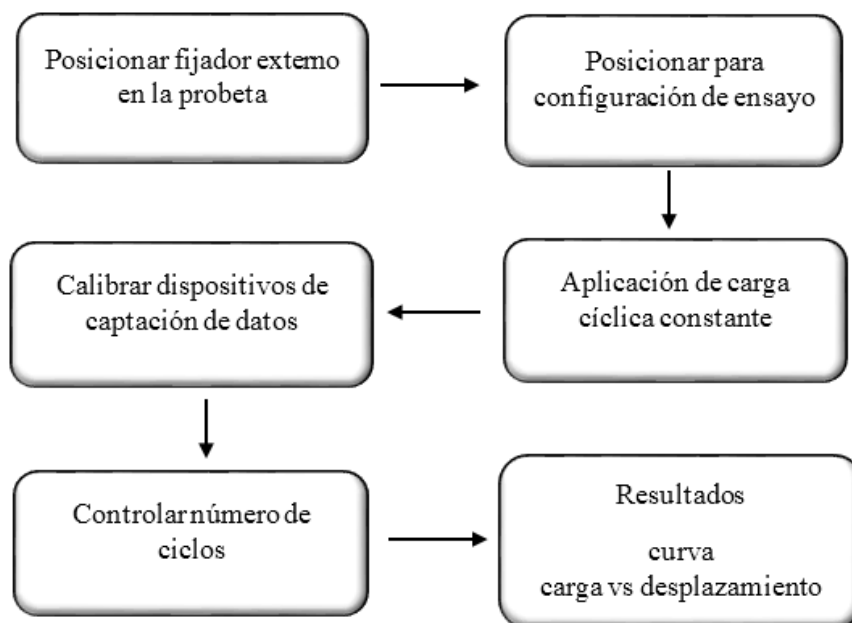


Figura 17: metodología para ensayo estático  
elaboración propia

Las variables principales para el ensayo dinámico son:

- Fuerza máxima
- Desplazamiento máximo
- Frecuencia
- Numero de ciclos

### c. Ensayos a fijadores externos en el Perú

Como se mencionó en los apartados anteriores, el Perú se encuentra en desarrollo en el campo de la biomecánica y tiene un porcentaje muy bajo en trabajos de investigación relacionados a ello y la caracterización biomecánica a fijadores externos.

Como se mencionó anteriormente los ensayos de carga axial consiste en aplicar una carga longitudinal a la probeta, cuya finalidad es comprimirlo y comparar su posición inicial y final. La carga además de ser controlada tiene que ser uniforme y no mostrar variaciones si se trata de un ensayo estático bajo este régimen.

En la Figura 19 se puede apreciar un ensayo de carga axial al fijador externo descartable, donde se utiliza una presa de compresión y el fijador externo se encuentra instalado en una probeta de madera (simulador del hueso humano).

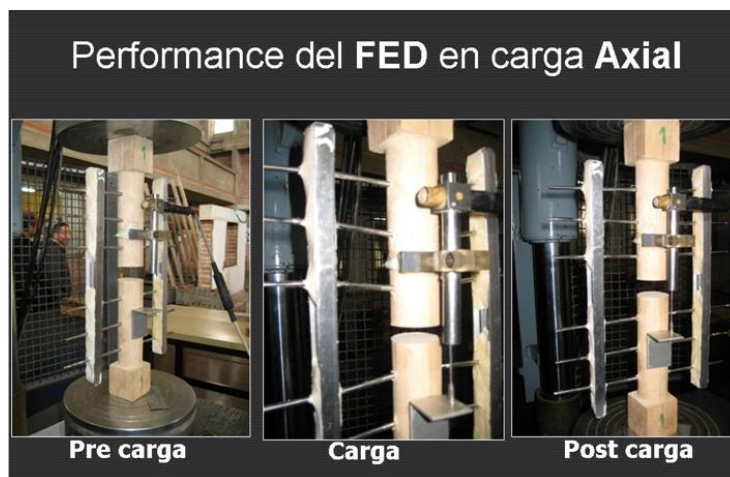


Figura 18: Performance del FED en carga Axial [14]

Según [7], en su trabajo de investigación, recomienda utilizar cilindros de nylon como probetas, ya que sus propiedades mecánicas son adecuadas para este tipo de ensayos (simular hueso cortical) y son muy utilizados para los ensayos a compresión. Para este diseño se va a considerar solo tubos de nylon para no mostrar variabilidad en los resultados. En la tabla 2 se hace una comparación de las propiedades mecánicas del hueso, cilindro de nylon y madera.

Tabla 2: Comparación de propiedades mecánicas  
Elaboración propia

PROPIEDAD MECÁNICA	HUESO	CILINDRO DE NYLON	MADERA
Módulo de elasticidad E (N/mm <sup>2</sup> )	1790	2757.9	7000-12000
Módulo de Poisson $\nu$	0.365	0.2	0.33

Entonces la utilización de un material no adecuado para simular al hueso lesionado no garantiza obtener resultados confiables durante el ensayo, por lo que se hacen énfasis las recomendaciones de trabajos de investigación realizados sobre la caracterización a fijadores externos.

Para la caracterización de un fijador externo en la configuración de ensayo a flexión se debe posicionar el conjunto fijador externo-probeta de forma horizontal, apoyado sobre la base. Después una fuerza es aplicada sobre el conjunto hasta llegar a su límite elástico. En la Figura 20 se puede apreciar un ensayo a flexión realizado al fijador externo descartable diseñado por el Dr.

Alfredo Aybar. La configuración no es del todo aceptable y debe tenerse en cuenta los tiempos de aplicación de carga y los desplazamientos del fijador con respecto a la carga aplicada para que el ensayo sea satisfactorio.



Figura 19: Performance del FED en carga de Flexión [14]

Los ensayos a fijadores externos en el Perú son realizados actualmente en máquinas muy grandes y complejas, donde no tiene por finalidad ensayar estos dispositivos. Con bancos de pruebas más compactas y livianas se pueden realizar los mismos ensayos, además de cumplir con recomendaciones de la norma, sus configuraciones, equipos de movilización, equipos electrónicos para la interpretación de resultados, etc.

Los parámetros más importantes que se deben considerar al momento de realizar el ensayo se detallan comparando el cumplimiento o incumplimiento de los ensayos realizados en el Perú con respecto a los ensayos descritos por la norma ASTM F1541-02.

Tabla 3: Comparación de ensayos realizados en el Perú y según norma  
Elaboración propia

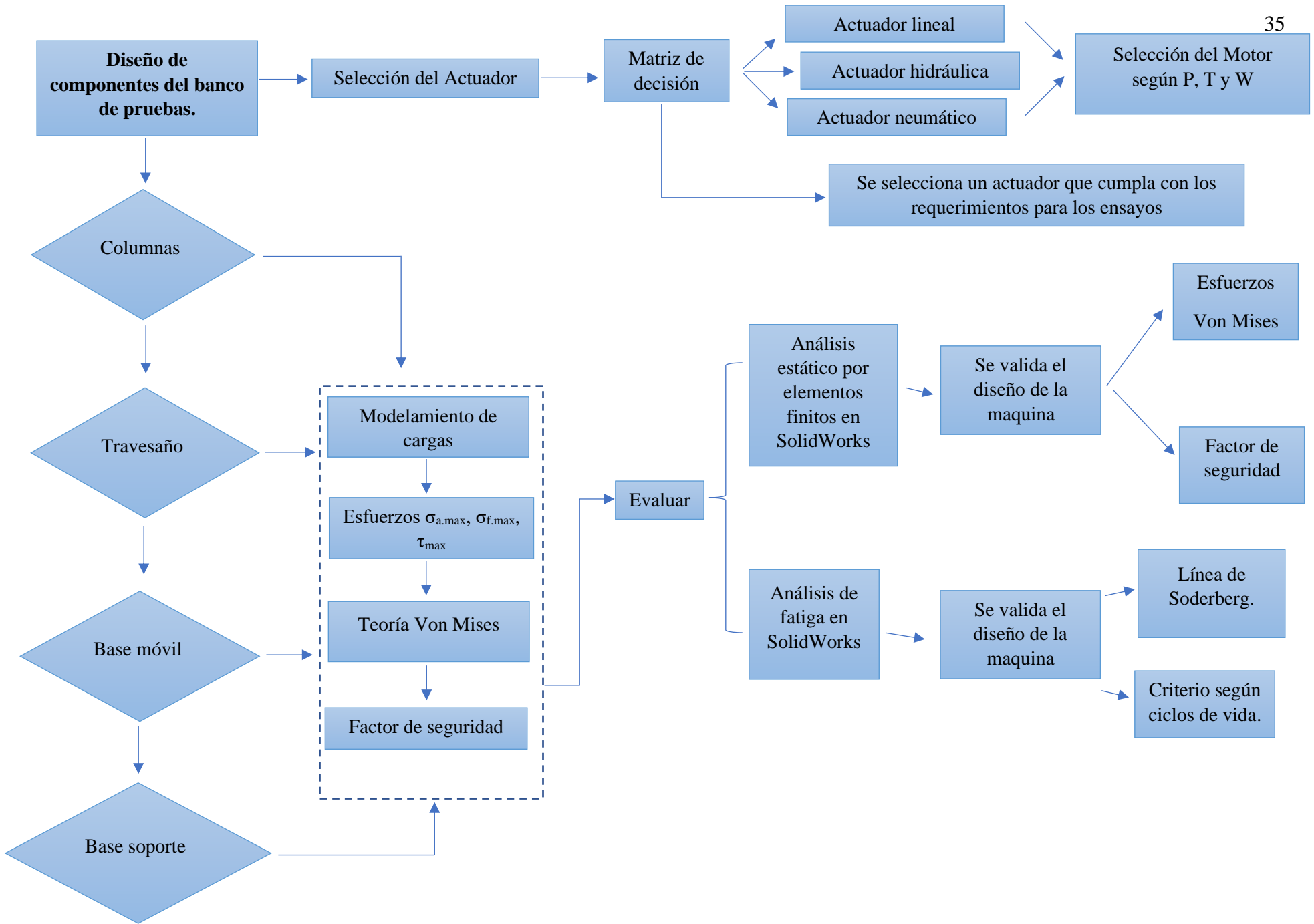
CONDICIÓN	ENSAYOS EN EL PERÚ	ENSAYOS SEGÚN NORMA
Carga aplicada adecuada	✓	✓
Control de velocidad	✗	✓
Ensayo de fatiga	✗	✓
Configuración según norma	✗	✓
Probeta de ensayo adecuado	✗	✓
Actuador/Motor Lineal	✗	✓
Captación de datos (equipos electrónicos)	✓	✓
Retroalimentación	✗	✓

Esto quiere decir que no se tiene una correcta validación de estos dispositivos que son utilizados en el área de traumatología. Es muy importante conseguir los componentes electrónicos que conforman el banco de pruebas, según recomendaciones de la norma establecidas en las designaciones F1541-02, E467-90 y E498 de la ASTM, en donde se establecen variables como: método de calibración y precisión mínima aceptable.

## **VI. Diseño**

### **a. Metodología del diseño**

De acuerdo con los objetivos planteados en este apartado son definidas las variables funcionales de la máquina que rigen su comportamiento. Posteriormente son diseñadas o seleccionadas cada una de las partes mecánicas que conforman el banco de ensayos para finalmente verificar que este último cumpla con el criterio de desplazamiento global establecido por la norma ASTM F1541-02. El diagrama metodológico del proceso para el diseño se muestra a continuación.



## b. Especificaciones para las pruebas

### i. Prueba estática

#### ➤ Capacidad de carga

Los huesos más móviles del cuerpo son aquellos que forman parte de una articulación diartrodial, por ejemplo, las epífisis distales, proximales del fémur y tibias respectivamente para formar la rodilla. Esto quiere decir que cuando un fijador externo se instala en las extremidades inferiores experimenta las mayores cargas por parte del mismo peso de la persona. Según [2], cuando una persona sufre una caída, el fijador externo podría experimentar una carga hasta 3 veces mayor al peso de la persona. En la Figura 21 se observa un diagrama de barras del peso medio en diferentes edades, donde un hombre adulto tiene un peso medio de 80 kg.

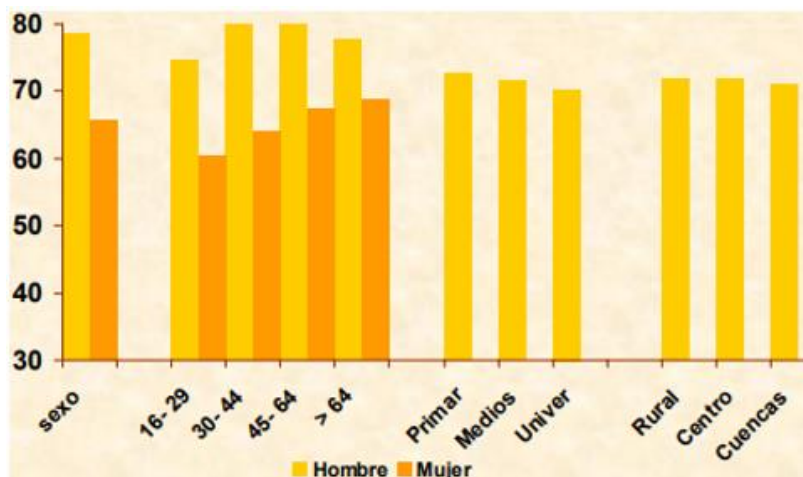


Figura 20: Peso medio de hombres y mujeres en kg según edad [3]

Para lograr esta situación, el banco de pruebas debe estar en la capacidad de proporcionar una fuerza mínima de 80 kg (785 N) y una fuerza máxima de 240 kg (2355 N), más un factor de seguridad del 5%, siendo en total 2500 N.

Según [10], para definir esta especificación, toma como base las pruebas realizadas por [15] quien estudió el comportamiento biomecánico de cinco sistemas de fijación externa. En estas pruebas aparece referenciada una fuerza máxima para la prueba estática de 2500 N, por lo que es correcto el valor de la fuerza máxima asignada.

### ➤ **Rango de desplazamiento**

Por lo general las maquinas universales consideran un rango en función al máximo desplazamiento que es equivalente a la distancia máxima que existe entre la base y el travesaño. Este rango varía entre 0 mm y 600 mm ya que el hueso más largo del cuerpo humano es el fémur y puede llegar a una longitud de 520 mm. Entonces el rango equivale al desplazamiento que va a realizar el vástago para moverse a través de las columnas al momento de realizar un ensayo.

En este caso como el vástago del actuador ejercerá la fuerza de abajo hacia arriba, no tiene la necesidad de tener una carrera de 600 mm, por lo tanto, se considera un desplazamiento en función a las carreras de los actuadores disponibles en el mercado.

El rango de desplazamiento será de 1 mm a 150 mm.

### ➤ **Rango de velocidad**

Para determinar el rango de velocidad, se toma como referencia el valor mínimo de 0.5 mm/min, que es utilizado por [15] para las pruebas de conectores de fijadores externos. El valor máximo es determinado en relación a la distancia que debe recorrer el vástago en un tiempo determinado durante el ensayo.

Según la sección A.7.10.17.3, de la norma ASTM F1541-02, en los ensayos estáticos la carga debe ser aplicada a una velocidad constante y la magnitud de la velocidad debe ser tal, que se logre alcanzar el valor de la carga programada en un tiempo máximo de 30 segundos.

Entonces para que el vástago recorra la distancia de 750 mm durante 30 segundos, requiere una velocidad constante de 1500 mm/min.

### ➤ **Rango de incremento de fuerza**

Los factores a considerar para el incremento máximo de la tasa de fuerza durante el ensayo estático son:

- Tiempo máximo para aplicar el total de la carga, equivalente a 30 segundos.
- Valor de la carga máxima a aplicar por el equipo, siendo 2500 N.

Por lo tanto, el rango de incremento de la tasa de fuerza mínimo para este caso es:

$$\text{rango de incremento} = \frac{2500 \text{ N}}{30 \text{ s}} = 83,3 \text{ N/s}$$

Aproximadamente se considera el valor máximo de 85 N/s.

En la tabla 4 se resumen todas las variables para el diseño del banco de pruebas

Tabla 4: Resumen de variables para en ensayo estático  
Elaboración propia

<b>ENSAYO ESTÁTICO</b>		
<i>VARIABLE</i>	<i>VALOR</i>	<i>UNIDAD</i>
<b>Carga Máxima</b>	2500	N
<b>Rango de desplazamiento</b>	1-150	mm
<b>Rango de velocidad</b>	0,5-1500	mm/min
<b>Rango Incremento de fuerza</b>	1-85	N/s

Estos valores corresponden a los ensayos de carga axial. Para los ensayos de flexión y torsión se consideran los mismos parámetros excepto la carga máxima, siendo de 440 N para ambos ensayos.

## ii. Prueba dinámica o de fatiga

Para realizar los ensayos dinámicos con control de fuerza se debe tener un control y monitoreo de los desplazamientos en cada instante del rango de incremento de fuerza. El instrumento encargado de la captación de datos debe tener una tolerancia del  $\pm 1\%$  del valor máximo que debe encontrarse dentro del rango con la que va a variar la fuerza aplicada en la prueba dinámica, según la designación E467-90 en su sección 5.

Los parámetros a definir para la prueba dinámica son los siguientes:

### ➤ Capacidad de carga

La fuerza máxima que debe aplicar el equipo en el ensayo estático se considera como factor principal al peso de una persona adulta peruana promedio que es aproximadamente 80 kg. Por consideraciones estrictamente anatómicas del paciente, la fuerza máxima será de 785N.

En estudios realizados por [15] no se tendrán en cuenta la acción de los músculos ni las características de los tejidos biológicos que pueden afectar el comportamiento del fijador externo al momento de realizar el ensayo.

### ➤ **Máximo desplazamiento o amplitud**

Para evaluar este parámetro se tomará como referencia la designación A7.8 de la norma ASTM F1541-02, donde nos indica que el rango de desplazamiento gradual que rige el comportamiento biomecánico del fijador externo para su ensayo va a depender de la rigidez de los dispositivos de osteosíntesis a ensayar. Se tiene como un desplazamiento promedio el valor de 25 mm, que es la distancia que existe entre los segmentos del elemento musculo esquelético y la probeta empleada para realizar la validación del fijador externo.

### ➤ **Rango de frecuencia**

La determinación de la frecuencia queda a criterio del diseñador de acuerdo a las exigencias de la máquina para los ensayos. La norma nos indica que la frecuencia máxima con la que se realizara el ensayo dinámico es de 5 Hz, esto debido a los problemas de disipación de calor o problemas de desgaste en el equipo.

Para poder establecer cuál es la frecuencia con la cual va a trabajar la máquina se van a considerar dos aspectos muy importantes, los cuales son:

- Velocidad de una persona al momento de caminar
- Numero de pasos aproximadamente realizados en un segundo

Según [2] la velocidad promedio de una persona es de 6km/h, equivalente a aproximadamente a 1,67 m/s. Además, se considera que el paciente va a requerir 4 pasos en cada segundo, lo que quiere decir que teniendo esta situación el paciente tendrá en cada una de sus extremidades locomotoras inferiores una carga equivalente a dos o tres veces por segundo o 2-3 Hz.

Según [1], se recomienda que los pacientes que tienen instalado un fijador externo u otro dispositivo de osteosíntesis en algunas de las extremidades en la parte inferior, realicen actividades donde no tengan que hacer un esfuerzo mayor y por ende la carga de aplicación aumente. Para evitar esto necesitan de un mecanismo de apoyo.

En todo diseño se consideran situaciones o condiciones críticas de operación de la máquina, por lo tanto, se trabaja con un rango de 1 a 3 Hz.

### ➤ **Numero de ciclos**

La designación A.7.10 nos dice que, durante un ensayo dinámico, cuál debe ser la cantidad máxima de ciclos, donde lo establece como 50 000 ciclos.

Según [15], en los ensayos realizados a conectores de fijadores externos, recomienda que, por razones de configuración y durabilidad, el número de ciclos máximo debe ser de 10 000.

Los fundamentos de ingeniería los cuales se tomaron en cuenta los parámetros anteriores son básicamente el tiempo promedio que se emplea para estabilizar una fractura. El simulador del hueso, en este caso el tubo de nylon estará sometida a una carga de 10 000 veces.

Tabla 5: Resumen de variables para en ensayo estático  
Elaboración propia

<b>ENSAYO DINÁMICO</b>		
<i><b>VARIABLE</b></i>	<i><b>VALOR</b></i>	<i><b>UNIDAD</b></i>
<b>Carga máxima</b>	785	N
<b>Máximo desplazamiento</b>	25	mm
<b>Rango de frecuencia</b>	1-3	Hz
<b>Número de ciclos</b>	10 000	-

Para los ensayos dinámicos en las configuraciones de ensayo a flexión y torsión se consideran una carga máxima de 440 N según las recomendaciones de [15].

### **c. Estructura general**

El banco de ensayos se encuentra conformado por una base soporte totalmente rígido, en el cual soldaran dos columnas (tubos circulares). La base soporte además es el componente donde se alojan el sistema motor-actuador y los equipos electrónicos y la cabina para el control de los ensayos. las cuales servirán de guías para el movimiento del travesaño. Este último será el soporte de un actuador lineal que, a través de un vástago, aplicará la fuerza sobre los segmentos de hueso análogo que soportarán al fijador externo, de esta forma se evitará que el travesaño sea el que aplique directamente la fuerza, esto para evitar un consumo mayor de potencia debido a alta inercia y la dificultad en el control del movimiento durante el ensayo. El travesaño se desplazará y se fijará en la posición adecuada según las dimensiones de la probeta y modelo de fijador externo a ensayar.

Los elementos principales del banco de pruebas son:

### ➤ Travesaño

En máquinas universales se encuentra en la parte superior del banco de pruebas y su función principal es sostener al actuador lineal. Para este diseño se considera obviar la carga del conjunto actuador-motor sobre el travesaño para así evitar un mecanismo de engranes y un tornillo de potencia que permita movilizar a este mismo por el gran peso que posee el actuador junto al motor. Por este motivo el actuador-motor se ubicará en la parte inferior del banco de pruebas, exactamente en la base soporte.

El travesaño debe incluir un sistema de sujeción adecuado para fijarlo a las columnas, entre las alternativas se tienen los ajustes por casquillos cónicos, ajuste por prensa de fricción, ajuste con tornillo y cara plana. Para este diseño se tendrá en cuenta la prensa de fricción por ser un sistema más compacto y de fácil uso. Este sistema permite ajustar al travesaño en la posición adecuada de acuerdo con el largo de la probeta, teniendo una distancia máxima hasta la base móvil de 600 mm considerando la longitud del hueso cortical más largo sea ese el caso.

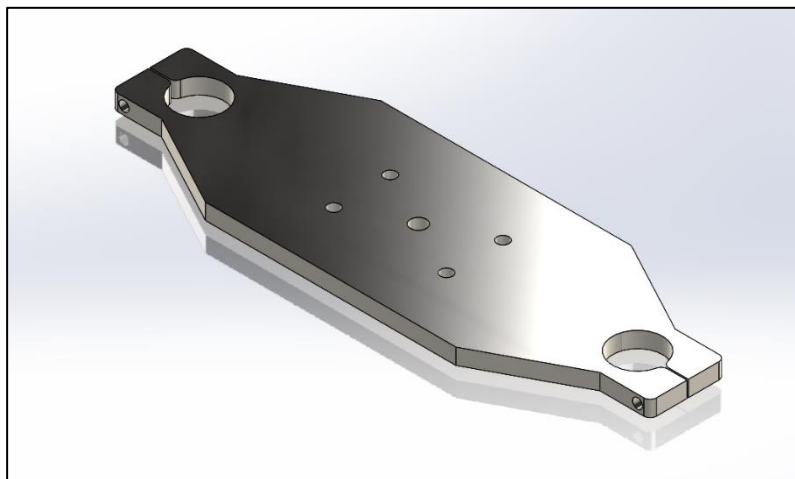


Figura 21: Vista isométrica del travesaño en SolidWorks  
Elaboración propia

### ➤ Columna

Las columnas son los elementos de soporte para el travesaño y es por donde se desliza también la base móvil para aplicar la fuerza a la probeta. Este elemento soporta cargas axiales como consecuencia de la fuerza aplicada por el actuador y la reacción del travesaño sobre esta ya que ambos elementos están conectados con la prensa de fricción. La longitud de la columna es de 750 mm y esta será un tubo circular.

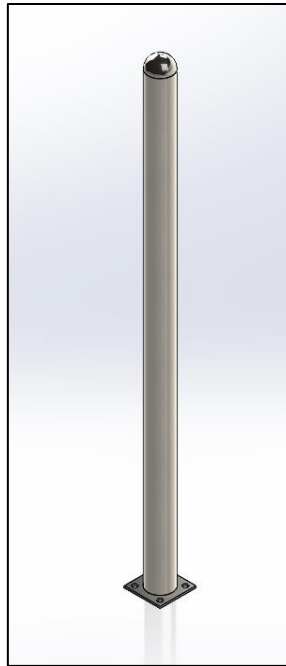


Figura 22: Vista isométrica de la columna en SolidWorks  
Elaboración propia

### ➤ Base Móvil

Es el elemento encargado de transmitir la fuerza aplicada por el actuador. Por lo general en máquinas universales esta base soporta a las columnas y donde en su interior se encuentra el sistema de movilización del travesaño (tornillo de potencia). Por consideraciones de diseño, esta base será móvil para que sea un elemento independiente de los demás y exista más facilidad para la ubicación de la probeta. Además, se encuentra conectado al vástago del actuador mediante un pasador y una plancha para así evitar que por efecto gravitacional estos dos elementos se separen.

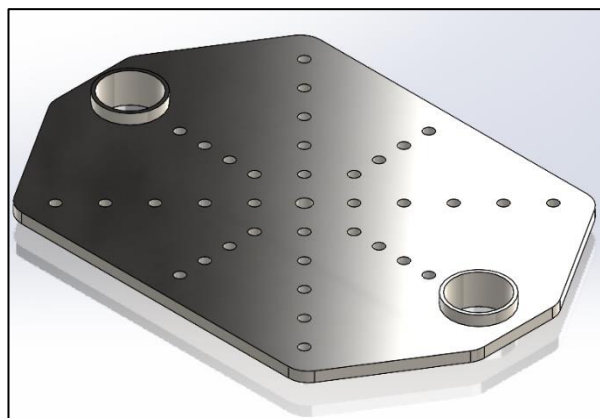


Figura 23: Vista isométrica de la base móvil en SolidWorks  
Elaboración propia

### ➤ Base Soporte

Elemento que ofrece resistencia sobre las cargas presentes durante los ensayos. Las maquinas universales no disponen de este elemento y su configuración es de solo una base, que es donde se va a apoyar la probeta de ensayo y los elementos de sujeción para los ensayos de flexión y torsión.

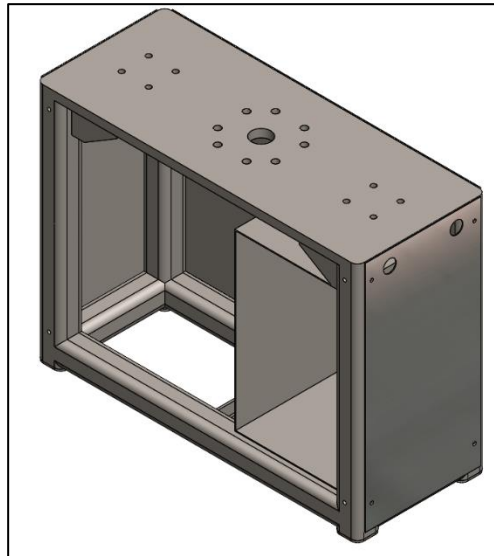


Figura 24: Modelo de la base soporte en SolidWorks  
elaboración propia

### ➤ Conjunto actuador lineal - motor

Son máquinas que tienen por finalidad ejercer una fuerza lineal sobre algún elemento. El actuador convierte el movimiento rotatorio del motor en movimiento lineal. Para este caso se utilizará un sistema integrado motor-actuador para no tener mucho peso en el sistema ya que estos son más livianos. Este conjunto se encuentra apoyado sobre una plancha que se ubica en la parte inferior de la base soporte donde tiene una ranura para posicionarlo correctamente.

### ➤ Equipos electrónicos

Estos equipos electrónicos están ubicados en la parte exterior del banco de pruebas y tiene como finalidad interpretar los resultados de los ensayos mediante curvas de carga-desplazamiento. En este diseño se ha modelado una cabina para que los equipos electrónicos estén incluidos en el banco de ensayos.

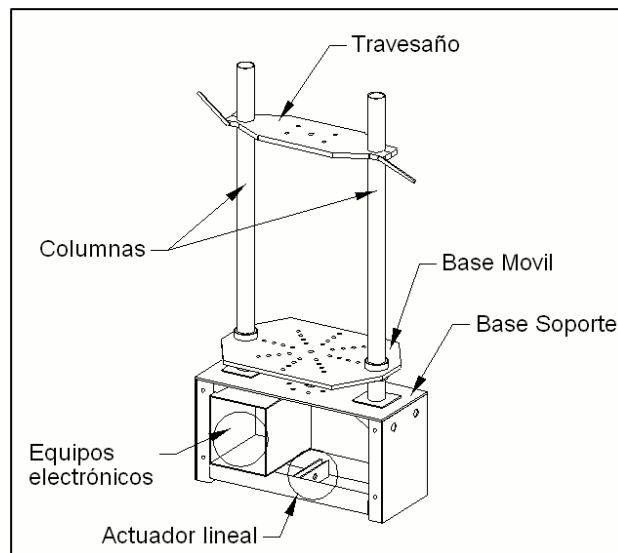


Figura 25: Componentes del banco de ensayos  
Elaboración propia

#### d. Unidad actuadora

En esta sección se seleccionará la unidad actuadora que genera la fuerza necesaria para realizar los ensayos. Existen variedades de tipos en el mercado y se debe hacer una correcta selección dependiendo del uso y requerimiento de la máquina. Entre los sistemas integrales de unidades actuadoras tenemos:

##### i. Actuador Neumático

El cilindro lineal es el actuador neumático más frecuentemente utilizado. La energía del aire comprimido se convierte dentro del cilindro en un movimiento lineal. Se dispone de cilindros en una amplia variedad de formas y tamaños. Normalmente se fabrican bajo las siguientes especificaciones.

Tabla 6: especificaciones técnicas de un actuador neumático

<b>Diámetro</b>	6 - 320 mm
<b>Carrera</b>	1 - 2000 mm
<b>Fuerza</b>	2 - 50000 N
<b>Velocidad del embolo</b>	0,02 - 1 m/s

En la figura 23 se tiene un cilindro de simple efecto y se representa por su símbolo ISO. Cuando se aplica aire comprimido a la conexión de entrada del cilindro, el aire empuja al embolo. Si la fuerza generada por la presión es mayor que la fuerza del muelle, el embolo se desplaza comprimiendo el muelle y haciendo avanzar el vástago del cilindro. Cuando se libera la presión el muelle devuelve al embolo de nuevo a su posición inicial, haciendo retroceder el vástago.



Figura 26: cilindro de simple efecto [18]

La fuerza del muelle, la presión del aire y la superficie del embolo determinan la capacidad de trabajo del cilindro. En aplicaciones donde requieran esfuerzos en ambos sentidos se utilizan cilindros de doble efecto.

Entre sus ventajas y desventajas se tienen:

Tabla 7: ventajas y desventajas del actuador neumático  
Elaboración propia

<b>VENTAJAS</b>	<b>DESVENTAJAS</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Usa como fuente de energía un recurso ilimitado que es el aire.</li> <li>- Tiene una conexión simple</li> <li>- No hay problemas muy frecuentes de sobrecarga ni de sobrecalentamiento.</li> <li>- Velocidad y fuerza regulable continuamente</li> <li>- Se puede usar en lugares húmedos</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Se necesita un proceso de limpieza y purificación del aire antes de ser comprimido.</li> <li>- Bastante ruidoso</li> <li>- Aire comprimido con costos elevados</li> <li>- Velocidades no uniformes</li> </ul>

## ii. Actuador Hidráulico

Básicamente la función de un actuador hidráulico es transformar la energía hidráulica del sistema en energía mecánica. Esa energía mecánica puede ser de tipo lineal (cilindros) o de tipos rotatorias(motores). Los actuadores que

transforman la energía hidráulica en energía mecánica lineal son los cilindros hidráulicos y los actuadores que transforman la energía hidráulica en energía mecánica rotatoria son los motores hidráulicos. Los actuadores hidráulicos son siempre el primer elemento a considerar durante el diseño de un sistema hidráulico.

Al igual que los actuadores neumáticos, se dispones de cilindros de simple y de doble efecto. Cuando fluye aceite hacia la cámara, el aceite genera una presión de trabajo y el embolo se desplaza.



Figura 27: actuador hidráulico [18]

Entre sus ventajas y desventajas se tienen:

Tabla 8: ventajas y desventajas del actuador hidráulico  
elaboración propia

<b>VENTAJAS</b>	<b>DESVENTAJAS</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Cargas regulables de forma continua</li> <li>- Freno en marcha</li> <li>- Elementos reversibles</li> <li>- Pocos elementos móviles.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Bajas velocidades</li> <li>- Requiere mantenimiento constante</li> <li>- Elementos de alto costo (bombas, motores, válvulas)</li> </ul>

### iii. Actuador lineal

Los actuadores lineales son muy utilizados por su alto rendimiento y fácil instalación, además de contar con sistemas integrales para su durabilidad. Además, tiene como acople un motor eléctrico que aplica una fuerza rotatoria y el actuador mediante un vástago lo convierte en fuerza lineal. Este sistema

está acoplado a un control mediante un ordenador donde se puede variar la fuerza requerida para los ensayos.

Para una correcta selección se debe tener en cuenta la fuerza máxima que se necesita en el vástago y velocidad lineal.

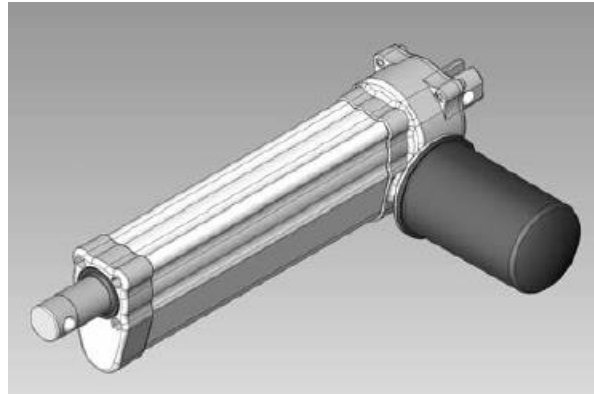


Figura 28: actuador hidráulico [18]

Entre sus ventajas y desventajas se tiene:

Tabla 9: ventajas y desventajas del actuador lineal  
Elaboración propia

<b>VENTAJAS</b>	<b>DESVENTAJAS</b>
- Control de carga más preciso	- Marcha lenta
- Instalación fácil	- Peso del sistema actuador-motor
- Hay sistemas con motor integrado	- Problemas eléctricos
- No hay fuga de fluidos	- Potencia limitada
- Alto rendimiento.	

La selección del actuador más adecuado para el banco de pruebas se realiza mediante una matriz de decisión lo cual nos permite elegir uno de los tres tipos de actuadores mencionados anteriormente.

La ponderación que se tomara en cuenta para la matriz es la siguiente

Tabla 10: ponderación para selección de actuador  
Elaboración propia

Menos optimo	1
Optimo	2
Más optimo	3
Muy optimo	4

Los criterios por evaluar para la selección del actuador son

Tabla 11: matriz de selección  
Elaboración propia

<b>Criterio</b>	<b>Actuador Neumático</b>	<b>Actuador Hidráulico</b>	<b>Actuador Lineal</b>
Eficiencia	2	3	3
Montaje	2	2	3
Seguridad	2	1	2
Vida útil	1	2	3
Mantenimiento	1	2	3
Control de carga	2	3	3
Operación	2	1	3
Contaminación	1	1	3
Costo	2	3	1
<b>Ponderación</b>	<b>15</b>	<b>18</b>	<b>24</b>

Entonces, de acuerdo a la matriz de la tabla 11 se puede ver que el actuador lineal es el que tiene mayor puntaje de acuerdo a todos los criterios evaluador para su selección.

#### e. Selección del actuador lineal y motor eléctrico

##### ➤ Actuador lineal

Una vez obtenido la ponderación de los tres tipos de actuadores propuestos, podemos observar que el óptimo es el actuador lineal.

Estos equipos requieren de un motor eléctrico para que puedan ser accionados. En primer lugar, se calculará la potencia requerida para los ensayos y la velocidad máxima en el ensayo de fatiga que servirá para la selección del actuador y posteriormente se calculará el torque, los rpm y la potencia que el motor necesita para mover al cilindro del actuador.

De acuerdo a los parámetros descritos anteriormente, se estableció que el banco de pruebas debe estar en la capacidad de ofrecer una fuerza máxima de 2500 N a una velocidad máxima de 1500 mm/s en el ensayo estático.

La potencia que necesita el vástago del actuador es:

$$P = \frac{F \cdot V}{n} \quad (1)$$

Donde:

P= potencia (W)

F= fuerza aplicada por actuador (N)

V= velocidad lineal al momento de aplicar la carga en m/s

n= eficiencia del actuador

Según [2], se considera una eficiencia del 95% ya que el actuador lineal está conformado de un tornillo de bolas.

Entonces reemplazando valores en la ecuación 1, se tiene

$$P = \frac{(2500 \text{ N})(0,025 \frac{\text{m}}{\text{s}})}{0,95} = 65,79 \text{ W} = 0,088 \text{ hp}$$

Ahora, solo se ha calculado la potencia necesaria para realizar los ensayos estáticos, pero también se necesita calcular la potencia para el ensayo dinámico. Para eso se utilizarán las ecuaciones de desplazamiento en un movimiento armónico simple.

$$d(t) = A \cdot \text{sen}(wt + \phi) \text{ m} \quad (2)$$

Donde:

A= amplitud (m)

w= velocidad angular (rad/s)

$\phi$ = posición angular cuando  $t=0$  (rad)

Además, la velocidad angular es constante y está representado por la frecuencia, cuyo rango se estableció de 1 a 3 hz, pero se trabaja con el valor máximo que en este caso es 3 hz.

$$w = 2\pi \cdot f \quad (3)$$

$$w = 2 \cdot \pi \cdot (3\text{hz})$$

$$w = 6 \cdot \pi \text{ rad/s}$$

Entonces, reemplazando valores en la ecuación 2 se tiene

$$d(t) = 0,025 \cdot \text{sen}(6\pi \cdot t) \text{ m}$$

Al derivar  $d(t)$  en función del tiempo se obtiene

$$V(t) = A \cdot \omega \cdot \cos(\omega t + \phi) \quad (4)$$

$$V(t) = 0,471 \cdot \cos(6\pi \cdot t) \text{ m/s}$$

Esto quiere decir que la velocidad máxima instantánea que debe tener el actuador lineal es de 0,471 m/s (471 mm/s) o también equivalente a 18,54 in/s.

Teniendo un rango de fuerza desde 0 hasta 785 N y una frecuencia máxima de 3Hz, la fuerza en función del tiempo es

$$F(t) = A_f(1 + \text{sen}(\omega t + \phi))N \quad (5)$$

Donde  $A_f$  es la amplitud de la fuerza, cuyo valor es

$$A_f = \frac{\text{fuerza maxima}}{2} \quad (6)$$

Entonces, de la ecuación 5 se tiene

$$F(t) = \frac{785}{2}(1 + \text{sen}(\omega t + \phi))N$$

Según [15], la rigidez mínima constante que puede tener un fijador externo es de 20N/m, entonces el desplazamiento en función del tiempo es

$$d(t) = \frac{F(t)}{20 \text{ N/m}} \quad (7)$$

Reemplazando  $F(t)$  en la ecuación 7 se tiene

$$d(t) = 20(1 + \sin(6\pi t)) \text{ mm} = 0,02(1 + \sin(6\pi t)) \text{ m}$$

Entonces se puede corroborar que  $F(t)$  encontrado en la ecuación 4 es la misma

$$V(t) = 0,471. \cos(6\pi. t) \text{ m/s}$$

Ahora, podemos encontrar la potencia requerido por el motor en función del tiempo

$$P = \frac{F(t).V(t)}{n} \quad (8)$$

$$P = \frac{392,5(1 + \sin(6\pi. t)).0,471. \cos(6\pi. t)}{0,95}$$

$$P = 184,59(1 + \sin(6\pi. t)).\cos(6\pi. t) \text{ W}$$

Entonces la potencia máxima tiene un valor de 184,59 W.

Dentro de las opciones de actuadores lineales tenemos la serie de e-drive que son las más comerciales y más usadas en este tipo de máquinas.

<b>ELIMINATOR HD™ Capabilities</b>														
Model Number	Thrust Load Rated	Thrust Load Max.	Linear Velocity Max.	Travel Length <sup>(1)</sup> Max.	Frame Size	Lead <sup>(2)</sup>	Ball Screw Diameter	Ball Screw Speed Max.	Torque @ Ball Screw Max.	Dynamic Capacity per million revs	Dynamic Capacity per million inches	Motor <sup>(3)</sup> Gearhead Frame Supported Max.	Unit Weight "U" Motor Mount	Unit Weight "L" Motor Mount
	(lbf)	(lbf)	(in/s)	(in)	(in)	(mm)	(mm)	(RPM)	(in-lb)	(lbf)	(lbf)	(in)	(lb)	(lb)
HD302-06	2,000	4,000	23.0	6	3	10	25	3,500	140	6,490	4,760	4.25	37	30
HD302-12	2,000	4,000	23.0	12	3	10	25	3,500	140	6,490	4,760	4.25	45	38
HD302-18	2,000	4,000	23.0	18	3	10	25	3,500	140	6,490	4,760	4.25	53	46
HD302-24	2,000	4,000	23.0	24	3	10	25	3,500	140	6,490	4,760	4.25	61	54
HD302-30	2,000	4,000	23.0	30	3	10	25	3,500	140	6,490	4,760	4.25	69	62
HD302-36	2,000	4,000	20.3	36	3	10	25	3,100	140	6,490	4,760	4.25	77	70
HD304-06	4,000	8,000	23.0	6	3	10	25	3,500	278	6,490	4,760	4.25	37	30
HD304-12	4,000	8,000	23.0	12	3	10	25	3,500	278	6,490	4,760	4.25	45	38
HD304-18	4,000	8,000	23.0	18	3	10	25	3,500	278	6,490	4,760	4.25	53	46
HD304-24	4,000	8,000	23.0	24	3	10	25	3,500	278	6,490	4,760	4.25	61	54

Figura 29: Actuadores lineales de la marca E-drive [19]

Todas las series ofrecen una carga máxima de 4000 lbf a 8000 lbf, eso quiere decir que todas cumplen con el requerimiento mínimo de fuerza. También el actuador necesita tener una velocidad de 471 mm/s. El fabricante nos ofrece dos velocidades, una de 23 in/s (584,2 mm/s) y otra de 20 in/s (515,62 mm/s), por lo que cualquiera de las series se puede utilizar en el banco de pruebas.

La máquina tendrá en su sistema un actuador lineal e-Drive HD304-06 cuyas especificaciones técnicas son las siguientes.

Tabla 12: especificaciones del actuador lineal e-drive HD 302-36  
Elaboración propia en base a [19]

Variable	Magnitud
Fuerza máxima (N)	17 792 N
Velocidad máxima (mm/s)	515,62
Velocidad angular máxima (rpm)	3100
Torque máximo	15,81
Capacidad dinámica pmr	6490
Longitud (mm)	107,95

El fabricante además nos brinda una gráfica para determinar el tiempo de vida útil promedio del actuador lineal.

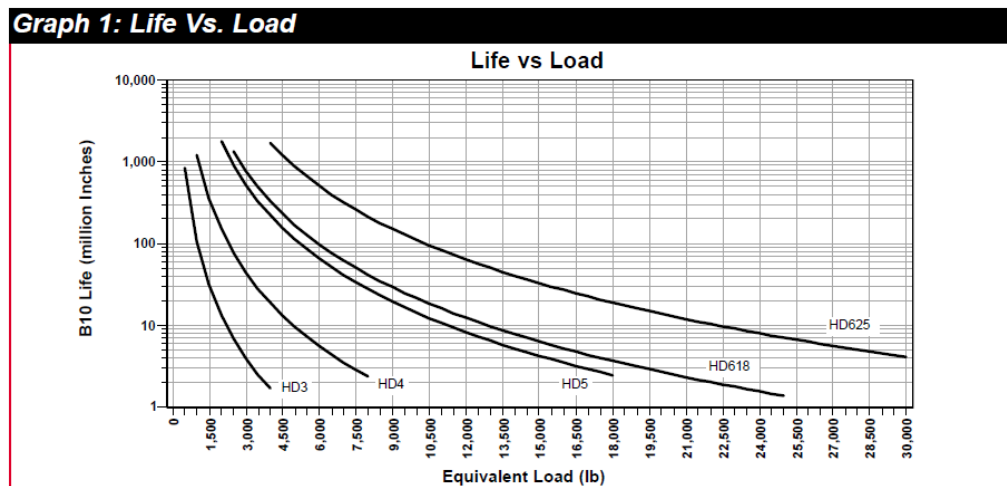


Figura 30: grafica carga equivalente vs vida del actuador

Para encontrar la carga equivalente, se utiliza la siguiente formula también brindado por el fabricante. La ecuación esta para trabajar en sistema inglés.

$$F = \sqrt[3]{\frac{L1 \cdot F1^3 + L2 \cdot F2^3 + L3 \cdot F3^3}{L}}$$

Donde L1, L2 y L3 son los desplazamientos que realiza el vástago del actuador durante los ensayos. En este caso se tiene un rango de desplazamiento de 1 a 150 mm (0,04 in a 5,9 in) para el ensayo estático y un máximo desplazamiento de 25mm (0,984 in) para el ensayo dinámico. F1, F2 y F3 son las fuerzas que ejercerá el actuador durante los ensayos, en este caso F1 y F2 son 2500 N (562 lbf) y F3 es 785 (176,47 lbf). El valor de L corresponde a la carrera brindado por el fabricante. Entonces estos valores se introducen en la ecuación para

calcular la fuerza crítica promedio y en la curva poder estimar su tiempo de vida.

$$F = \sqrt[3]{\frac{(0,04)(562,02)^3 + (5,9)(562,02)^3 + (0,984)(176,47)^3}{6}}$$

$$F = 761.09 \text{ lbf}$$

Ahora intersectando este valor con la curva de la serie del actuador, se obtiene un aproximado de 250 millones de pulgadas, que es el recorrido que puede realizar el actuador. Además, como cada ensayo de fatiga consta de 10 000 ciclos.

$$\frac{400 \times 10^6 \text{ pulgadas}}{2 \text{ pulgadas/ciclo}} = 200 \times 10^6 \text{ ciclos}$$

Al dividirlo entre el número de ciclos

$$\frac{200 \times 10^6 \text{ ciclos}}{10 \times 10^5 \text{ ciclos}} = 2000$$

Por lo tanto, se pueden realizar aproximadamente 2000 ensayos trabajando en las condiciones máximas de trabajo establecidas.

### ➤ Motor eléctrico

Ahora para seleccionar el motor eléctrico es necesario analizar el sistema integrado por el actuador lineal para asegurar que el motor pueda vencer los efectos inerciales y de fricción que esta posee. [7] nos dice que estos efectos se pueden ver reflejados en dos sistemas, los cuales se han realizado sus d.c.l para identificar las cargas.

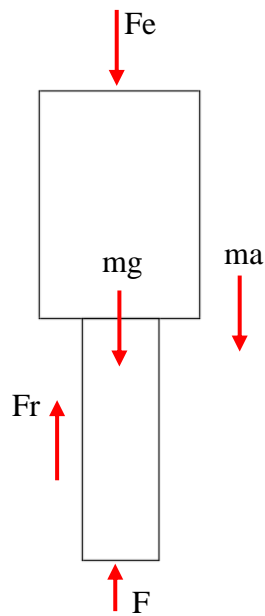


Figura 31: d.c.l del primer sistema  
Elaboración propia

Donde:

$F_e$ = fuerza de empuje tornillo

$mg$ = peso carrera del pistón

$Fr$ = fuerza de fricción (fuerza opuesta al cilindro)

$F$ = fuerza del actuador en prueba de fatiga

$ma$ = masa por aceleración del sistema

Con base al d.c.l de la figura 26 se tiene la siguiente ecuación de movimiento en el eje Y.

$$\sum F_y = 0$$

$$F_e + m \cdot g - Fr - F = m \cdot a \quad (9)$$

La ecuación 10 se obtiene al derivar la ecuación 4, donde

$$a(t) = -8,87 \text{sen}(6\pi t) \text{ m/s}^2 \quad (10)$$

Ahora se obtendrá la ecuación de acuerdo al segundo sistema planteado, en la figura 33 se tiene el d.c.l del sistema conformado por el tornillo y la tuerca del actuador.

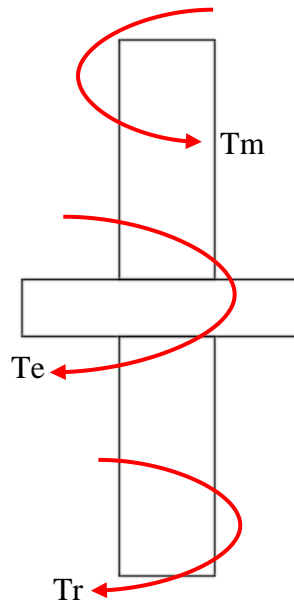


Figura 32: d.c.l del segundo sistema  
Elaboración propia

Donde:

$T_m$  = par necesario del motor para girar el tornillo del actuador

$T_e$  = par resultante del empuje en tuerca

$T_r$  = par por efecto de fricción

$$\sum M = 0$$

$$T_m = I_w + T_e + T_r \quad (11)$$

Además, en la ecuación 11 se considera el momento angular del sistema  $I_w$ . Según [2], para el par por efecto de la fricción se estima como un 3% de la fuerza del actuador.

Entonces, para hallar  $T_e$  se tiene

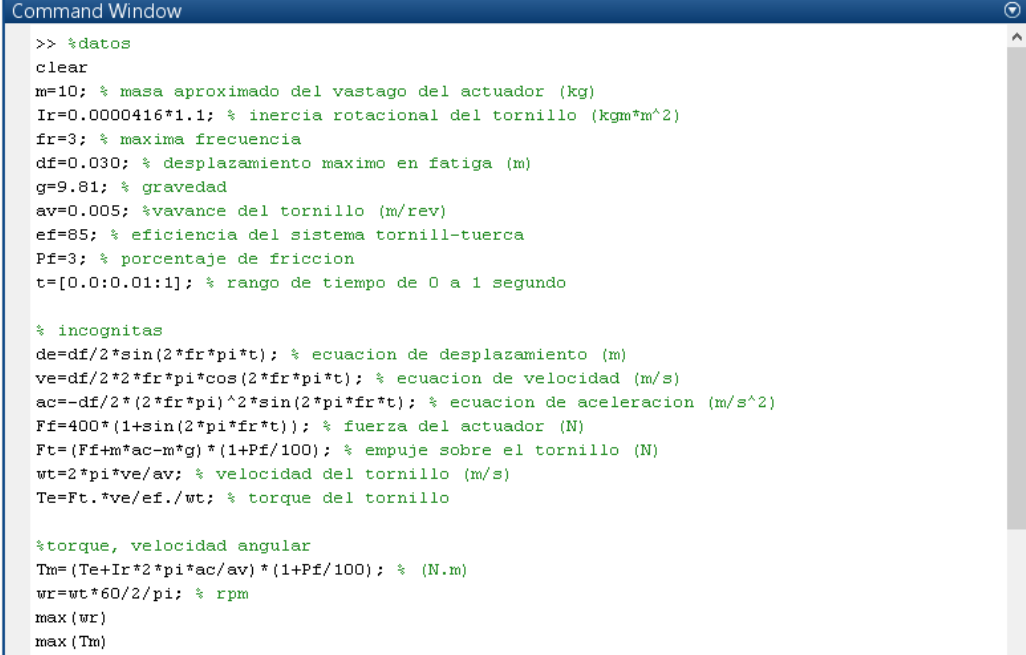
$$T_e = \frac{F_e \cdot L}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad (12)$$

Donde:

L= paso del tornillo

n= eficiencia del actuador (0,95)

Teniendo ya todas las ecuaciones planteadas, se utilizará el programa Matlab para obtener los valores máximos de potencia, torque y velocidad angular requeridos por el motor para que pueda vencer las fuerzas inerciales del actuador.



```

>> %datos
clear
m=10; % masa aproximado del vastago del actuador (kg)
Ir=0.0000416*1.1; % inercia rotacional del tornillo (kgm*m^2)
fr=3; % maxima frecuencia
df=0.030; % desplazamiento maximo en fatiga (m)
g=9.81; % gravedad
av=0.005; %vavance del tornillo (m/rev)
ef=85; % eficiencia del sistema tornill-tuerca
Pf=3; % porcentaje de friccion
t=[0.0:0.01:1]; % rango de tiempo de 0 a 1 segundo

% incognitas
de=df/2*sin(2*fr*pi*t); % ecuacion de desplazamiento (m)
ve=df/2*2*fr*pi*cos(2*fr*pi*t); % ecuacion de velocidad (m/s)
ac=-df/2*(2*fr*pi)^2*sin(2*pi*fr*t); % ecuacion de aceleracion (m/s^2)
Ff=400*(1+sin(2*pi*fr*t)); % fuerza del actuador (N)
Ft=(Ff+m*ac-m*g)*(1+Pf/100); % empuje sobre el tornillo (N)
wt=2*pi*ve/av; % velocidad del tornillo (m/s)
Te=Ft.*ve/ef./wt; % torque del tornillo

%torque, velocidad angular
Tm=(Te+Ir*2*pi*ac/av)*(1+Pf/100); % (N.m)
wr=wt*60/2/pi; % rpm
max(wr)
max(Tm)

```

Figura 33: código en Matlab para selección del motor  
Elaboración propia

Obteniéndose los siguientes valores

$$wr = 2962,4 \text{ rpm}$$

$$Tm = 0,6152 \text{ N.m}$$

Entonces

$$P = Tm \cdot wr \quad (13)$$

$$P = 0,6152 \text{ N.m} \times 2991,4 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times \frac{2\pi \text{rad}}{1 \text{rev}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}$$

$$P = 197,71 \text{ W}$$

En base a los valores calculados y a la evaluación de los sistemas del actuador se puede seleccionar un motor que cumpla con los requerimientos exigidos.

Como se puede ver en los diagramas torque vs carga que se encuentra en anexos, el torque máximo requerido para la prueba estática es de 45 lb-in (5,21 N.m), siendo mayor que el requerido para el ensayo dinámico.

Una alternativa eficiente es el uso de un motor inteligente ya que cuenta con un sistema de control lo cual puede ser programado mediante un ordenador, haciendo que la maquina sea más didáctica para estos fines.

El motor inteligente SM34505D Class 5 de la marca Animatics cumple con los requisitos mínimos para los requerimientos de los dos tipos de ensayos. Sus especificaciones técnicas son

SM34505D		
Continuous Torque	16.34	in-lb
	261	oz-in
	1.85	N-m
Peak Torque	48.19	in-lb
	771	oz-in
	5.44	N-m
Nominal Continuous Power	527	Watts
No Load Speed	3,300	RPM
Max. Continuous Current* @ 3100 RPM	14.37	Amps
Peak Power @ 2250 RPM	925	Watts
Voltage Constant	14.049	V/kRPM

Figura 34: Especificaciones técnicas motor inteligente SM34505D

Como el voltaje de alimentación es de 24 V, se pueden tener dos alternativas, usar baterías o una fuente regulada de voltaje. En este caso se elegirá una fuente regulada de voltaje ya que las baterías se descargan y durante los ensayos esto sería una gran desventaja. El modelo seleccionado es el SCN-1500-24.

Las especificaciones				
De salida				
Modelo	SCN-1500-12	SCN-1500-24	SCN-1500-27	SCN-1500-48
Tensión DC	12 V 12 V	24 V	27 V	48 V
Corriente nominal	125A	100A	62.5A	32A
La gama actual	0-125A	0-100A	0-62.5A	0-32A
Potencia nominal	1500 W	1500 W	1500 W	1536 W
El ruido de la ondulación	120mVp-p	150mVp-p	240mVp-p	480mVp-p
Tensión Adj Rango de	10,8 ~ 13,2 V	20 ~ 26,4 V	24 ~ 30 V	41 ~ 56 V
Tolerancia de tensión de	± 5%	± 5%	± 5%	± 5%
Entrada de la estabilidad	± 1%	± 1%	± 1%	± 0.5%

Figura 35: características de la fuente de alimentación

Actualmente en el mercado existen varias alternativas tanto de actuadores lineales como motores, donde ambos vienen integrados en uno solo. Eso hace que el conjunto sea menos pesado y cumpla con las mismas características exigidas. Por eso se deja abiertas las posibilidades de seleccionar los dos elementos por separado o un solo conjunto motor-actuador.

## f. Modelamiento de cargas

En esta sección se identificarán cada una de las fuerzas y reacciones en todos los elementos de la maquina en su configuración cuando realiza el ensayo de compresión, flexión y torsión.

### i. Configuración para ensayo de compresión

En la figura 36 se tiene el modelamiento de cargas externas del banco de pruebas en su configuración de ensayo a compresión. El empuje del actuador lineal es la carga que tendrán que soportar cada uno de los elementos.

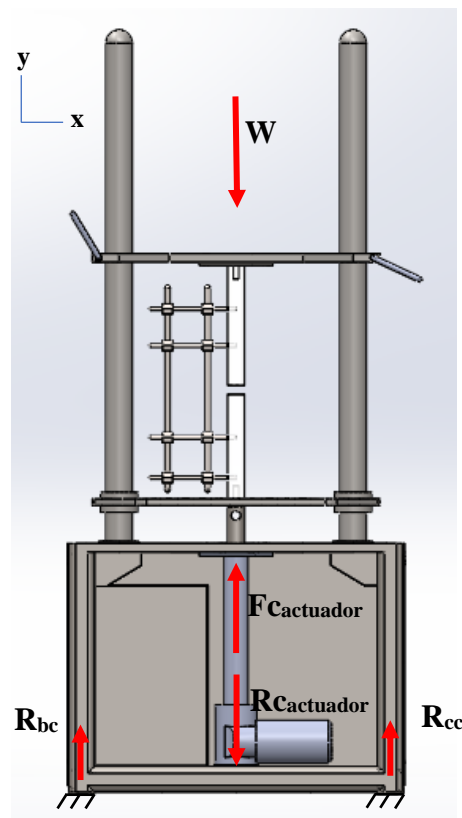


Figura 36: cargas externas de la maquina en ensayo de compresión  
elaboración propia

Donde:

$R_{bc}$  y  $R_{cc}$ = reacción de la superficie durante ensayo de compresión (N)

$F_{Cactuador}$ = fuerza del actuador lineal en ensayo de compresión (N)

$R_{Cactuador}$ = reacción del actuador en ensayo de compresión (N)

$W$ = peso de la maquina (N)

$$\sum Y = 0$$

$$R_{bc} + R_{cc} + F_{cactuador} = R_{cactuador} + W \quad (14)$$

Además

$$F_{cactuador} = R_{cactuador} \quad (15)$$

Entonces, reemplazando (15) en (14), se tiene

$$R_{bc} + R_{cc} = W \quad (16)$$

Además, el centro de masa del equipo está en el centro geométrico, por lo tanto

$$R_{bc} = \frac{1}{2}W \quad (17)$$

$$R_{cc} = \frac{1}{2}W \quad (18)$$

### ➤ **Base móvil**

Este elemento está sometido únicamente a cargas axiales (vástago ya que solo cuenta con un punto de apoyo fijo en su centro geométrico. Además, este se desliza en sus extremos en dirección “Y”. La fuerza de fricción que ejerce la columna sobre la base móvil se desprecia ya que este elemento dispone de bocinas para su libre desplazamiento.

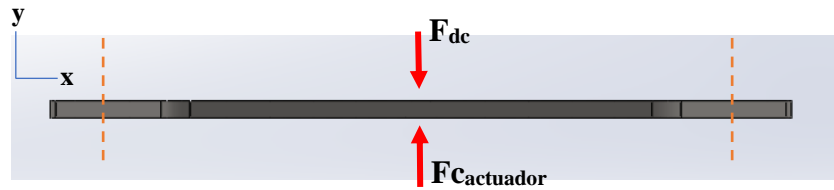


Figura 37: d.c.l base móvil ensayo de compresión  
elaboración propia

Donde  $F_{dc}$  es la fuerza de reacción que ejerce la probeta sobre la base móvil en el ensayo de compresión.

$$\sum Y = 0$$

$$F_{dc} = F_{actuador} \quad (19)$$

### ➤ Travesaño - Columna

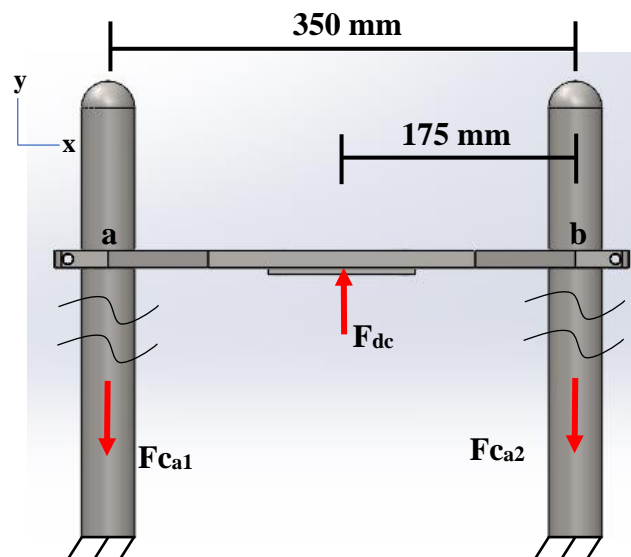


Figura 38: d.c.l travesaño-columna ensayo de compresión  
Elaboración propia

$F_{ca1}$  y  $F_{ca2}$  son las reacciones en cada una de las columnas durante el ensayo de compresión.

$$\sum Y = 0$$

$$F_d = F_{Ca1} + F_{Ca2} \quad (20)$$

Reemplazando (19) en (20), se tiene

$$F_{Cactuador} = F_{Ca1} + F_{Ca2} \quad (21)$$

$$\sum M_b = 0$$

$$F_{Ca1}(0,35 \text{ m}) = F_{Cactuador}(0,175 \text{ m})$$

$$F_{Ca1} = \frac{1}{2} F_{actuador} \quad (22)$$

Reemplazando (21) en (22), se tiene

$$F_{Ca2} = \frac{1}{2} F_{actuador} \quad (23)$$

### ➤ Travesaño

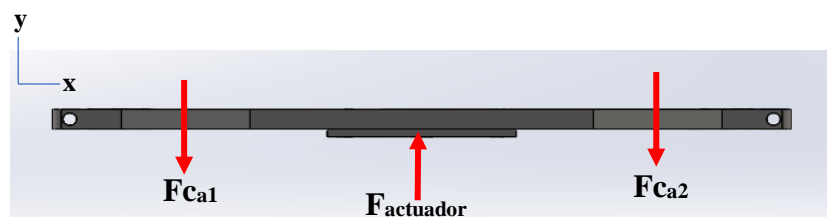


Figura 39:d.c.1 del travesaño para ensayo de compresión  
Elaboración propia

Siendo las fuerzas ya conocidas, en el siguiente apartado se procederá con los cálculos de los esfuerzos.

### ➤ Columna

Las columnas están sometidas únicamente a cargas axiales.

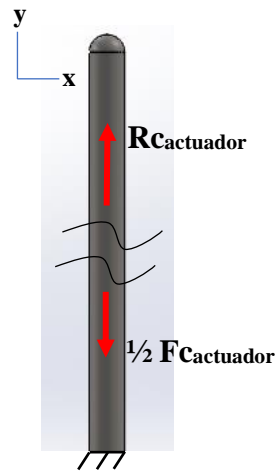


Figura 40: d.c.l de la columna para ensayo de compresión  
Elaboración propia

Al existir una fuerza  $1/2 F_{Cactuador}$ , existen también las fuerzas de reacción en sentido contrario ( $R_{Cactuador}$ ). Estas fuerzas se utilizarán para el cálculo de los esfuerzos.

### ➤ Base soporte

Este elemento se ha dividido en 3 subelementos denominados a, b y c para analizar los tipos de cargas presentes en cada una de ellas.

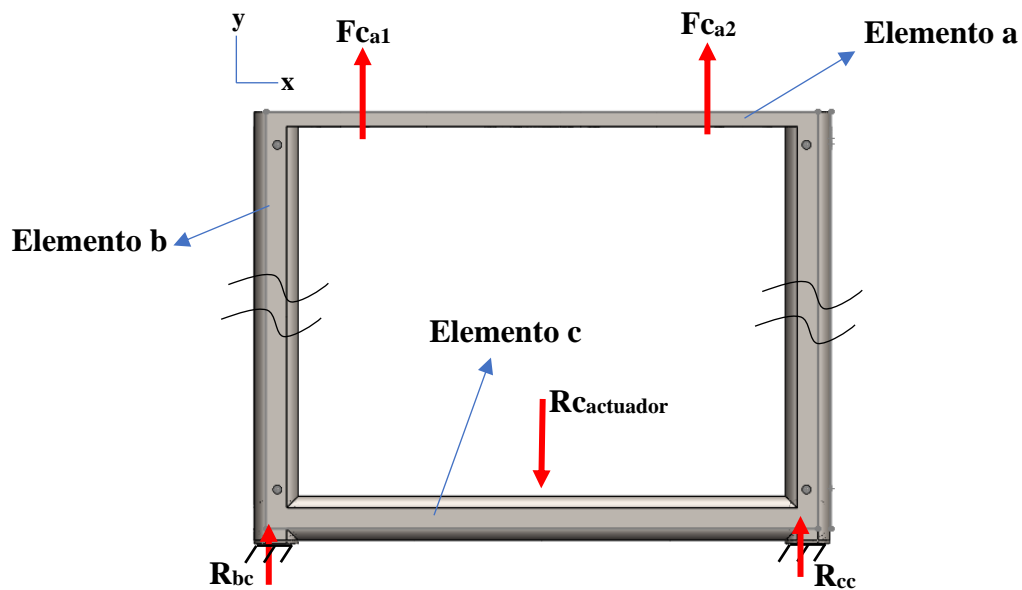


Figura 41: d.c.l base móvil ensayo de compresión  
Elaboración propia

### Elemento a

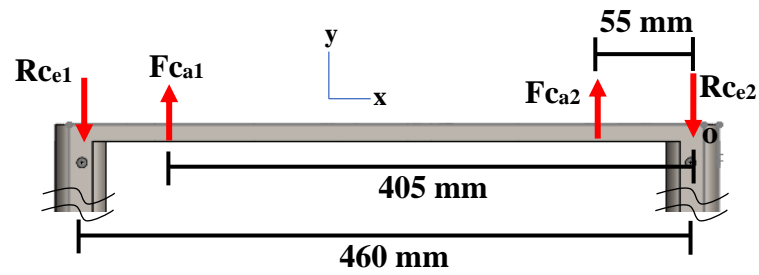


Figura 42: d.c.l elemento a base soporte ensayo de flexión  
Elaboración propia

Donde:

$R_{ce1}$  y  $R_{ce2}$  = reacción del elemento b

$$\sum Y = 0$$

$$F_{ca1} + F_{ca2} = R_{ce1} + R_{ce2} + W \quad (24)$$

$$\sum M_b = 0$$

$$F_{ca2}(0,055) + F_{ca1}(0,405) = R_{ce1}(0,460) + W(0,230)$$

$$R_{ce1} = \frac{1}{2}(F_{cactuador} - W) = R_{ce2} \quad (25)$$

### Elemento b

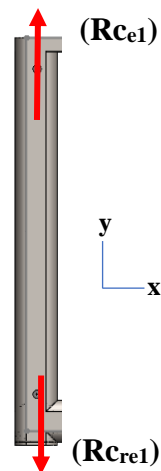


Figura 43: d.c.l elemento a base soporte ensayo de flexión  
Elaboración propia

$$R_{cre1} = \frac{(F_{cactuador} - W)}{2} \quad (26)$$

La reacción  $R_{cre1}$  se divide entre el número de tubos en dicha sección analizada.

### Elemento c

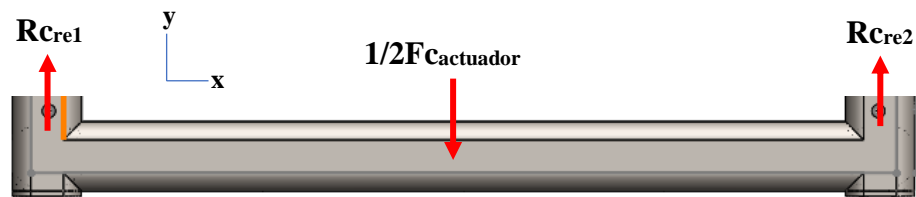


Figura 44: d.c.l elemento a base soporte ensayo de flexión  
Elaboración propia

$$R_{cre1} = R_{cre2}$$

Las fuerzas  $R_{re1}$  y  $R_{re2}$  son conocidas y se usaran para el cálculo de los esfuerzos.

### ii. Configuración para ensayo de flexión

En la figura 46 se tiene el modelamiento de carga externa del banco de pruebas en su configuración de ensayo a flexión. En esta configuración se adicionan tres piezas para poder ubicar la probeta de nylon horizontalmente.

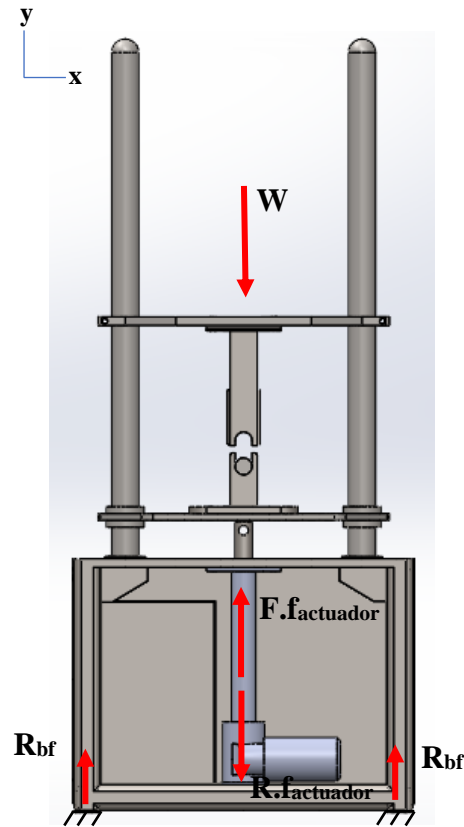


Figura 45: modelamiento cargas externas de la maquina ensayo de flexión  
Elaboración propia

Donde:

$R_{bf}$  y  $R_{cf}$  = reacción de la superficie durante ensayo de flexión (N)

$F_{actuador}$  = fuerza del actuador en ensayo de flexión (N)

$R_{actuador}$  = reacción del actuador en ensayo de flexión (N)

$W$  = peso de la maquina (N)

$$\sum Y = 0$$

$$R_{bf} + R_{cf} + F_{actuador} = R_{actuador} + W \quad (27)$$

Además

$$F_{actuador} = R_{actuador} \quad (28)$$

Entonces, reemplazando (15) en (14), se tiene

$$R_{bf} + R_{cf} = W \quad (29)$$

Además, el centro de masa del equipo está en el centro geométrico, por lo tanto

$$R_{bf} = \frac{1}{2}W \quad (30)$$

$$R_{cf} = \frac{1}{2}W \quad (31)$$

### ➤ Base móvil

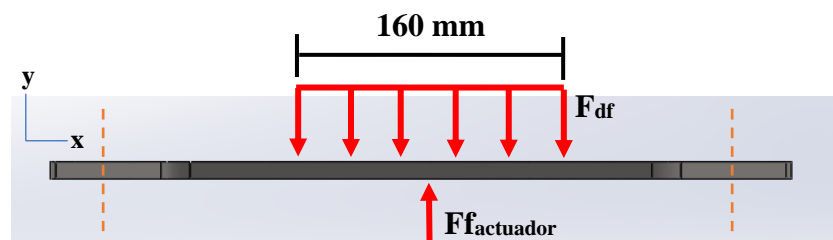


Figura 46: d.c.1 base móvil ensayo de flexión  
Elaboración propia

Donde:

$F_{actuador}$  = Fuerza del actuador para ensayo de flexión

$F_{df}$  = Fuerza de reacción de la probeta para ensayo de flexión

$$\sum Y = 0$$

$$F_{actuador} = F_{df} \quad (32)$$

➤ Travesaño – Columna

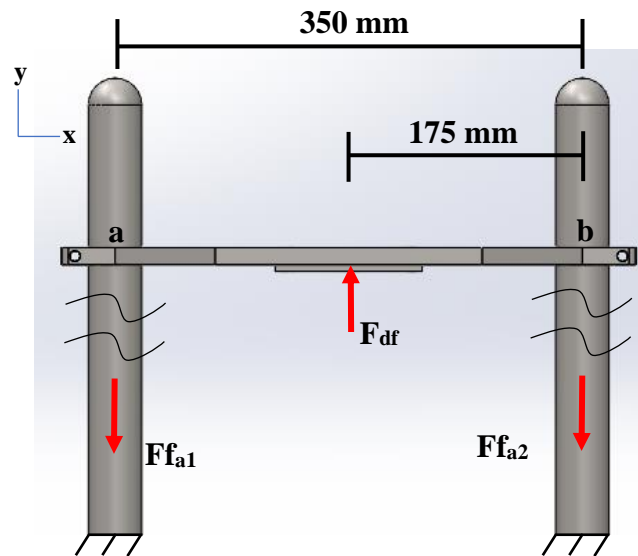


Figura 47: d.c.1 travesaño-columna ensayo de flexión elaboración propia

$F_{fa1}$  y  $F_{fa2}$  son las fuerzas de reacción en las columnas y  $F_{df}$  es la fuerza de reacción de la probeta sobre el travesaño.

$$\sum Y = 0$$

$$F_{df} = F_{fa1} + F_{fa2} \quad (33)$$

Reemplazando (25) en (30), se tiene

$$F_{f_{actuador}} = F_{fa1} + F_{fa2} \quad (34)$$

$$\sum M_b = 0$$

$$F_{fa1}(0,35 \text{ m}) = F_{f_{actuador}}(0,175 \text{ m})$$

$$F_{fa1} = \frac{1}{2} F_{f_{actuador}} \quad (35)$$

Reemplazando (35) en (34), se tiene

$$F_{fa2} = \frac{1}{2} F_{f_{actuador}} \quad (36)$$

### ➤ Travesaño

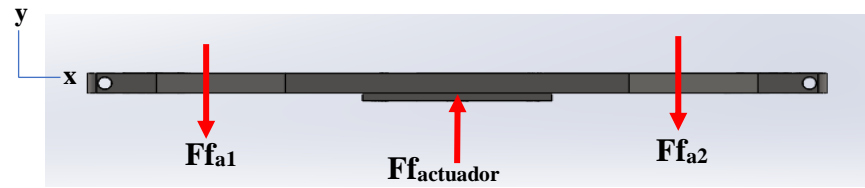


Figura 48: d.c.l travesaño ensayo de flexión  
Elaboración propia

Siendo las fuerzas ya conocidas, en el siguiente apartado se procederá con los cálculos de los esfuerzos.

### ➤ Columna

Al existir una fuerza  $1/2 F_{f_{actuador}}$ , existen también las fuerzas de reacción en sentido contrario ( $R_{f_{actuador}}$ ). Estas fuerzas se utilizarán para el cálculo de los esfuerzos.

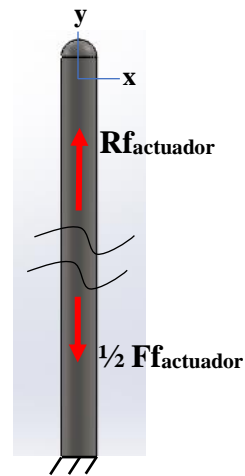


Figura 49: d.c.l columna ensayo de flexión  
elaboración propia

➤ **Elementos de acople**

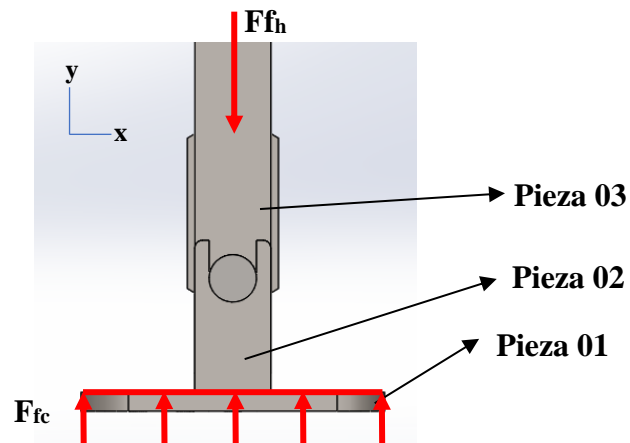


Figura 50: d.c.l elementos de acople ensayo flexión elaboración propia

Al existir una fuerza  $Ff_{\text{actuador}}$ , también existe una fuerza de reacción  $Ff_h$ , siendo esta de la misma magnitud y sentido inverso.

$$Ff_{\text{actuador}} = Ff_h \quad (37)$$

➤ **Base soporte**

De igual forma que la configuración de ensayo a compresión, la base soporte se analizará en tres elementos.

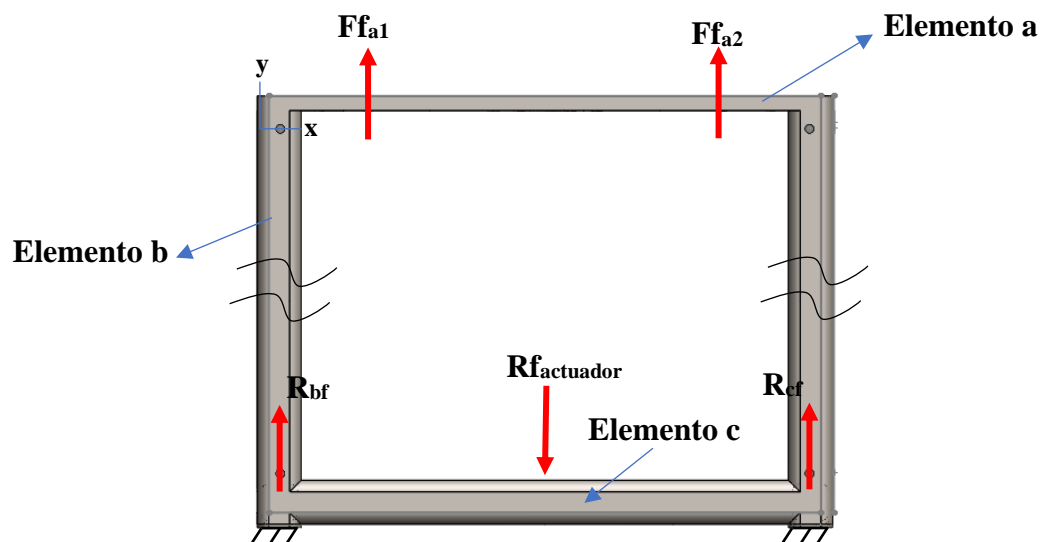


Figura 51: d.c.l base fija ensayo flexión elaboración propia

**elemento a**

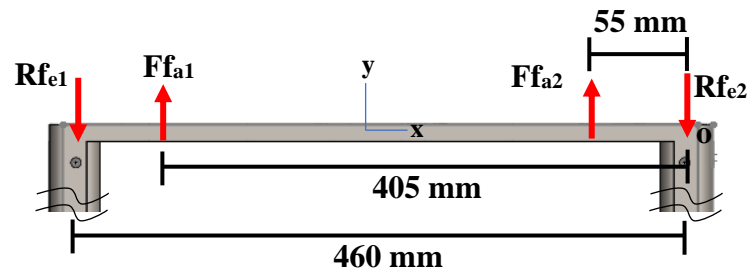


Figura 52: d.c.l elemento a base soporte ensayo de flexión  
Elaboración propia

$$\sum Y = 0$$

$$F_{fa1} + F_{fa2} = R_{fe1} + R_{fe2} + W$$

$$\sum M_o = 0$$

$$F_{a2}(0,055) + F_{a1}(0,405) = R_{e1}(0,460) + W(0,230)$$

$$R_{fe1} = \frac{1}{2} (FC_{actuador} - W)$$

$$R_{fe2} = \frac{1}{2} (FC_{actuador} - W)$$

**elemento b**

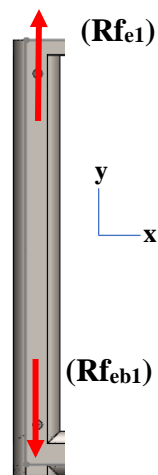


Figura 53: d.c.l elemento b base soporte ensayo de flexión  
Elaboración propia

$$R_{f_{eb1}} = \frac{(F_{f_{actuador}} - W)}{2}$$

elemento c

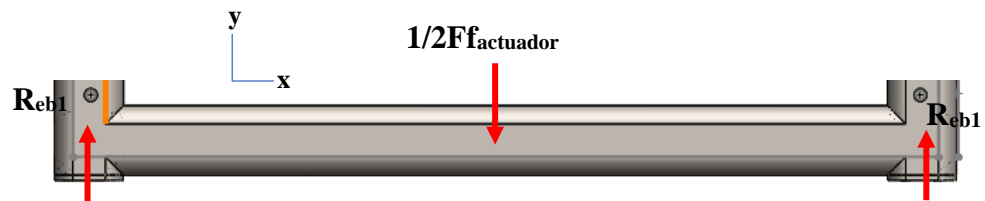


Figura 54: d.c.l elemento a base soporte ensayo de flexión  
Elaboración propia

### iii. Configuración para ensayo de torsión

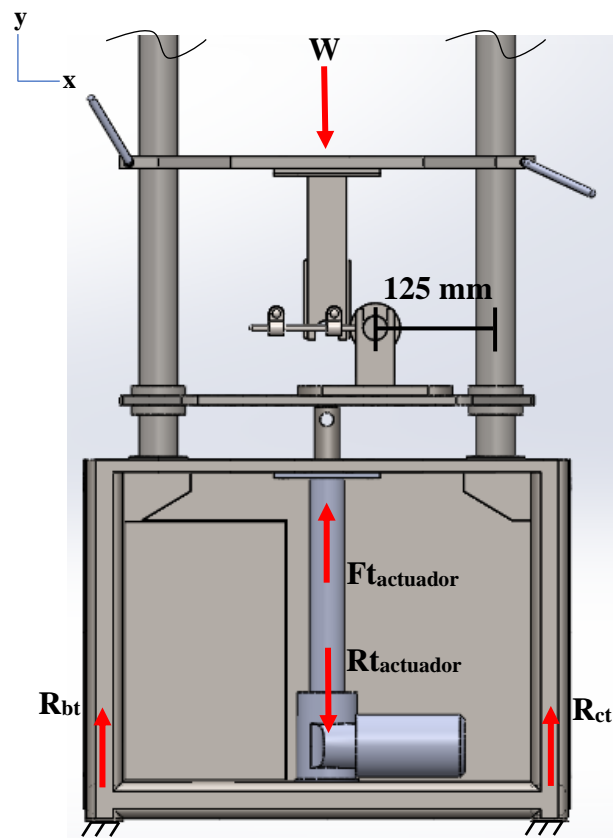


Figura 55: modelamiento cargas externas de la maquina ensayo torsión  
Elaboración propia

➤ **Base móvil**

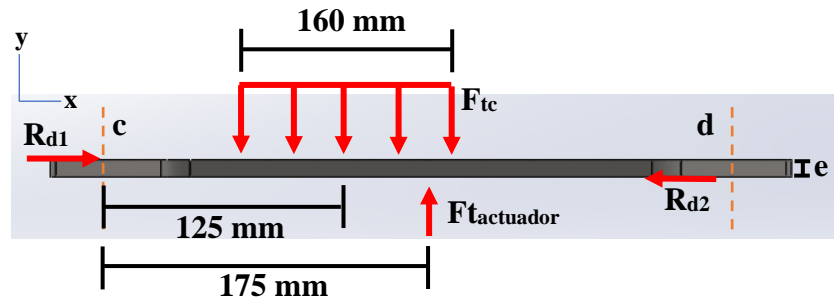


Figura 56: d.c.l base móvil ensayo torsión  
Elaboración propia

Donde:

$R_{d1}$  y  $R_{d2}$  = reacción de la base móvil sobre la columna

$F_{tc}$  = reacción de la probeta sobre la base móvil

$$\sum Y = 0$$

$$F_{\text{actuador}} = F_{tc} \quad (38)$$

$$\sum X = 0$$

$$R_{d1} = R_{d2} \quad (39)$$

$$\sum M_b = 0$$

$$F_{\text{actuador}}(0,175) = R_{d2}(e) + F_{tc}(0,125) \quad (40)$$

$$R_{d2} = \frac{(F_{\text{actuador}})(0,05)}{e}$$

➤ Piezas de acople

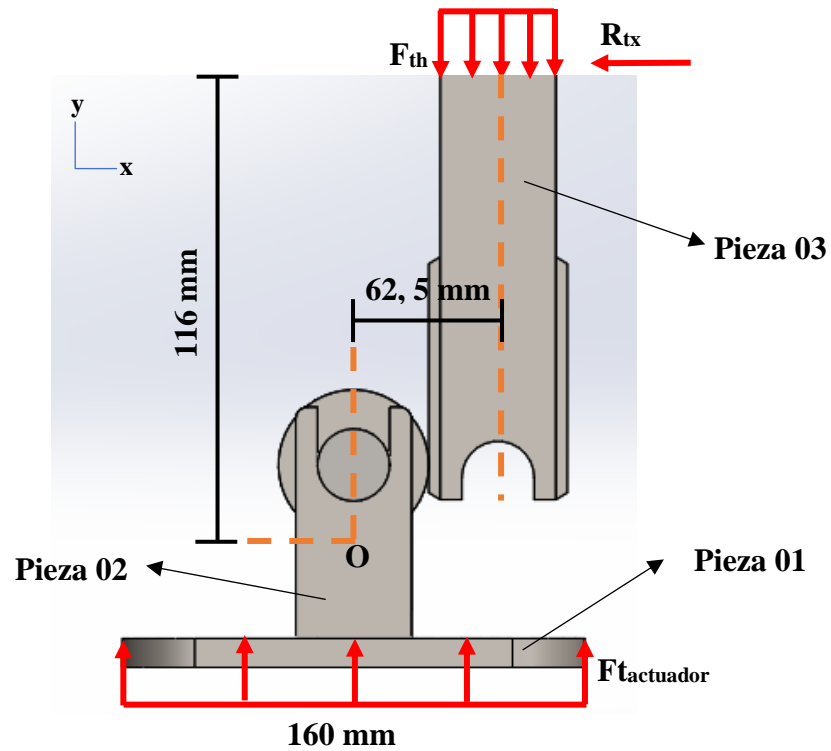


Figura 57: d.c.l piezas de acople ensayo torsión  
Elaboración propia

Donde:

$F_{th}$ =reacción del travesaño en dirección “Y”

$R_{tx}$ =reacción del travesaño en dirección “X”

$$\sum Y = 0$$

$$F_{tactuador} = F_{th} \quad (41)$$

$$\sum M_o = 0$$

$$F_{th}(0,0625) = R_{tx}(0,116) \quad (42)$$

Reemplazando (41) en (42), se tiene

$$R_{tx} = F_{tactuador}(0,538) \quad (43)$$

➤ Travesaño - Columna

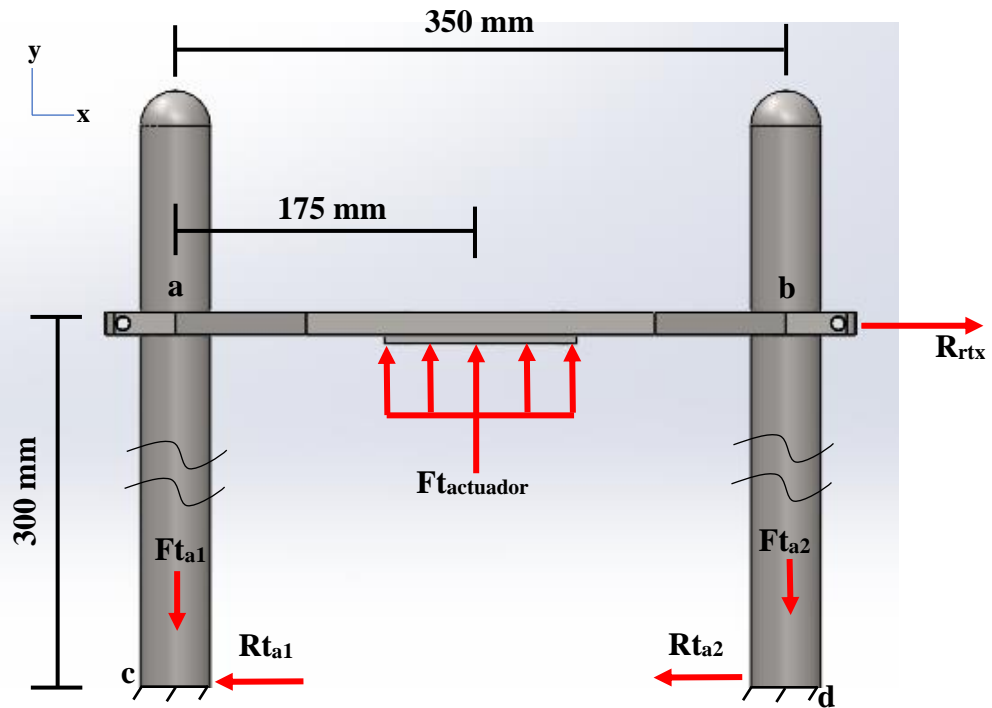


Figura 58: d.c.l travesaño-columna ensayo torsión elaboración propia

Donde:

$R_{t_{a1}}$  = reacción en el acople de la columna 1

$R_{t_{a2}}$  = reacción en el acople de la columna 2

$$\sum Y = 0$$

$$F_{t_{actuador}} = F_{t_{a1}} + F_{t_{a2}} \quad (44)$$

$$\sum X = 0$$

$$R_{tx} = R_{t_{a1}} + R_{t_{a2}} \quad (45)$$

$$\sum M_c = 0$$

$$F_{t_{actuador}}(0,175) = R_{tx}(0,3) + F_{t_{a2}}(0,350) \quad (46)$$

$$\sum M_a = 0$$

$$F_{t_{\text{actuador}}}(0,175) = F_{t_{a2}}(0,350) + 0,3(R_{t_{a1}} + R_{t_{a2}}) \quad (47)$$

$$\frac{F_{t_{\text{actuador}}}(0,175) - F_{t_{a2}}(0,350)}{0,3} = R_{t_{a1}} + R_{t_{a2}}$$

Además de la ecuación (42), se tiene

$$F_{t_{\text{actuador}}}(0,538) = R_{t_{a1}} + R_{t_{a2}} \quad (48)$$

Reemplazando (47) en (48), se tiene

$$F_{t_{a2}} = \frac{F_{t_{\text{actuador}}}(0,175) - F_{t_{\text{actuador}}}(0,3)(0,538)}{0,350}$$

$$F_{t_{a2}} = 0,0389 \cdot F_{t_{\text{actuador}}} \quad (49)$$

Finalmente, reemplazando (46) en (41), se tiene

$$F_{t_{a1}} = F_{t_{\text{actuador}}} - 0,0389 F_{t_{\text{actuador}}}$$

$$F_{t_{a1}} = 0,961 F_{t_{\text{actuador}}} \quad (50)$$

### ➤ Travesaño

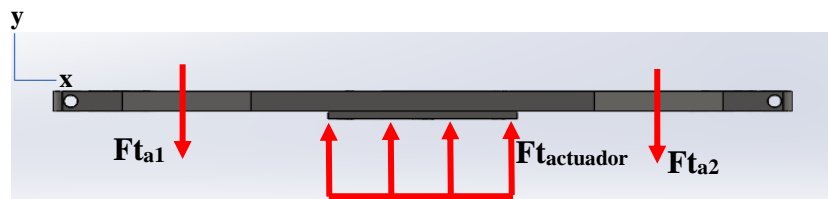


Figura 59: d.c.l travesaño ensayo torsión  
elaboración propia

Con estas fuerzas ya conocidas se procederá a calcular los esfuerzos del travesaño en el siguiente apartado.

➤ Columnas

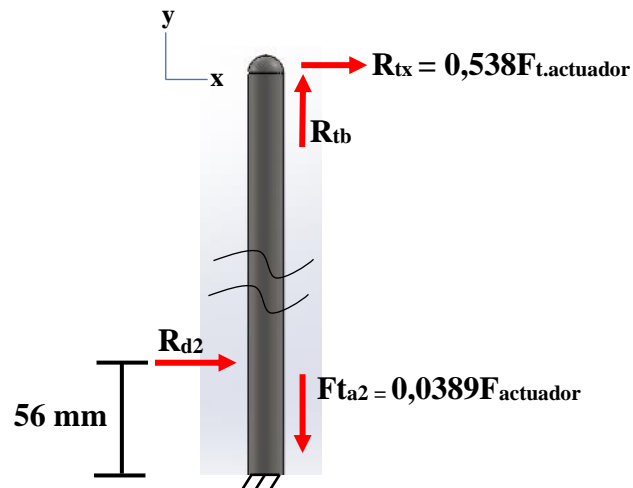
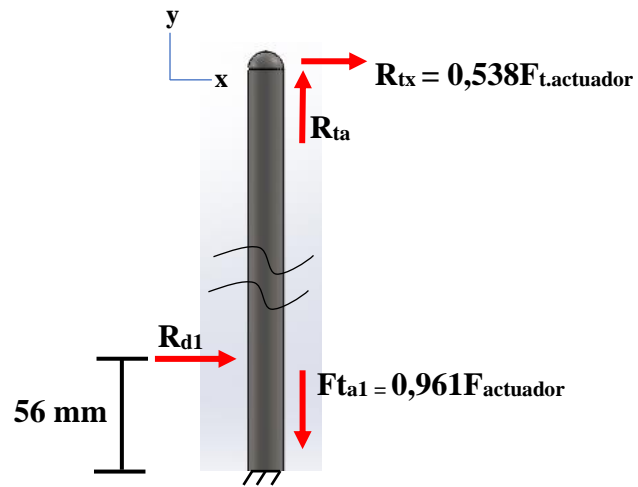


Figura 60: d.c.l columnas ensayo torsión  
Elaboración propia

➤ Base soporte

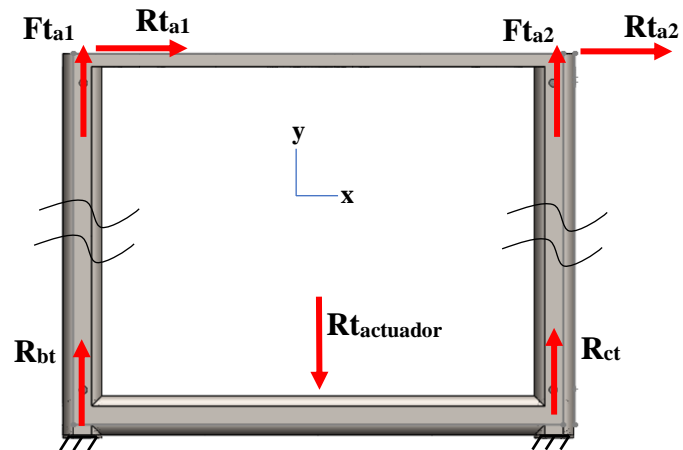


Figura 61: d.c.l base soporte ensayo torsión  
elaboración propia

**elemento a**

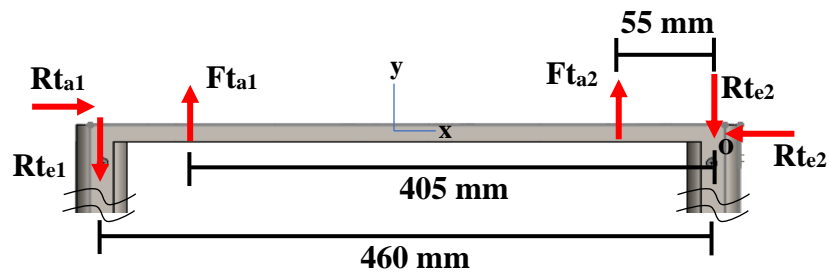


Figura 62: d.c.l elemento a base soporte ensayo de torsión  
Elaboración propia

$$\sum Y = 0$$

$$F_{t_{a1}} + F_{t_{a2}} = R_{t_{e1}} + R_{t_{e2}} + W \quad (51)$$

$$\sum M_o = 0$$

$$F_{t_{a2}}(0,055) + F_{t_{a1}}(0,405) = R_{t_{e1}}(0,460) + W(0,230)$$

$$R_{t_{e1}} = \frac{1}{2}(F_{t_{actuator}} - W) \quad (52)$$

$$R_{t_{e2}} = \frac{1}{2}(F_{t_{actuator}} - W) \quad (53)$$

**elemento b**

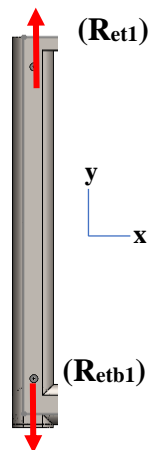


Figura 63: d.c.l elemento b base soporte ensayo de torsión  
Elaboración propia

$$R_{et1} = \frac{(Ft_{actuador} - W)}{2} = R_{et2} \quad (54)$$

### elemento c

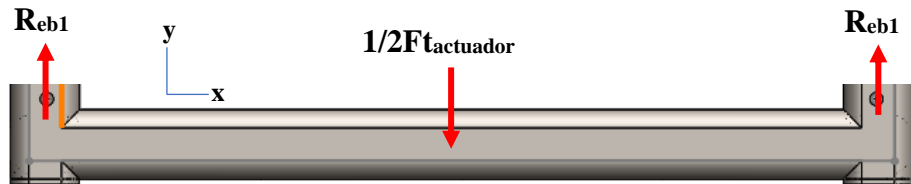


Figura 64: d.c.l elemento c base soporte ensayo de torsión  
Elaboración propia

Estas fuerzas se utilizarán en el siguiente apartado para encontrar los momentos y fuerzas cortantes máximos.

### g. Cálculo de esfuerzos

Ya identificado las cargas en todos los elementos estructurales de la máquina, se calcularán los esfuerzos axiales, de flexión y cortantes. Para eso utilizaremos el criterio de la energía de deformación o también llamado criterio de falla de Von Mises.

La tensión de Von Mises es una magnitud física proporcional a la energía de distorsión y en ingeniería estructural se usa en el contexto de las teorías de fallo como indicador de un buen diseño para materiales dúctiles como es el caso del acero AISI 304 y el ASTM A36. El esfuerzo de Von Mises triaxial puede calcularse de la siguiente manera

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}}$$

Donde

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  = Las tensiones principales

Otra forma alternativa es

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$$

Para un esfuerzo uniaxial, donde  $\sigma_y=0$ , se tiene entonces

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

Las ecuaciones que se emplearan en esta sección para el cálculo de los esfuerzos son

➤ Esfuerzo axial

$$\sigma_{a,max} = \frac{P}{A} \quad (55)$$

Donde

P = tensión (N)

A = área de la sección sometida a esfuerzo (m<sup>2</sup>)

$\sigma_{a,max}$  = esfuerzo axial máximo (Pa)

➤ Esfuerzo por flexión máximo

$$\sigma_{f,max} = \frac{M_{max} \times C}{I} \quad (56)$$

Donde

$M_{max}$  = momento flector máximo (N.m)

C = distancia desde el eje neutro a la fibra más alejada (m)

I = Momento de inercia (m<sup>4</sup>)

➤ Esfuerzo cortante máximo

$$\tau_{max} = \frac{3 \times V_{max}}{2 \times A} \quad (57)$$

Donde

$V_{\max}$  = fuerza de corte máximo (N)

A = área de la sección sometida a esfuerzo cortante ( $m^2$ )

En esta sección se encontrarán los esfuerzos en cada elemento teniendo en cuenta los tipos de cargas presentes en todos ellos, los cuales fueron calculados en el apartado anterior.

La mayoría de los elementos son de acero inoxidable AISI 304. La base soporte es de acero ASTM A36. En las tablas 13 y 14 están sus propiedades mecánicas.

Tabla 13: propiedades mecánicas del acero inoxidable AISI 304  
elaboración propia

<b>Propiedades mecánicas del acero inoxidable AISI 304</b>		
<b>Módulo elástico</b>	1.9e+011	N/m <sup>2</sup>
<b>Coefficiente de Poisson</b>	0,29	N/D
<b>Módulo cortante</b>	7,5e+010	N/m <sup>2</sup>
<b>Densidad de masa</b>	8000	kg/m <sup>3</sup>
<b>Límite de tracción</b>	517017000	N/m <sup>2</sup>
<b>Límite de compresión</b>		N/m <sup>2</sup>
<b>Límite elástico</b>	206807000	N/m <sup>2</sup>

Tabla 14: propiedades mecánicas del acero ASTM A36  
Elaboración propia

<b>Propiedades mecánicas del acero ASTM A36</b>		
<b>Módulo elástico</b>	2e+011	N/m <sup>2</sup>
<b>Coefficiente de Poisson</b>	0.26	N/D
<b>Módulo cortante</b>	7.93e+010	N/m <sup>2</sup>
<b>Densidad de masa</b>	7850	kg/m <sup>3</sup>
<b>Límite de tracción</b>	400000000	N/m <sup>2</sup>
<b>Límite de compresión</b>		N/m <sup>2</sup>
<b>Límite elástico</b>	250000000	N/m <sup>2</sup>

### i. Columna

Las columnas tienen un espesor de 1,8 mm y un diámetro exterior de 40 mm.

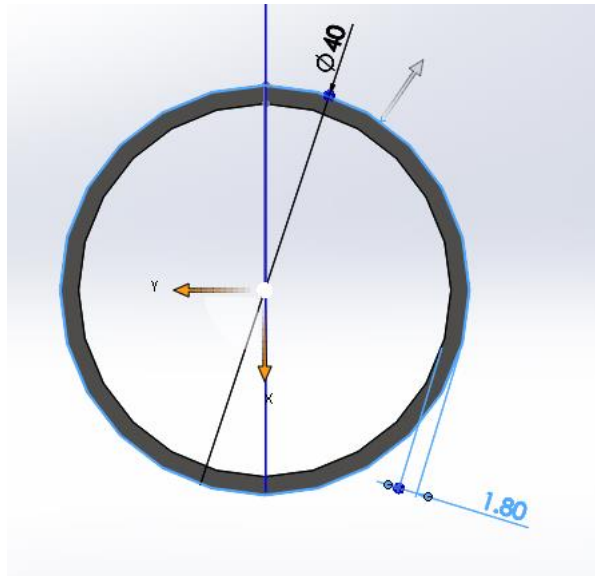


Figura 65: vista de planta columna  
Elaboración propia

#### ➤ Configuración de ensayo a compresión

Esfuerzo axial

$$\sigma_{a.\max} = \frac{F_{C_{\text{actuador}}}}{2A} = \frac{1250 \text{ N}}{A}$$

$$A = \pi r_1^2 - \pi r_2^2 = \pi(r_1^2 - r_2^2)$$

Donde:

$$r_1 = 20 \text{ mm}$$

$$r_2 = 18,2 \text{ mm}$$

$$F_{C_{\text{actuador}}} = 2500 \text{ N}$$

$$A = 216,015 \text{ mm}^2$$

$$F_{C_{\text{actuador}}} = 2500 \text{ N}$$

$$\sigma_{a.\max} = 5,7 \times 10^6 \text{ Pa}$$

➤ **Configuración de ensayo a flexión**

Esfuerzo axial

$$\sigma_{a.\max} = \frac{F_{\text{actuador}}}{2A}$$

Donde:

$$F_{\text{actuador}} = 440 \text{ N}$$

$$\sigma_{a.\max} = 10^6 \text{ Pa}$$

➤ **Configuración de ensayo a torsión**

Esfuerzo axial

$$\sigma_{a.\max} = \frac{F_{\text{actuador}}}{2A}$$

$$\sigma_{a.\max} = 5,46 \times 10^6 \text{ Pa}$$

En el programa MDSolids se obtuvieron los siguientes valores. Loas diagramas se puede ver en la figura 66.

$$V_{\max} = -496,28 \text{ N}$$

$$M_{\max} = -57,8 \text{ N.m}$$

Esfuerzo por flexión

$$\sigma_{f.\max} = \frac{M_{\max} \cdot C}{I}$$

$$I = \frac{\pi}{4} (r_1^4 - r_2^4) = 4 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_{f.\max} = \frac{(57,8 \text{ N.m})(20 \text{ mm})}{4 \times 10^4 \text{ mm}^4} = 2,89 \times 10^7 \text{ Pa}$$

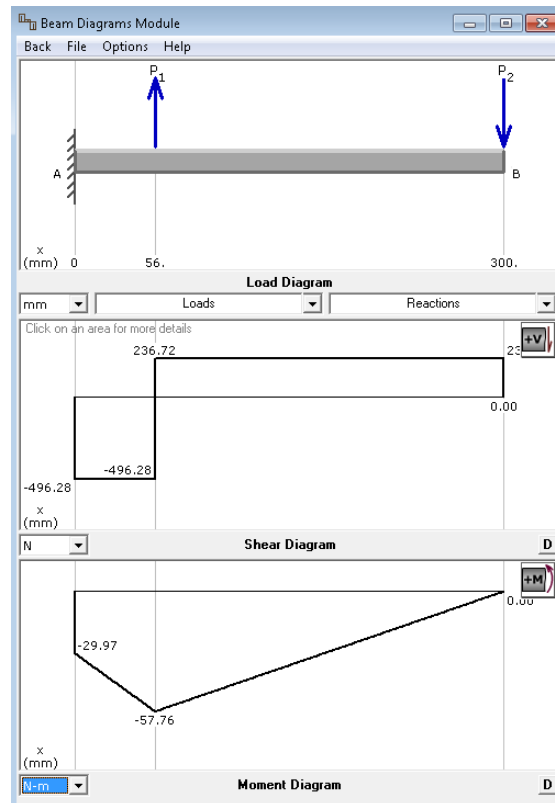


Figura 66: diagramas de momento y fuerza cortante máxima columna  
Elaboración propia

Esfuerzo cortante

$$\tau_{\max} = \frac{3V_{\max}}{2A} = \frac{3(496,28) \text{ N}}{2(216,015) \text{ mm}^2} = 3,44 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Esfuerzo equivalente Von Mises

$$\sigma_{\text{equi}} = \sqrt{(\sigma_{a,\max})^2 + (\sigma_{f,\max})^2 + 3(\tau_{\max})^2}$$

$$\sigma_{\text{equi}} = \sqrt{(5,46 \times 10^6 \text{ Pa})^2 + (3,436 \times 10^7 \text{ Pa})^2 + 3(3,44 \times 10^6)^2}$$

$$\sigma_{\text{equi}} = 3,52 \times 10^7 \text{ Pa}$$

## ii. Travesaño

Para el travesaño tiene un espesor de (1/2)" equivalente a 12,7 mm

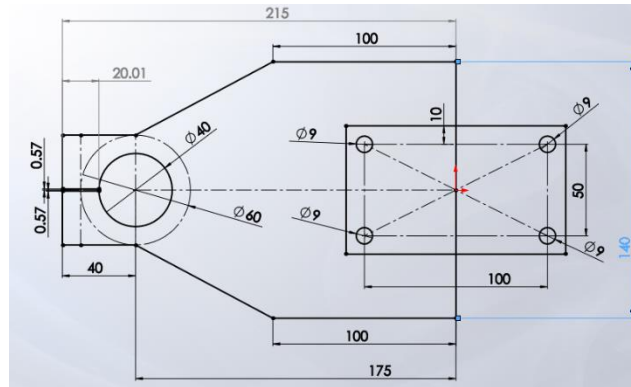


Figura 67: vista de planta del travesaño  
Elaboración propia

### ➤ Configuración de ensayo a compresión

Esfuerzo por flexión

$$M_{\max} = -109,375 \text{ Nm}$$

$$e = 0,0127 \text{ m}$$

$$I = \frac{1}{12} L \cdot e^3$$

$$C = \frac{1}{2} \cdot e$$

$$\sigma_{f.\max} = \frac{M_c \cdot C}{I}$$

$$\sigma_{f.\max} = 2,9 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Esfuerzo cortante

$$\tau_{\max} = \frac{3V_{\max}}{2A}$$

$$A = 0,14 \cdot e \text{ m}^2$$

$$V_{\max} = 625 \text{ N}$$

Reemplazando valores en la ecuación 54, se tiene

$$\tau_{\max} = 5,3 \times 10^5 \text{ Pa}$$

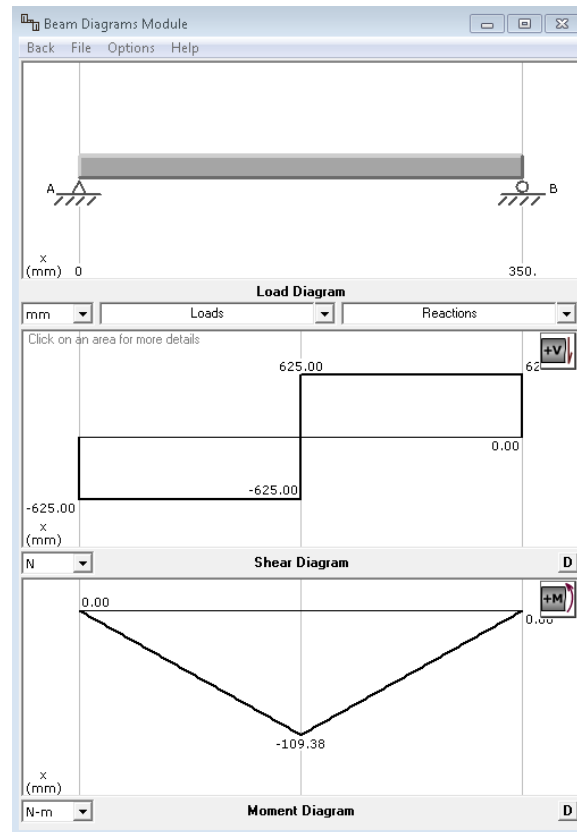


Figura 68: diagramas de momento y fuerza cortante máxima travesaño  
Elaboración propia

Esfuerzo equivalente de Von mises

$$\sigma_{\text{equi}} = \sqrt{(\sigma_{f,\text{max}})^2 + 3(\tau_{\text{max}})^2}$$

$$\sigma_{\text{equi}} = 2,9 \times 10^7 \text{ Pa}$$

### ➤ Configuración de ensayo a flexión

Esfuerzo por flexión

El momento máximo y fuerza cortante máximo se pueden ver en la figura 69.

$$M_{\text{max}} = -18,15 \text{ N.m}$$

$$\sigma_{f,\text{max}} = \frac{M_f \cdot C}{I}$$

Reemplazando valores en la ecuación 53, se tiene

$$\sigma_{f.\max} = 4,8 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Esfuerzo cortante

$$\tau_{\max} = \frac{3V_{\max}}{2A}$$

$$V_{\max} = -110 \text{ N}$$

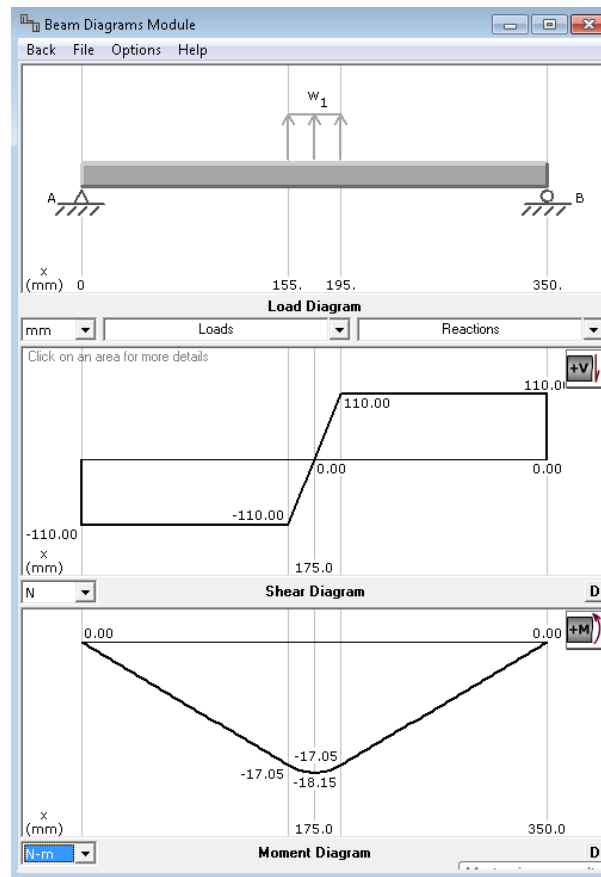


Figura 69: diagramas de momento y fuerza cortante máxima columna  
Elaboración propia

Reemplazando valores en la ecuación 54, se tiene

$$\tau_{\max} = 9,3 \times 10^4 \text{ Pa}$$

Esfuerzo equivalente de Von mises

$$\sigma_{\text{equi}} = \sqrt{(\sigma_{f.\max})^2 + 3(\tau_{\max})^2}$$

$$\sigma_{\text{equi}} = 4,82 \times 10^6 \text{ Pa}$$

➤ **Configuración de ensayo a torsión**

Esfuerzo por flexión

$$M_{\max} = -18,15 \text{ N. m}$$

$$\sigma_{f.\max} = \frac{M_f \cdot C}{I}$$

$$\sigma_{f.\max} = 4,8 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Esfuerzo cortante

$$\tau_{\max} = \frac{3V_{\max}}{2A}$$

$$V_{\max} = -110 \text{ N}$$

$$\tau_t = 9,3 \times 10^4 \text{ Pa}$$

Ecuación equivalente de Von mises

$$\sigma_{\text{equi}} = \sqrt{(\sigma_{f.\max})^2 + 3(\tau_{\max})^2}$$

$$\sigma_{\text{equi}} = 4,82 \times 10^6 \text{ Pa}$$

**iii. Base móvil**

La base móvil tiene un espesor de 1/2", equivalente a 12,7 mm

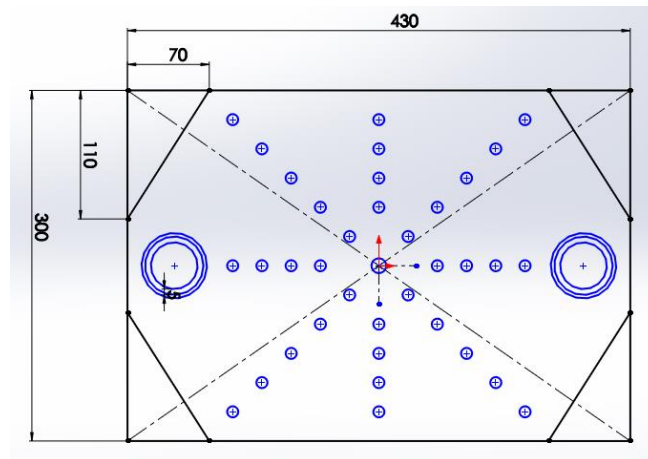


Figura 70: vista de planta base móvil  
Elaboración propia

➤ **Configuración de ensayo a compresión**

$$\sigma_{a.max} = \frac{F_{c.actuador}}{\frac{\pi}{4} (0,0254 \text{ m})^2}$$

$$\sigma_{a.max} = 4,93 \times 10^7 \text{ Pa}$$

➤ **Configuración de ensayo de flexión**

$$\sigma_f = \frac{F_{f.actuador}}{\frac{\pi}{4} (0,0254 \text{ m})^2}$$

$$\sigma_c = 8,68 \times 10^5 \text{ Pa}$$

➤ **Configuración de ensayo a torsión**

Esfuerzo por flexión

$$M_{max} = 12,237 \text{ N.m}$$

$$\sigma_{f.max} = \frac{M_t \cdot C}{I}$$

$$e = 0,0127 \text{ m}$$

$$I = \frac{1}{12} L \cdot e^3$$

$$C = \frac{1}{2} \cdot e$$

$$\sigma_{f.\max} = 3,2 \times 10^6 \text{ Pa}$$

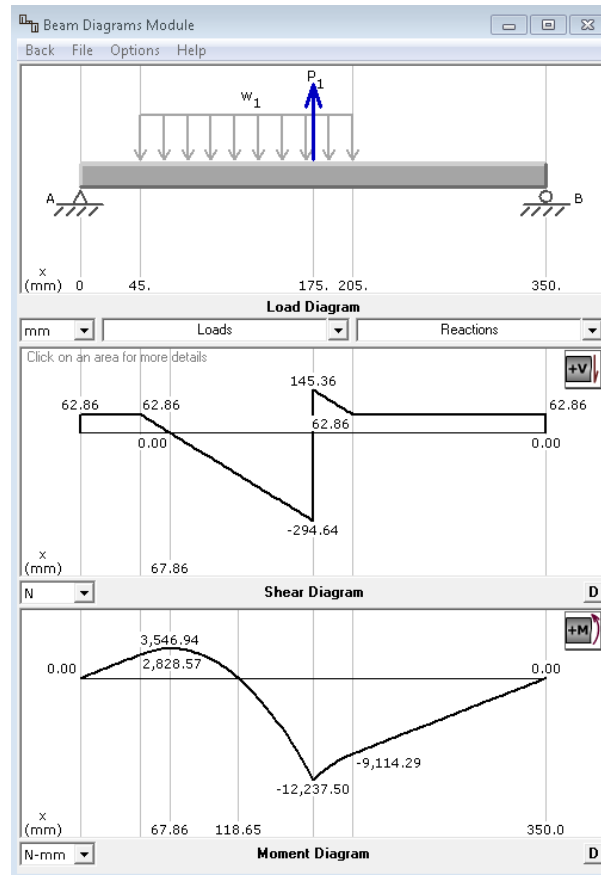


Figura 71: diagramas de momento y fuerza cortante máxima base móvil  
Elaboración propia

Esfuerzo cortante

$$\tau_{\max} = \frac{3V_{\max}}{2A}$$

Además, el diámetro del pistón del actuador es de 1''

$$A = 5,06 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$V_{\max} = 294,64 \text{ N}$$

$$\tau_t = 2,48 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Ecuación equivalente de Von mises

$$\sigma_{\text{equi}} = \sqrt{(\sigma_{f.\max})^2 + 3(\tau_{\max})^2}$$

$$\sigma_{\text{equi}} = 4,82 \times 10^6 \text{ Pa}$$

#### iv. Base soporte

##### Elemento a

Este elemento tiene un espesor de (1/2)", equivalente a 12,7 mm

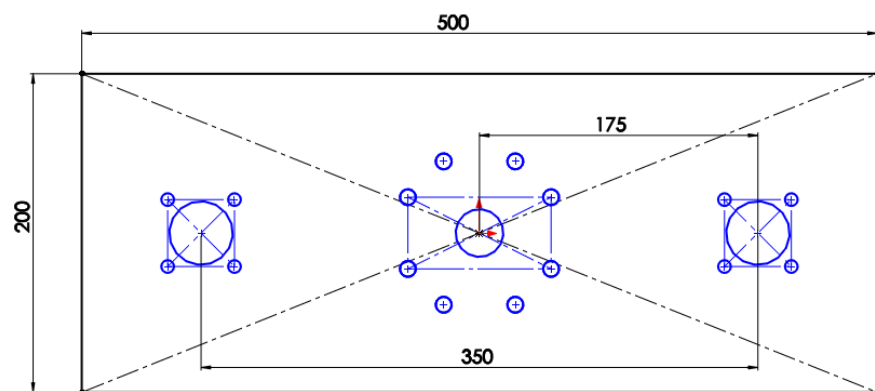


Figura 72: vista de planta elemento a base soporte  
Elaboración propia

#### ➤ Configuración de ensayo a compresión

Esfuerzo por flexión

$$\sigma_{f.\text{maximo}} = \frac{M_{\text{max}} \cdot C}{I}$$

$$I = 4,77 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$C = 0,01905 \text{ m}$$

$$A = 4,435 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$M_{\text{max}} = 68,75 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_{f.\text{maximo}} = 2,75 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Esfuerzo cortante

$$\tau_{\max} = \frac{3V_{\max}}{2A}$$

$$V_{\max} = 1250 \text{ N}$$

$$\tau_{\max} = 4,2 \times 10^6 \text{ Pa}$$

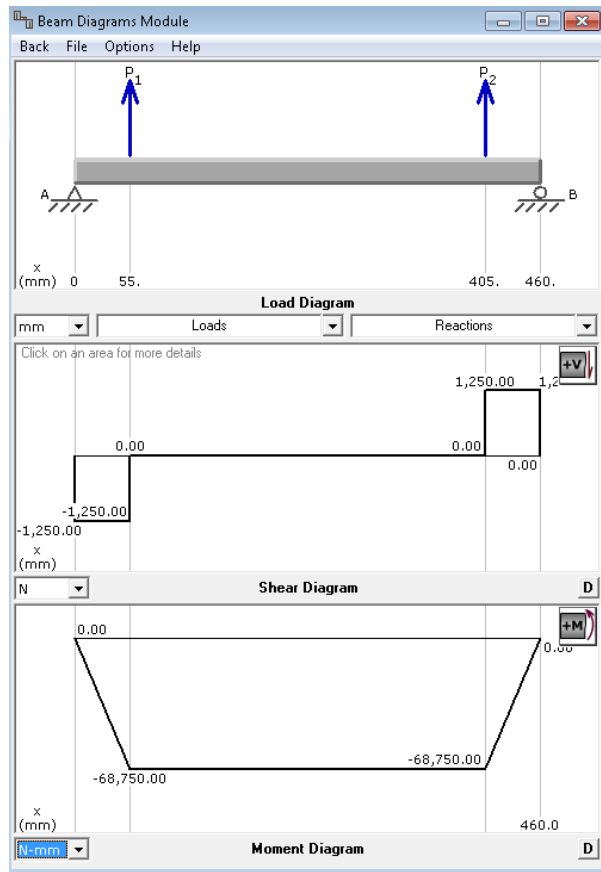


Figura 73: diagramas de momento y fuerza cortante máxima ensayo compresión  
Elaboración propia

Ecuación equivalente de Von mises

$$\sigma_{\text{equi}} = \sqrt{(2,75 \times 10^5)^2 + 3(4,2 \times 10^6)^2}$$

$$\sigma_{\text{equi}} = 7,27 \times 10^6 \text{ Pa}$$

➤ **Configuración de ensayo a flexión**

## Esfuerzo por flexión

$$M_{\max} = 12,1 \text{ N.m}$$

$$\sigma_{f.\max} = \frac{M_c \cdot C}{I}$$

$$\sigma_{f.\max} = 4,8 \times 10^4 \text{ Pa}$$

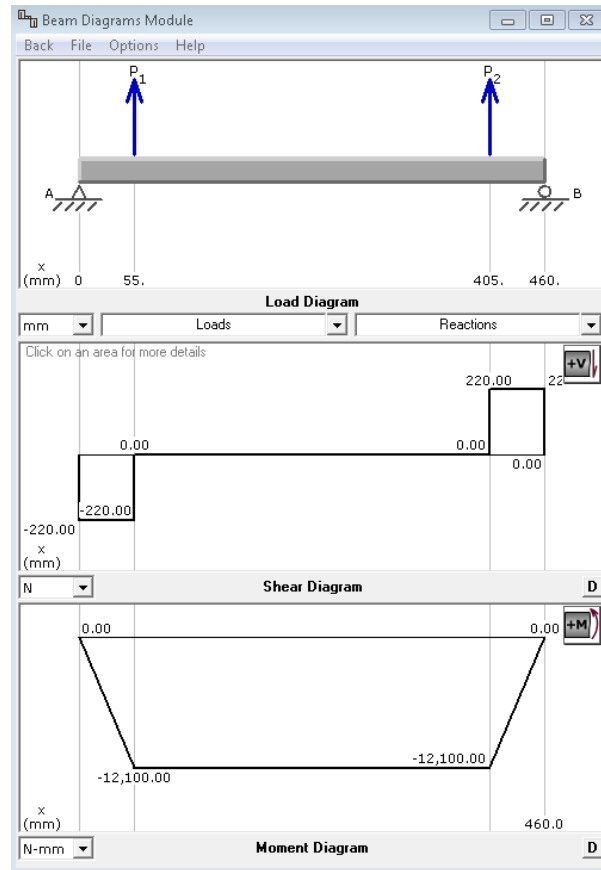


Figura 74: diagramas de momento y fuerza cortante elemento a ensayo flexión  
Elaboración propia

## Esfuerzo cortante

$$\tau_{\max} = \frac{3V_{\max}}{2A}$$

$$V_{\max} = 220 \text{ N}$$

$$\tau_{\max} = 7,44 \times 10^5 \text{ Pa}$$

## Ecuación equivalente de Von mises

$$\sigma_{\text{equi}} = \sqrt{(4,8 \times 10^4)^2 + 3(7,44 \times 10^5)^2}$$

$$\sigma_{\text{equi}} = 1,29 \times 10^6 \text{ Pa}$$

### ➤ Configuración de ensayo a torsión

Esfuerzo por flexión

$$M_{\text{max}} = 12,1 \text{ N.m}$$

$$\sigma_{\text{f.max}} = \frac{M_{\text{max}} \cdot C}{I}$$

$$\sigma_{\text{f.max}} = 4,8 \times 10^4 \text{ Pa}$$

Esfuerzo cortante

$$\tau_{\text{max}} = \frac{3V_{\text{max}}}{2A}$$

$$V_{\text{max}} = 220 \text{ N}$$

$$\tau_{\text{max}} = 7,44 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Ecuación equivalente de Von mises

$$\sigma_{\text{equi}} = \sqrt{(4,8 \times 10^4)^2 + 3(7,44 \times 10^5)^2}$$

$$\sigma_{\text{equi}} = 1,29 \times 10^6 \text{ Pa}$$

### Elemento “b”

El elemento “b” es un tubo cuadrado de 1 ½” x 1 ½” x 1/8”

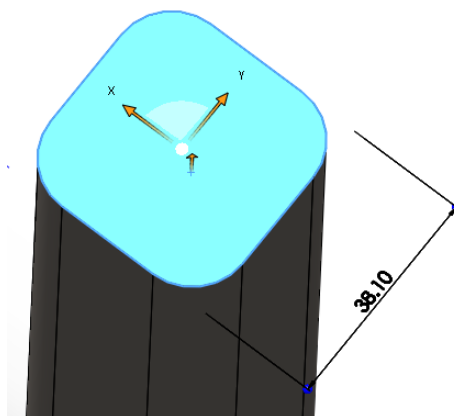


Figura 75: vista 3D elemento b  
Elaboración propia

$$I = \frac{1}{6} \cdot \frac{C^4 - C'^4}{C}$$

$$C = 1,5'' = 0,0381 \text{ m}$$

$$C' = 0,03175 \text{ m}$$

$$I = 1,84 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$A = 4,435 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

➤ **Configuración de ensayo a compresión**

$$W = 43,87 \text{ kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 4,3 \times 10^2 \text{ N}$$

Del apartado anterior, se tiene la fuerza perpendicular a la sección del tubo cuadrado

$$\frac{(F_{\text{actuador}} - W)}{2}$$

Donde es igual a 517,5 N

Esfuerzo axial

$$\sigma_{\text{a.max}} = \frac{517,5 \text{ N}}{A} = \frac{517,5 \text{ N}}{4,435 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$\sigma_{\text{a.max}} = 1,16 \times 10^7 \text{ Pa}$$

➤ **Configuración de ensayo a flexión**

Del apartado anterior, se tiene

$$\frac{(F_{\text{actuador}} - W)}{2}$$

Donde es igual a 2,5 N

Esfuerzo por flexión

$$\sigma_{\text{f.max}} = \frac{2,5 \text{ N}}{A} = \frac{2,5 \text{ N}}{4,435 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$\sigma_{f.\max} = 5,16 \times 10^3 \text{ Pa}$$

➤ **Configuración de ensayo a torsión**

Del apartado anterior se tiene

$$\frac{(F_{t.\text{actuador}} - W)}{2}$$

Donde es igual a 2,5 N

Esfuerzo axial

$$\sigma_{a.\max} = \frac{2,5 \text{ N}}{A} = \frac{2,5 \text{ N}}{4,435 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$\sigma_{a.\max} = 5,16 \times 10^3 \text{ Pa}$$

**Elemento “c”**

El elemento “c” también que el elemento b es un tubo cuadrado de 1 ½” x 1 ½” x 1/8”

➤ **Configuración de ensayo a compresión**

Esfuerzo por flexión

$$M_{\max} = 143,75 \text{ N.m}$$

$$\sigma_{f.\max} = \frac{M_{\max} \cdot C}{I}$$

$$\sigma_{f.\max} = 5,74 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Esfuerzo cortante

$$\tau_{\max} = \frac{3V_{\max}}{2A}$$

$$V_{\max} = 625 \text{ N}$$

$$\tau_{\max} = 2,1 \times 10^6 \text{ Pa}$$

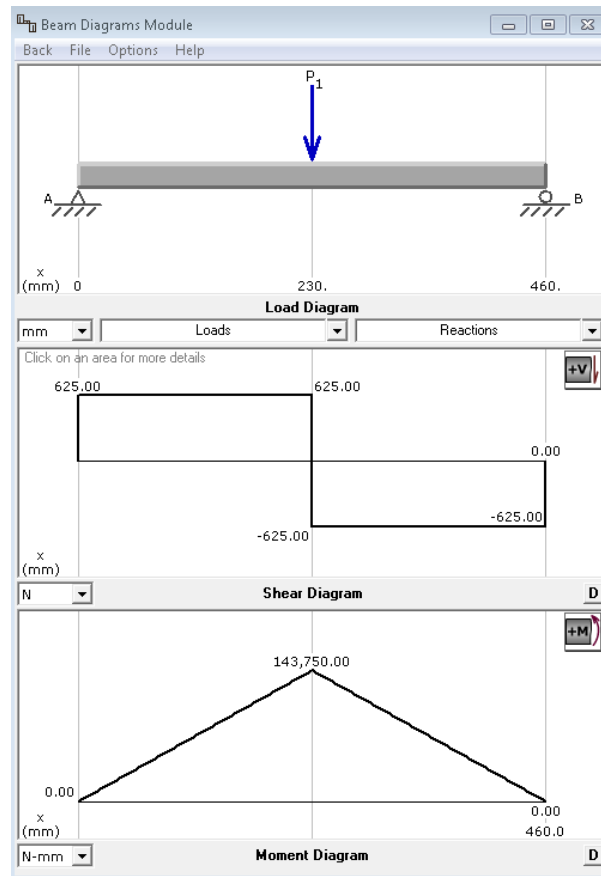


Figura 76: diagramas de momento y fuerza cortante elemento c ensayo compresión  
Elaboración propia

Ecuación equivalente de Von mises

$$\sigma_{\text{equi}} = \sqrt{(5,74 \times 10^5)^2 + 3(2,1 \times 10^6)^2}$$

$$\sigma_{\text{equi}} = 7,68 \times 10^6 \text{ Pa}$$

### ➤ Configuración de ensayo a flexión

Esfuerzo por flexión

$$M_{\max} = 25,3 \text{ N.m}$$

$$\sigma_{f,\max} = \frac{M_c \cdot C}{I}$$

$$\sigma_{f,\max} = 1,02 \times 10^5 \text{ Pa}$$

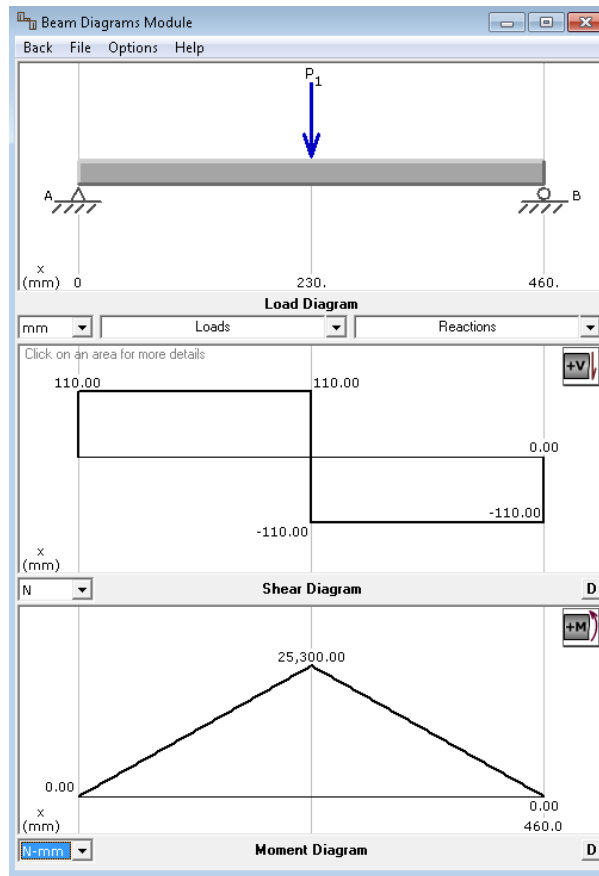


Figura 77: diagramas de momento y fuerza cortante elemento c ensayo a flexión  
Elaboración propia

Esfuerzo cortante

$$\tau_{max} = \frac{3V_c}{2A}$$

$$V_{max} = 110 \text{ N}$$

$$\tau_{max} = 3,72 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Ecuación equivalente de Von mises

$$\sigma_{equi} = \sqrt{(1,02 \times 10^5)^2 + 3(3,72 \times 10^5)^2}$$

$$\sigma_{equi} = 6,52 \times 10^5 \text{ Pa}$$

### ➤ Configuración de ensayo a torsión

Esfuerzo por flexión

$$M_{\max} = 25,3 \text{ N. m}$$

$$\sigma_{f,\max} = \frac{M_t \cdot C}{I}$$

$$\sigma_{f,\max} = 1,01 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Esfuerzo cortante

$$\tau_{\max} = \frac{3V_{\max}}{2A}$$

$$V_{\max} = 110 \text{ N}$$

$$\tau_{\max} = 3,72 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Ecuación equivalente de Von mises

$$\sigma_{\text{equi}} = \sqrt{(1,02 \times 10^5)^2 + 3(3,72 \times 10^5)^2}$$

$$\sigma_{\text{equi}} = 6,52 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Con estos resultados se pueden identificar los elementos más críticos en cada una de las configuraciones de ensayo en base a los esfuerzos máximos obtenidos. En la tabla 15 se tiene el resumen de los elementos más críticos.

Tabla 15: resumen de elementos críticos  
elaboración propia

ELEMENTO		CONFIGURACIÓN DE ENSAYO CRÍTICO	$\sigma_{\text{equi}}$ (Pa)	MATERIAL
Columna		torsión	$3,52 \times 10^7$	Acero AISI 304
Travesaño		compresión	$2,90 \times 10^7$	Acero AISI 304
Base Móvil		torsión	$4,93 \times 10^7$	Acero AISI 304
Base Fija	componente a	compresión	$7,27 \times 10^6$	Acero ASTM A36
	componente b	compresión	$1,16 \times 10^7$	Acero ASTM A36
	componente c	compresión	$3,68 \times 10^6$	Acero ASTM A36

#### h. Factor de seguridad (F.S)

En el diseño mecánico existen algunos métodos para determinar o cumplir el requisito de que el elemento a analizar no falle en servicio.

Uno de ellos es el factor de diseño o también llamado factor de seguridad lo cual nos indica que tan seguro es el elemento estructural, en este caso el

esfuerzo máximo que actúan sobre una pieza debe mantenerse por debajo de su límite elástico o de fluencia a fin de asegurar que la parte no fallara.

Para este caso de estudio según [19] recomienda que el factor de seguridad F.S debería ser igual o superior a 2,5 para que el diseño sea óptimo.

El factor de seguridad se define

$$F.S = \frac{S_y}{\sigma_{equi.}}$$

Donde  $S_y$  es el límite elástico del material

Límite elástico acero AISI 304 =  $2,08 \times 10^8 \text{ Pa} = S_{y_{aisi304}}$

Límite elástico acero ASTM A36 =  $2,5 \times 10^8 \text{ Pa} = S_{y_{a36}}$

➤ **Columna**

$$F.S = \frac{S_{y_{aisi304}}}{\sigma_{equi}}$$

$$F.S = \frac{2,08 \times 10^8 \text{ Pa}}{3,52 \times 10^7 \text{ Pa}}$$

$$F.S = 5,90$$

El factor de seguridad está ligeramente por encima del valor mínimo estimado que es 2,5. Por lo tanto un cambio de espesor no sería necesario ya que con dicho factor garantiza que el elemento no fallara y además no está sobredimensionado.

En el mercado peruano no es muy comercial un tubo circular de 40 mm de espesor, por lo para ese caso si se quiere trabajar con dicho diámetro exterior se tiene que rolar una plancha de 1,8 mm, por lo también es complicado conseguir una plancha con ese espesor.

En el catálogo de la siderúrgica aceros Arequipa podemos ver que tienen en stock tubos circulares con diámetro exterior de 42,2 mm y diámetro nominal de 1 ¼" con espesor de 1,8 mm.

DESIGNACIONES Y PESOS NOMINALES en Kg/m								
REDONDO DIAM. NOMINAL	Designación Nominal pulgadas	Dimensión exterior (mm)	Espesores (mm)					
			1.5	1.8	2	2.5	3	4
	1/2	21.3		0.866	0.952	1.159		
	3/4	26.7		1.105	1.218	1.492		
	1	33.4		1.403	1.549	1.905	2.249	
	1 1/4	42.2		1.793	1.983	2.448	2.900	
	1 1/2	48.3		2.064	2.284	2.824	3.351	
	2	60.3		2.597	2.876	3.564	4.239	
	2 1/2	73.0			3.502	4.347	5.179	
	3	88.9			4.285	5.327	6.355	
	4	114.3			5.539	6.892	8.234	

Figura 78: catalogo tubos circulares aceros Arequipa

### ➤ Travesaño

$$F.S = \frac{S_{y\text{aisi304}}}{\sigma_{\text{equi}}}$$

$$F.S = \frac{2,08 \times 10^8 \text{ Pa}}{2,90 \times 10^7 \text{ Pa}}$$

$$F.S = 7,17$$

El factor de seguridad está por encima de 2,5, por lo tanto, el travesaño no fallara. Entonces para este elemento se usará una plancha comercial de 1/2" de espesor equivalente a 12,7 mm.

### ➤ Base móvil

$$F.S = \frac{S_{y\text{aisi304}}}{\sigma_{\text{equi}}}$$

$$F.S = \frac{2,08 \times 10^8 \text{ Pa}}{4,93 \times 10^7 \text{ Pa}}$$

$$F.S = 4,21$$

El factor de seguridad está por encima de 2,5, el elemento no fallara.

Teniendo en cuenta que las planchas de acero AISI 304 se venden en dimensiones de 1,20 x 2,40 m es recomendable en este caso trabajar con los mismos espesores en algunos elementos para no desperdiciar material. Por

esta razón la base móvil tendrá el mismo espesor estimado, correspondiente a 12,7 mm.

### ➤ Base soporte

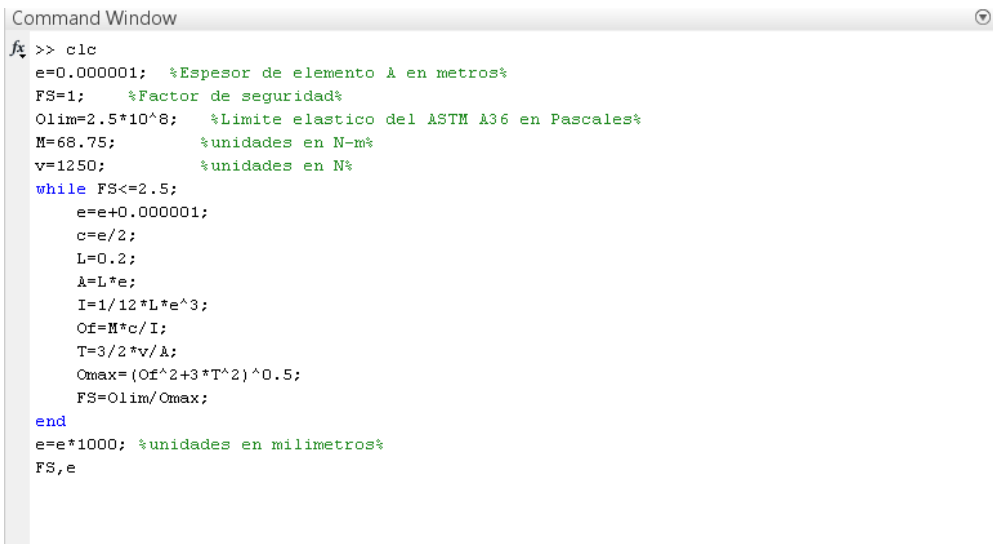
#### Elemento a

$$F.S = \frac{S_{y_{a36}}}{\sigma_{equi}}$$

$$F.S = \frac{2,5 \times 10^8 \text{ Pa}}{7,27 \times 10^6 \text{ Pa}}$$

$$F.S = 34,38$$

El factor de seguridad está muy por encima de 2,5, entonces se plantea reducir el espesor seleccionado con la finalidad de reducir costos de materiales. Utilizando el programa MatLab se calculo es espesor mínimo correspondiente a un factor de seguridad de 2,5.



```

Command Window
❏ >> c1c
e=0.000001; %Espesor de elemento a en metros%
FS=1; %Factor de seguridad%
Olim=2.5*10^8; %Limite elastico del ASTM A36 en Pascales%
M=68.75; %unidades en N-m%
v=1250; %unidades en N%
while FS<=2.5;
    e=e+0.000001;
    c=e/2;
    L=0.2;
    A=L*e;
    I=1/12*L*e^3;
    Of=M*c/I;
    T=3/2*v/A;
    Omax=(Of^2+3*T^2)^0.5;
    FS=Olim/Omax;
end
e=e*1000; %unidades en milimetros%
FS,e
  
```

Figura 79: código en Matlab para estimar espesor de plancha elemento a base soporte  
Elaboración propia

Después de iterar se obtuvo el valor de 2,543 mm como espesor mínimo. Teniendo en cuenta que por ser la base soporte, este elemento se encuentra expuesto a golpes, por esta razón se considerara una plancha de 5mm de espesor.

**Elemento b**

$$F.S = \frac{S_{y_{a36}}}{\sigma_{equi}}$$

$$F.S = \frac{2,5 \times 10^8 \text{ Pa}}{1,16 \times 10^7 \text{ Pa}}$$

$$F.S = 21,55$$

Para el elemento b no se considera un cambio de perfil ya que puede disminuir considerablemente su factor de seguridad. Los tubos cuadrados más comerciales en el mercado peruano son los que se muestran en la figura 80.

Dimensiones		Espesor	Peso Teórico
mm	pulg	mm	Kg/m
25 x 25	1" x 1"	1.5	1.061
		2	1.460
30 x 30	1 1/4" x 1 1/4"	1.5	1.300
		2	1.700
40 x 40	1 1/2" x 1 1/2"	1.5	1.770
		2	2.244
		3	3.320
50 x 50	2" x 2"	1.5	2.250
		2	3.122
		2.5	3.872
		3	4.316
75 x 75	3" x 3"	2	4.500
		2.5	5.560
		3	6.810

Figura 80: catalogo tubos cuadrados estándares

El perfil más cercano al estimado para los cálculos de esfuerzos es el de 1 1/2" x 1 1/2" x 3 mm.

**Elemento c**

$$F.S = \frac{S_{y_{a36}}}{\sigma_{equi}}$$

$$F.S = \frac{2,5 \times 10^8 \text{ Pa}}{7,68 \times 10^6 \text{ Pa}}$$

$$F.S = 32,61$$

Para este elemento se considera trabajar con el mismo perfil que el elemento b, un tubo cuadrado de 1 ½"x1 ½" x 3 mm.

Entonces se concluye que todos los elementos críticos seleccionados tienen un factor de seguridad por encima del recomendado por [19]. Además, se ha recalculado el espesor de plancha para el elemento "a" de la base soporte.

### i. Piezas de acople

Estos elementos solo funcionan para las disposiciones de ensayos a flexión y torsión y tienen la misión de hacer posicionar correctamente a la probeta para aplicar la carga correspondiente. Se encontrarán los esfuerzos de cada uno de ellos y su factor de seguridad. Para esto se hará uso del SolidWorks mediante una simulación estática. Todas las piezas de acople son de material acero ASTM A36 cuyas propiedades mecánicas se pueden ver en la tabla 14.

#### ➤ Pieza 01

Este elemento se ubica encima de la base móvil y dispone de 85 agujeros de 3/8" de diámetro c/u que sirven para posicionar a la pieza 02 de acuerdo a la longitud de la probeta de nylon. Tiene un espesor de 5 mm

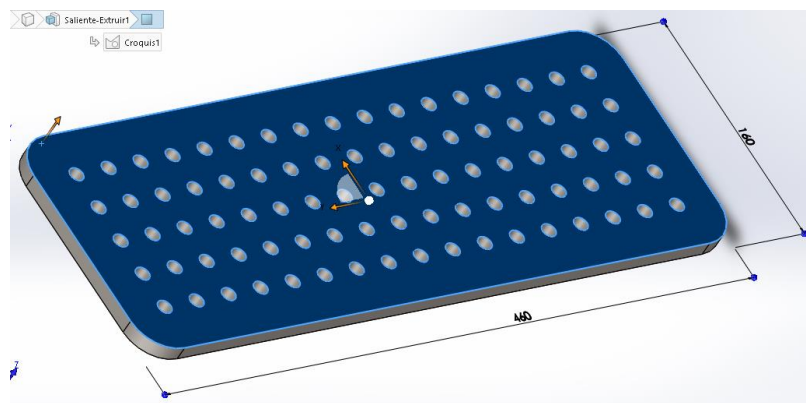


Figura 81: vista 3D pieza 01  
elaboración propia

Además, por disponer de muchos agujeros existen concentración de esfuerzos por lo que sería más fácil encontrar su esfuerzo máximo utilizando un software computacional. En la figura 83 se puede observar el esfuerzo máximo para el ensayo de torsión.

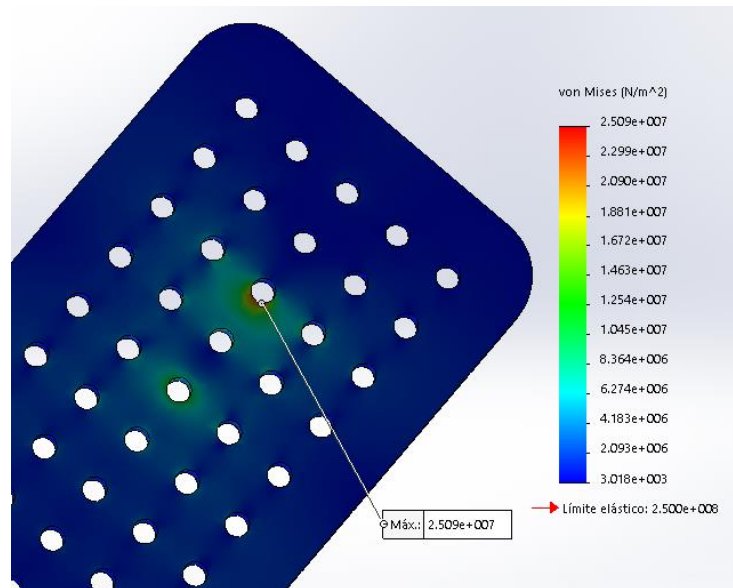


Figura 82: esfuerzos von mises pieza 01 en solidworks  
Elaboración propia

El esfuerzo máximo es de  $2,509 \times 10^7$  Pa y se ubica exactamente en la aplicación de carga durante el ensayo de torsión.

En la figura 82 se puede observar que el factor de seguridad mínimo es de 9,96 y excede el valor mínimo recomendado, por lo que la pieza 01 no fallara por carga estática durante los ensayos.

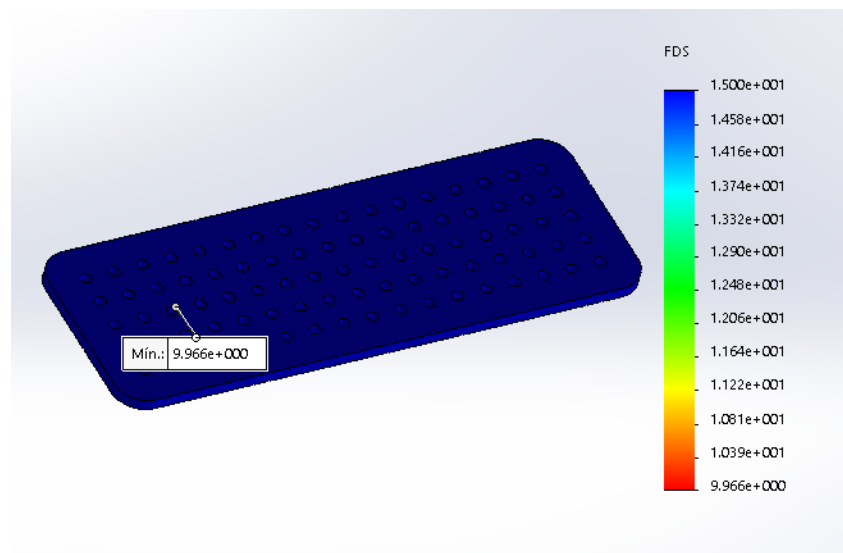


Figura 83: factor de seguridad pieza 01 en SolidWorks  
Elaboración propia

### ➤ Pieza 02

Este elemento se ubica encima de la pieza 01 y aloja a la probeta en forma horizontal para los ensayos a flexión y torsión. Para el análisis estático de este elemento se considera la configuración de ensayo a torsión ya que la carga

aplicada esta descentrada y esto genera mayor esfuerzo en uno de los extremos.

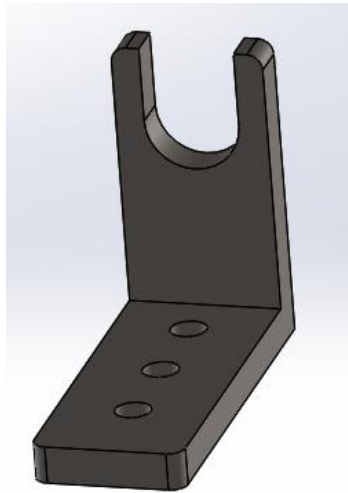


Figura 84: vista 3d pieza 02  
Elaboración propia

El esfuerzo máximo von mises es  $3,07 \times 10^7$  Pa y solo uno de estas dos piezas es el que mayor esfuerzo soportara por recibir directamente la carga de 440 N

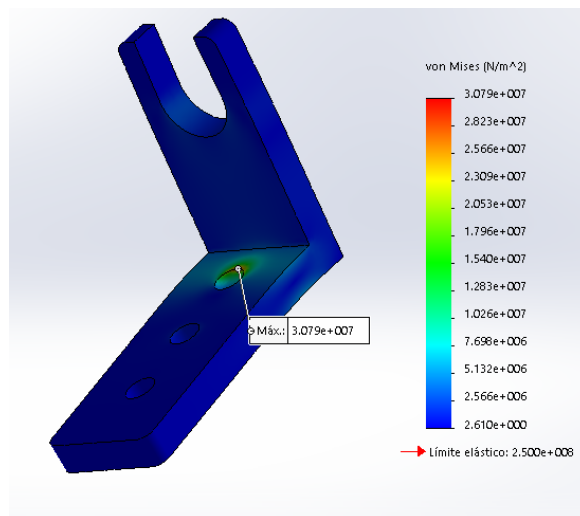


Figura 85: esfuerzos von mises pieza 02 en solidworks  
Elaboración propia

En la figura 87 se puede observar que el factor de seguridad mínimo es de 8,12. Esto quiere decir que la pieza 02 no fallara a carga estática.

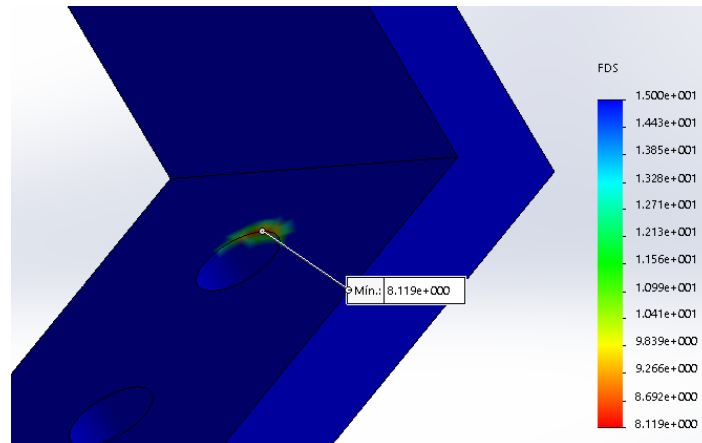


Figura 86: factor de seguridad pieza 02 en solidworks  
Elaboración propia

### ➤ Pieza 03

Este elemento sirve para resistir la carga de impacto de la probeta al recibir la fuerza del actuador. Es una pieza soldada que tiene una plancha de 3 mm de espesor en la parte superior que es donde se empernara con el travesaño. Además, en sus laterales se ubicarán las cremalleras que servirán para realizar el ensayo a torsión.

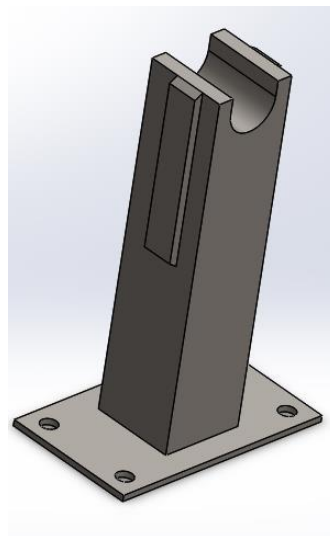


Figura 87: vista 3d pieza 03  
Elaboración propia

En la figura 89 se puede observar que el esfuerzo máximo se ubica en la plancha de 3 mm siendo de  $5,28 \times 10^7$  Pa.

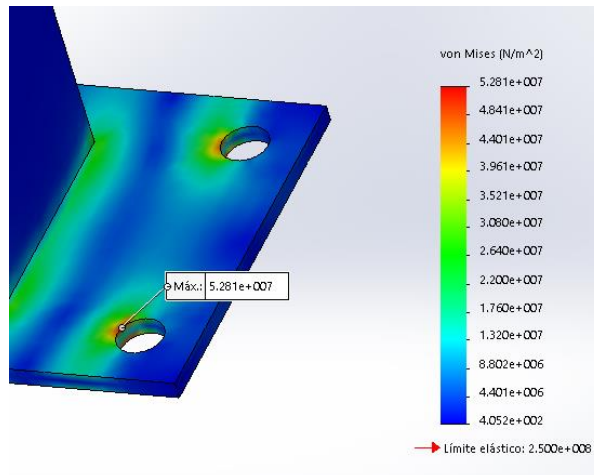


Figura 88: esfuerzos von mises pieza 03 en solidworks  
Elaboración propia

En la figura 88 se observa que el factor de seguridad mínimo de 4,73 y es un valor óptimo para garantizar que dicho elemento no fallara durante los ensayos.

En las 3 piezas analizadas anteriormente se obtuvo un factor de seguridad deseado. Además, estos elementos solo se harán uso cuando se realicen los ensayos de flexión y torsión.

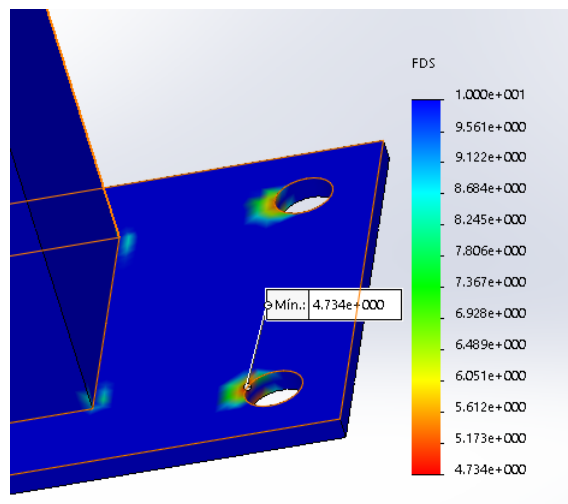


Figura 89: factor de seguridad pieza 03 en SolidWorks  
Elaboración propia

#### j. Sujeción travesaño-columna

Debe existir una sujeción en el travesaño para mantener la columna y no tenga movimientos verticales cuando se aplique la carga. Consta de un perno que cierra una holgura ( $\delta$ ) hasta sujetar la columna.

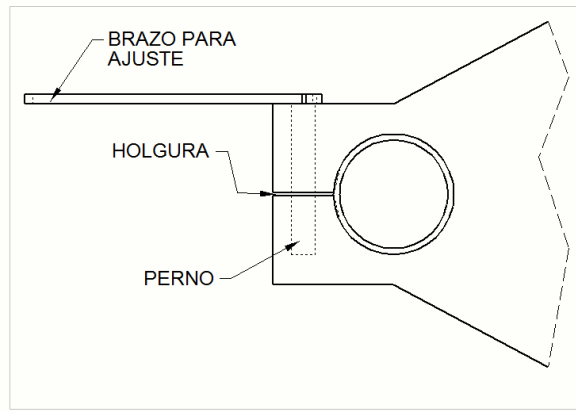


Figura 90: sistema de sujeción travesaño – columna  
Elaboración propia

Para el diseño del sujetador utilizaremos las ecuaciones que brinda [5] en su apartado sujeciones para barras redondas. Las ecuaciones están planteadas para trabajarlo en sistema inglés, entonces se deben hacer las transformaciones de unidades.

Se usará un tornillo de 3/8" de material acero AISI 304 cuyas propiedades mecánicas se pueden obtener de la tabla 13. La resistencia de prueba mínima del tornillo es  $S_p=12000$  Psi

Además, es importante tener en cuenta para el diseño una tolerancia entre estos dos elementos (columna y travesaño). Este dependerá del mecanizado que se empleará en la construcción. En la tabla 16 se tienen las tolerancias establecidas.

Tabla 16: tolerancias mínimas de diámetros  
Elaboración propia

	<b>COLUMNA (mm)</b>	<b>SUJETADOR (mm)</b>
<b>Ømax</b>	40,060	40,120
<b>Ømin</b>	40,000	40,060

El espacio libre máximo que existe entre la barra circular y el sujetador es

$$g_{\max} = (1,57716 - 1,57480)\text{in}$$

$$g_{\max} = 2,36 \times 10^{-3}\text{in}$$

Para la precarga del tornillo se recomienda que el esfuerzo incluido sea el 80% del esfuerzo de prueba  $S_p$ , entonces

$$f_i = A_t \times S_p$$

$$f_i = \frac{\pi}{4} (0,31496)^2 (12000) (0,8)$$

$$f_i = 7479,6 \text{ lb}$$

Además, se tiene

$$h = 20 \text{ mm} = 0,7874 \text{ in} = \text{altura}$$

$$R_o = 40 \text{ mm} = 1,5748 \text{ in} = \text{radio externo}$$

$$R_i = 20 \text{ mm} = 0,7874 \text{ in} = \text{radio interno}$$

$$f = 0,3227 = \text{coeficiente de fricción estático}$$

$$f_i = 7479,6 \text{ lb} = \text{precarga}$$

$$g_{\max} = 2,36 \times 10^{-3} \text{ in} = \text{espacio libre máximo}$$

$$R = R_i + \frac{h}{2} = 30 \text{ mm} = 1,1811 \text{ in} = \text{radio eje centroidal}$$

$$X = 30 \text{ mm} = 1,1811 \text{ in} = \text{distancia columna a tornillo}$$

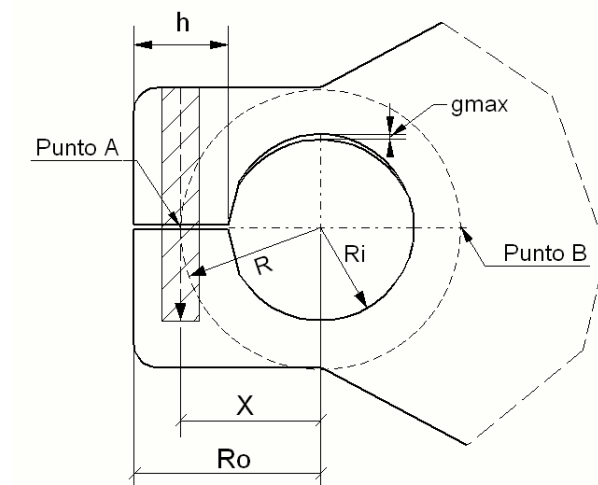


Figura 91: vista de planta sistema travesaño – columna (sujetador)  
Elaboración propia

Radio del eje neutro ( $r_n$ )

$$r_n = \frac{h}{\ln\left(\frac{R_o}{R_i}\right)} \quad (58)$$

$$r_n = \frac{0,7874}{\ln\left(\frac{1,5748}{0,7874}\right)} = 1,13598 \text{ in}$$

Deflexión total en el punto A

$$\delta = G_{\max} \left(2 + \frac{a}{R}\right) \quad (59)$$

$$\delta = 2,36 \times 10^{-3} \left(2 + \frac{0}{1,1811}\right) = 4,72 \times 10^{-3} \text{ in}$$

Excentricidad ( $e$ )

$$e = R - R_n \quad (60)$$

$$e = (1,1811 - 1,1359) \text{ in} = 0,04512 \text{ in}$$

Tensión del tornillo ( $P$ )

$$P = \frac{Ax E}{\pi} \times \delta \left[ \frac{(a + R)^2 + \frac{R^2}{2}}{e} + (1,423 \times R) \right]^{-1} \quad (61)$$

El valor de  $a$  es ya que por diseño se ha considerado que el centro del tornillo coincida con el eje centroidal  $R$ .

$A$  es el área de la sección transversal del tornillo, siendo

$$A = \pi \cdot r^2$$

$$A = 5,07 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 0,785 \text{ in}^2$$

Entonces

$$P = \frac{(0.785)(27,55 \times 10^6)}{\pi} \times 4.72 \times 10^{-3} \left[ \frac{1,1811^2 + \frac{1,1811^2}{2}}{0,04512} + (1,423)(1,1811) \right]^{-1}$$

$$P = 339,09 \text{ lb}$$

Fuerza de sujeción del tornillo

$$F_c = (f_i - P) \left( 2 + \frac{a}{R} \right) \text{ lb} \quad (62)$$

$$F_c = (7479,6 - 339,09)(2) \text{ lb}$$

$$F_c = 14281,02 \text{ lb}$$

Resistencia del movimiento axial de la barra

$$F_a = 2(f)(F_c) \text{ lb} \quad (63)$$

$$F_a = 2(0,3227)(14281,02) \text{ lb}$$

$$F_a = 9216,97 \text{ lb}$$

$$F_a = 4180,74 \text{ kg}$$

Por lo tanto, la selección del tornillo es suficiente para las condiciones de trabajo. Es necesario aplicar una masa de 4180,74 kg en el travesaño para pueda deslizarse.

Momento en el punto b

$$M_b = P(a + 2R) \quad (64)$$

$$M_b = 339,09(2)(1,1811) \text{ lb.in}$$

$$M_b = 800,99 \text{ lb.in}$$

Brazo interno de la fuerza

$$C_i = (r_n - R_i) \quad (65)$$

$$C_i = (1,13598 - 0,7874)\text{in}$$

$$C_i = 0,34858 \text{ in}$$

Brazo externo de la fuerza

$$C_o = (R_o - r_n)\text{in} \quad (66)$$

$$C_o = (1,5748 - 1,13598)\text{in}$$

$$C_o = 0,43882 \text{ in}$$

Esfuerzo por flexión interno

$$\sigma_i = \frac{(M_b)(C_i)}{(A)(e)(R_i)} - \left(\frac{P}{A}\right) \quad (67)$$

$$\sigma_i = \frac{(-800,99)(0,34858)}{(0,785)(0,04512)(0,7874)} - \left(\frac{339,09}{0,785}\right)$$

$$\sigma_i = -10426 \text{ Psi}$$

Esfuerzo por flexión externo

$$\sigma_o = \frac{(M_b)(C_o)}{(A)(e)(R_o)} - \left(\frac{P}{A}\right) \quad (68)$$

$$\sigma_o = \frac{(-800,99)(0,43882)}{(0,785)(0,04512)(1,5748)} - \left(\frac{339,09}{0,785}\right)$$

$$\sigma_o = -6733,54 \text{ Psi}$$

Finalmente, basándose en el esfuerzo más crítico que puede tener el sujetador, se calcula su factor de seguridad.

$$F.S = \frac{S_y}{\sigma_i} = \frac{30167,84 \text{ Psi}}{10426 \text{ Psi}} = 2,9$$

Donde  $S_y$  es el límite elástico del acero AISI 304 en Psi. El factor de seguridad está por encima del valor mínimo recomendado por [5], por lo tanto, el sujetador está bien diseñado.

### k. Piñón –Cremallera

En esta sección se verificará que la selección del piñón sea el adecuado para el tipo de función que va a realizar. Para los cálculos se utilizarán las especificaciones de la norma AGMA donde nos brinda algunas recomendaciones de parámetros geométricos que ya se encuentran estandarizados.

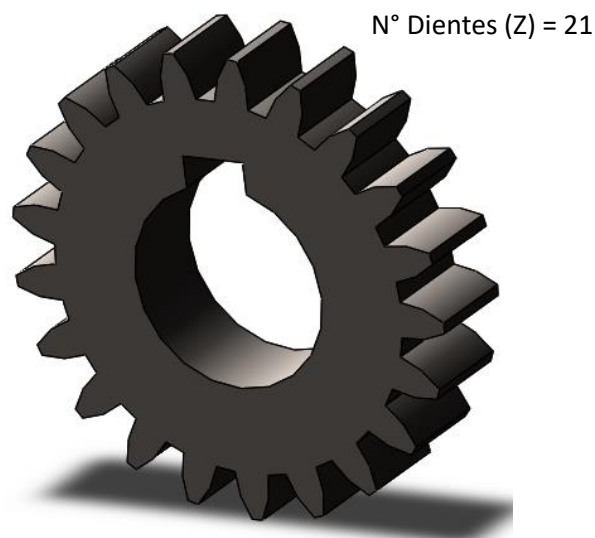


Figura 92: vista 3d del piñón  
Elaboración propia

El engranaje seleccionado para realizar el ensayo de torsión tiene las siguientes características

Tabla 17: características del piñón  
Elaboración propia

Numero de dientes	21
Modulo	2,5
Diámetro primitivo	52,5 mm
Angulo de presión	20°
Ancho de cara	12 mm

La ecuación según la AGMA para el cálculo del esfuerzo de trabajo por flexión es la siguiente.

$$\sigma_f = \frac{W_t \cdot K_a \cdot K_m \cdot K_s \cdot K_b}{F \cdot m \cdot J \cdot K_v} \quad (69)$$

Donde:

$\sigma_m$  = esfuerzo de trabajo por flexión de los dientes

J = factor geométrico

F = ancho de cara en metros

m = módulo

$K_m$  = factor de forma y determinación de carga

$K_a$  = factor de aplicación

$K_v$  = factor dinámico

$K_s$  = factor de tamaño

$K_b$  = factor de espesor del "rim"

Ese esfuerzo calculado se compara con el esfuerzo admisible a flexión, siendo

$$(\sigma_F)_{adms} = \frac{K_L}{K_t \cdot K_R} \cdot S_t \quad (70)$$

Donde:

$(\sigma_F)_{adms}$  = esfuerzo de flexión admisible

$K_L$  = factor de duración o vida

$K_T$  = factor de temperatura

$K_R$  = factor de confiabilidad

$S_t$  = número de esfuerzos admisibles de la AGMA

La AGMA nos dice que si se cumple

$$\sigma_f \leq (\sigma_F)_{adms}$$

El piñón seleccionado trabajara sin ningún problema y no fallara por flexión.

### ➤ Estados de cargas y esfuerzos

En la figura 92 se tiene la descomposición de fuerzas que actúan sobre el diente del piñón. Para calcular cada una de las componentes se usarán las ecuaciones de Lewis que son empleadas para estimar el esfuerzo máximo.

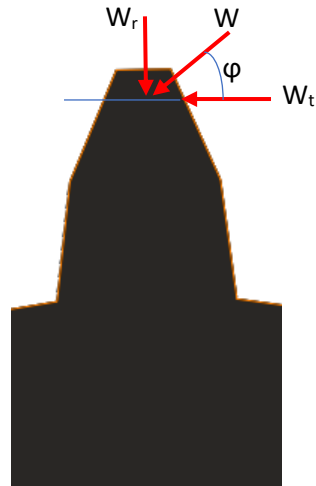


figura 93: d.c.l diente del piñón  
elaboración propia

Según las hipótesis de la ecuación de esfuerzo de Lewis, las magnitudes de las componentes radial ( $W_r$ ) y tangencial ( $W$ ), son despreciables. Por lo tanto

$$W_t = \frac{2T}{D_p} \quad (71)$$

$$W_t = 23,44 \text{ N}$$

Donde:

$T$  = torque máximo (N.m)

$D_p$  = diámetro primitivo del piñón

### ➤ Factor Geométrico J

Este factor considera los siguientes parámetros: aplicación de la carga en el diente, la forma que tienen los dientes, efecto de concentración de esfuerzos y distribución de cargas.

En la figura 93 se puede observar una gráfica donde relaciona el número de dientes del piñón y el número de dientes en el engrane de acoplamiento.

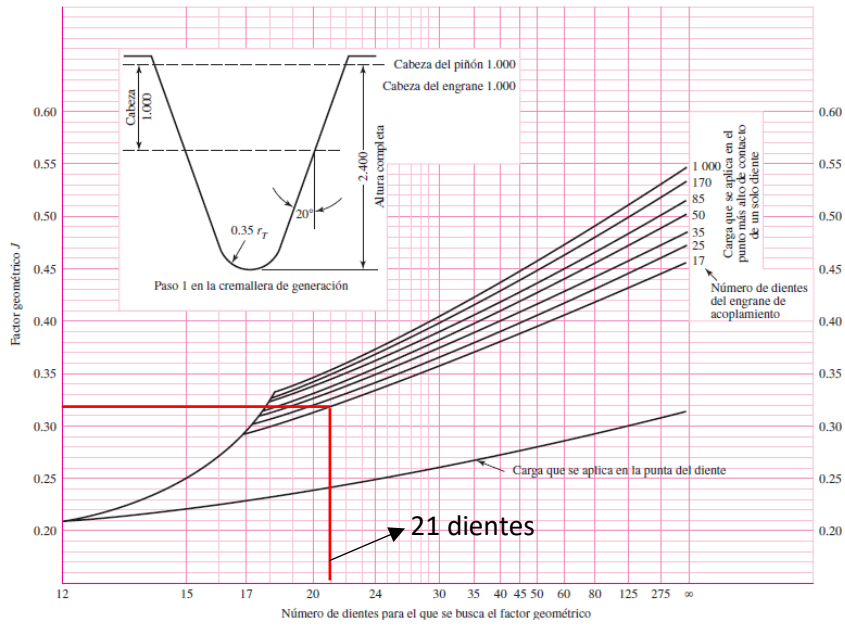


Figura 94: factor geométrico J

Donde se obtiene un factor geométrico de 0,32

➤ **Factor de carga dinámica  $K_v$**

$$K_v = C_v = \left[ \frac{A}{A + V^{1/2}} \right]^B \tag{72}$$

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

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4}$$

Solo si se cumple la condición,  $6 \leq Q_v \leq 11$

Para los ensayos se requerirá una velocidad máxima de 0,471 m/s, equivalente a 92,71 fpm.

Como se puede observar en la figura xx, para un rango de 0 a 800 fpm se tiene un  $Q_v$  de 6-8. En este caso se considerará el valor mínimo de 6.

**Table 11-7**

Recommended Gear  
Quality Numbers for  
Pitch Line Velocity

Pitch Velocity	$Q_v$
0–800 fpm	6–8
800–2000 fpm	8–10
2000–4000 fpm	10–12
Over 4000 fpm	12–14

Figura 95: valor  $Q_v$  para factor carga dinámica

Para  $Q_v=6$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4} = \frac{(12 - 6)^{2/3}}{4} = 0,8268$$

$$A = 50 + 56(1 - B) = 50 + 56(1 - 0,8268) = 59,6992$$

Reemplazando A y B en la ecuación 73, se tiene

$$K_v = C_v = \left[ \frac{A}{A + V^{1/2}} \right]^B = \left[ \frac{59,6992}{59,6992 + 0,471^{1/2}} \right]^{0,8268} = 0,99$$

### ➤ Factor de distribución de carga $K_m$

Este factor está directamente relacionado con el ancho de cara F

Factores  $K_m$  de distribución de carga

Ancho de cara In (mm)	$K_m$
<2 (50)	1.6
6 (150)	1.7
9 (250)	1.8
≥20 (500)	2.0

Figura 96: Factor de distribución  $K_m$ 

Para un ancho de cara de 12mm se considera un  $K_m$  de 1,6.

➤ **Factor de tamaño  $K_s$**

Este factor corrige alguna falta de uniformidad de la pieza o sus propiedades. La AGMA no tiene valores exactos para este factor. Por lo general se recomienda el valor de 1 y hasta un valor de 1,5 en casos donde los dientes son demasiados largos. En caso que el piñón seleccionado sea maquinado en un taller mecánico se considerará un factor de 1,2 para asegurarse.

➤ **Factor de aplicación de carga  $K_a$**

Este factor sirve para considerar cualquier sobrecarga que se pueda dar en el piñón durante la operación del equipo.

En la figura 96 podemos estimar el factor  $K_a$  en base al funcionamiento de la máquina impulsada.

Carácter del movimiento principal	Carácter de la carga sobre la máquina impulsada			
	Uniforme	Impacto ligero	Impacto medio	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75 o mayor
Impacto ligero	1.10	1.35	1.60	1.85 o mayor
Impacto medio	1.25	1.50	1.75	2.00 o mayor
Impacto pesado	1.50	1.75	2.00	2.25 o mayor

Figura 97: Factor de carga  $K_a$

Como el piñón tendrá una intervención durante un intervalo de tiempo corto se considerará un impacto ligero para ambos casos. Entonces el valor de  $K_a$  corresponde a 1,35.

➤ **Factor de espesor del “rim”  $K_b$**

El factor del “rim”  $K_b$  considera los casos de engranes de gran diámetro, hechos con un “rim” y rayos en lugar de un disco sólido, donde dicho “rim” posee un espesor delgado en comparación con la altura de los dientes.

$$m_b = \frac{t_R}{h_t} \quad (73)$$

Donde:

$M_b$  = relación detrás del pie del diente

$t_R$  = espesor del rim (diámetro de dedendo al diámetro interior del “rim”)

$h_t$  = altura total del diente

$$m_b = \frac{26,875 \text{ mm}}{5,625 \text{ mm}} = 4,77$$

Según la AGMA cuando  $0,5 \leq m_b \leq 1,2$  se utiliza la siguiente ecuación

$$k_b = -2m_b + 3,4$$

Y cuando  $m_b \geq 1,2$ , entonces  $K_b = 1$

Entonces como  $m_b = 4,77$  y es mayor que 1,2 entonces se trabajara con un factor  $K_b = 1$

➤ **Factor de duración o vida  $K_L$**

Se supondrá que el piñón se ha diseñado para que tenga una vida infinita de  $10^9$  ciclos, de la figura 97 podemos obtener el factor  $K_L$

$$K_L = \begin{cases} 2.7 & 10^2 \leq N_L < 10^3 \\ 6.1514N_L^{-0.1182} & 10^3 \leq N_L < 3(10^6) \\ 1.6831N_L^{-0.0323} & 3(10^6) \leq N_L \leq 10^{10} \\ 1.3558N_L^{-0.0178} & 3(10^6) \leq N_L \leq 10^{10} \end{cases}$$

Figura 98: factor de vida  $K_L$

Donde  $K_L$  es  $10^9$  ciclos

$$K_L = 1,6831(10^9)^{-0,0323}$$

$$K_L = 0,8$$

➤ **Factor de temperatura  $K_t$**

$$K_T = \begin{cases} 1 & 32^\circ\text{F} \leq t \leq 250^\circ\text{F} \\ (460 + t)/710 & t > 250^\circ\text{F} \end{cases}$$

$$K_\theta = \begin{cases} 1 & 0^\circ\text{C} \leq \theta \leq 120^\circ\text{C} \\ (273 + \theta)/393 & \theta > 120^\circ\text{C} \end{cases}$$

Figura 99: Factor de temperatura  $K_t$

Este factor está directamente relacionado con la temperatura de trabajo del engrane. En la figura xx se puede observar que para temperaturas menores a  $120^\circ$  el factor  $K_T$  se considera 1. Como el piñón no trabajara a elevadas temperaturas se considera  $K_T = 1$

➤ **Factor de confiabilidad  $K_R$**

Este factor indica la probabilidad de fallo del engrane. En este caso se va a considerar una probabilidad de fallo de 0.99%, teniendo un factor de 1.

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

Figura 100: factor de confiabilidad

➤ **Numero de esfuerzos admisibles  $S_t$**

Este valor me indica el esfuerzo admisible de acuerdo al tipo de material que se emplea y lo relaciona con la dureza Brinell de dicho material. El material que se utilizó para el piñón es un acero SAE 1080 de grado 1.

Para dicho material se tiene una dureza Brinell de 160 a 190. Ahora utilizando la figura 100, podemos determinar  $S_t$

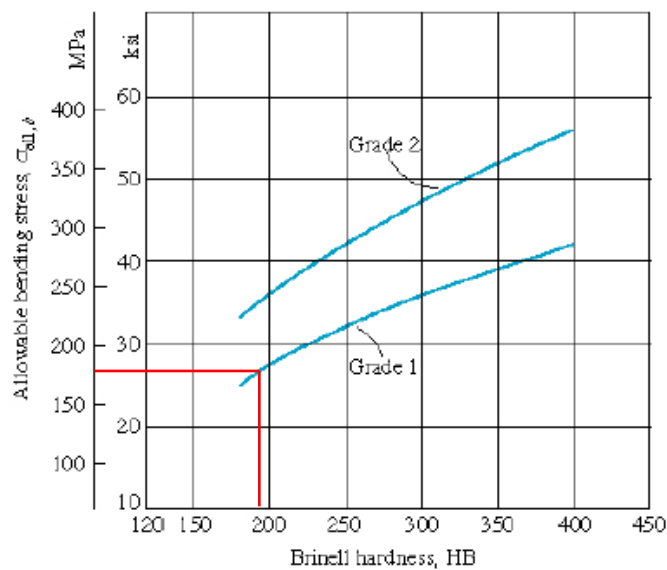


Figura 101: número de esfuerzos admisibles

De la gráfica se obtuvo un  $S_t$  de 170 Mpa

Ahora reemplazando factores obtenidos en la ecuación 71, se tiene

$$\sigma_f = \frac{(23,44N)(1,35)(1,6)(1,2)(1)}{12(2,5)(0,32)(0,99)} = 5,81 \text{ Mpa}$$

$$(\sigma_F)_{adms} = \frac{(0,8)}{(1)(1)} \cdot (170 \text{ Mpa}) = 136 \text{ Mpa}$$

Donde

$$5,81 \text{ Mpa} \leq 136 \text{ Mpa}$$

Entonces eso quiere decir que el piñón seleccionado cumple con la norma AGMA para fallo a flexión. Las dimensiones del piñón y cremallera se encuentran en los anexos.

### 1. Desplazamiento global de la maquina

Se ha verificado en apartados anteriores que el diseño de la maquina cumple con el factor de diseño establecido y por lo tanto no tendrá fallas bajo cargas estáticas. Entonces es importante además obtener los máximos desplazamientos de cada uno de los elementos estructurales. La norma ASTM en su designación D638-03 indica que el desplazamiento global del marco principal de la maquina no debe exceder el 10% del desplazamiento total o flexibilidad del elemento a ensayar.

Basándose en los ensayos realizados por [10], donde nos dice que la máxima rigidez capaz de tener un fijador externo es de 250 N/mm y considerando la carga de 2500 N, que es la fuerza máxima para los ensayos, se tiene que su desplazamiento máximo es

$$\delta_{\max} = \frac{2500 \text{ N}}{250 \text{ N/mm}} = 10 \text{ mm}$$

Entonces se calcularán los desplazamientos verticales de los elementos estructurales que forman el marco de la máquina y finalmente se compara con el desplazamiento del fijador.

#### ➤ Columna

$$\delta_{\max} = \frac{\sigma_{\max} \times L_o}{E}$$

Donde

Lo = longitud de la columna en metros

E = modulo elástico del material en Pa (ver tabla 13)

Entonces

$$\delta_{\max} = \frac{3,52 \times 10^7 \text{ Pa} \times 0,750 \text{ m}}{1,9 \times 10^{11} \text{ Pa}} = 0,1389 \times 10^{-3} \text{ m}$$

➤ **Travesaño**

$$\delta_{\max} = \frac{FxL^3}{192xExI} - \frac{WxL^4}{384xExI}$$

Donde

F = fuerza (N)

L = longitud del travesaño (m)

W = peso lineal del travesaño (N/m)

I = inercia sección transversal (m<sup>4</sup>)

$$W = \frac{\text{peso}}{\text{longitud}} = \frac{4 \times 9.81}{0.430} = 91,26 \text{ N/m}$$

$$I = 0,00006126 \text{ m}^4$$

$$\delta_{\max} = \frac{(2500)(0,430)^3}{192(1,9 \times 10^{11})(0,00006126)} - \frac{(91,26)(0,430)^4}{384(1,9 \times 10^{11})(0,00006126)}$$

$$\delta_{\max} = 0,824 \times 10^{-7} \text{ m}$$

➤ **Base Móvil**

$$\delta_{\max} = \frac{FxL^3}{192xExI} - \frac{WxL^4}{384xExI}$$

$$W = \frac{\text{peso}}{\text{longitud}} = \frac{9 \times 9.81}{0.430} = 205,3 \text{ N/m}$$

$$I = 0,0007420 \text{ m}^4$$

$$\delta_{\max} = \frac{(2500)(0,430)^3}{192(1,9 \times 10^{11})(0,0007420)} - \frac{(205,3)(0,430)^4}{384(1,9 \times 10^{11})(0,0007420)}$$

$$\delta_{\max} = 0,721 \times 10^{-8} \text{ m}$$

➤ **Base soporte**

**Elemento a**

$$W = \frac{\text{peso}}{\text{longitud}} = \frac{4,72 \times 9.81}{0.5} = 92,6064 \text{ N/m}$$

$$I = 0,00047719 \text{ m}^4$$

$$\delta_{\max} = \frac{(2500)(0,5)^3}{192(2 \times 10^{11})(0,00047719)} - \frac{(92,6064)(0,5)^4}{384(2 \times 10^{11})(0,00047719)}$$

$$\delta_{\max} = 0,243 \times 10^{-8} \text{ m}$$

**Elemento b**

$$\delta_{\max} = \frac{1,16 \times 10^7 \text{ Pa} \times 0,250 \text{ m}}{2 \times 10^{11} \text{ Pa}} = 0,0145 \times 10^{-3} \text{ m}$$

**Elemento c**

$$W = \frac{\text{peso}}{\text{longitud}} = \frac{1,47 \times 9.81}{0.42} = 34,335 \text{ N/m}$$

$$I = 0,00018452 \text{ m}^4$$

$$\delta_{\max} = \frac{(2500)(0,42)^3}{192(2 \times 10^{11})(0,00018452)} - \frac{(34,335)(0,42)^4}{384(2 \times 10^{11})(0,00018452)}$$

$$\delta_{\max} = 0,427 \times 10^{-8} \text{ m}$$

Tabla 18: desplazamientos máximos  
elaboración propia

<b>DESPLAZAMIENTO GLOBAL</b>			
<b>ELEMENTO ESTRUCTURAL</b>		<b>MATERIAL</b>	<b><math>\delta_{\max}</math> (m)</b>
COLUMNAS		AISI 304	$0,1389 \times 10^{-3}$
TRAVESAÑO		AISI 304	$0,824 \times 10^{-7}$
BASE MÓVIL		AISI 304	$0,721 \times 10^{-8}$
BASE SOPORTE	Elemento a	ASTM A36	$0,243 \times 10^{-8}$
	Elemento b	ASTM A36	$0,0145 \times 10^{-3}$
	Elemento c	ASTM A36	$0,427 \times 10^{-8}$
<b>TOTAL</b>			<b><math>1,534 \times 10^{-4}</math></b>

Como se puede ver en la tabla 18, el desplazamiento global del marco de la maquina es de 0,1535 mm, lo cual representa solo un 1,5 % del desplazamiento máximo que puede tener un fijador externo.

## VII. Análisis Computacional

### a. Simulación estática

#### i. Configuración ensayo de compresión

##### ➤ Esfuerzos de Von Mises

En la figura 103 se pueden observar las tensiones Von Mises en la máquina, el valor máximo indicado en la gráfica corresponde a  $9,41 \times 10^7$  Pa.

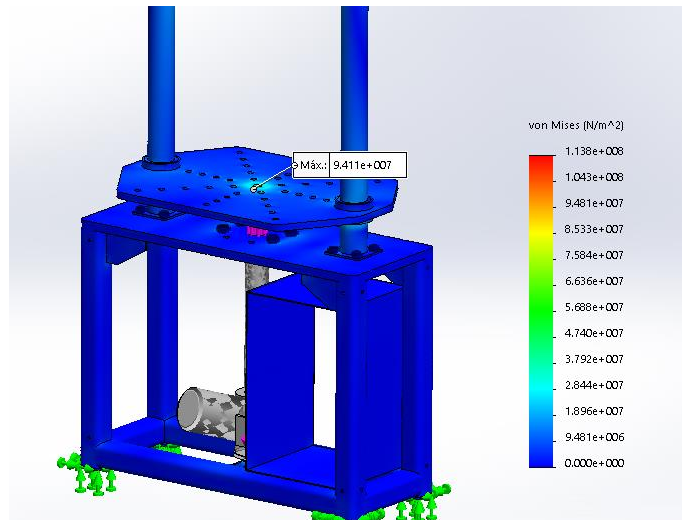


Figura 102: tensiones von mises configuración ensayo a compresión  
Elaboración propia

### ➤ Factor de seguridad

El factor de seguridad mínimo es de 2,65, siendo exactamente en la base móvil, que es donde se le aplicara la carga de 2500 N. esto quiere decir que el banco de pruebas en su configuración de ensayo a compresión no fallara.

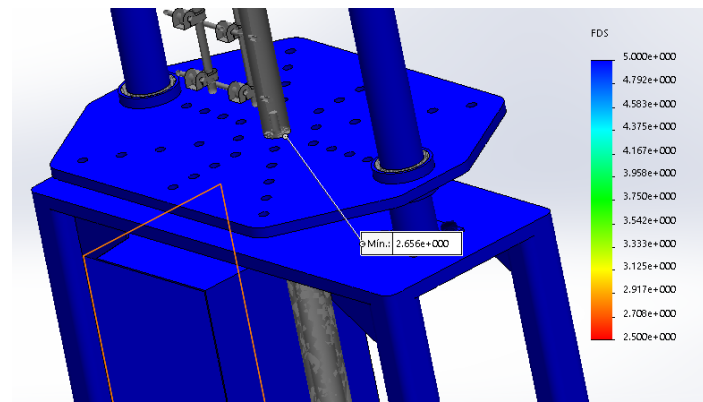


Figura 103: factor de seguridad configuración ensayo a compresión  
elaboración propia

## ii. Configuración ensayo de flexión

### ➤ Esfuerzos de von mises

El esfuerzo máximo se ubica en uno de los elementos de acople para enroscar la probeta, siendo de  $5,799 \times 10^7$  Pa

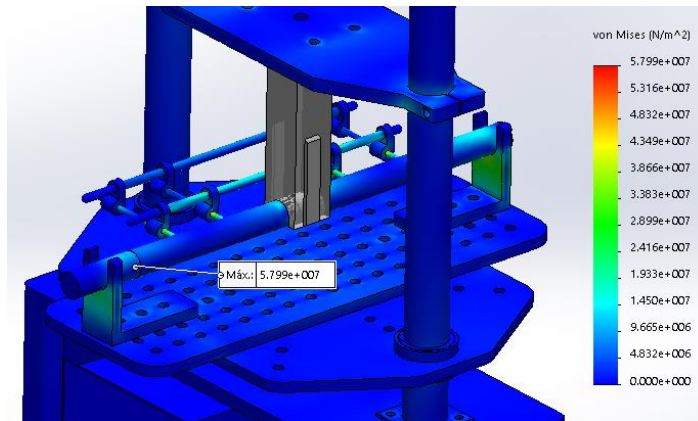


Figura 104: tensiones von mises configuración ensayo a flexión  
Elaboración propia

### ➤ Factor de seguridad

El factor de seguridad mínimo es de 6,8 y es un valor optimo lo cual garantiza que para los ensayos a flexión la maquina no fallara.

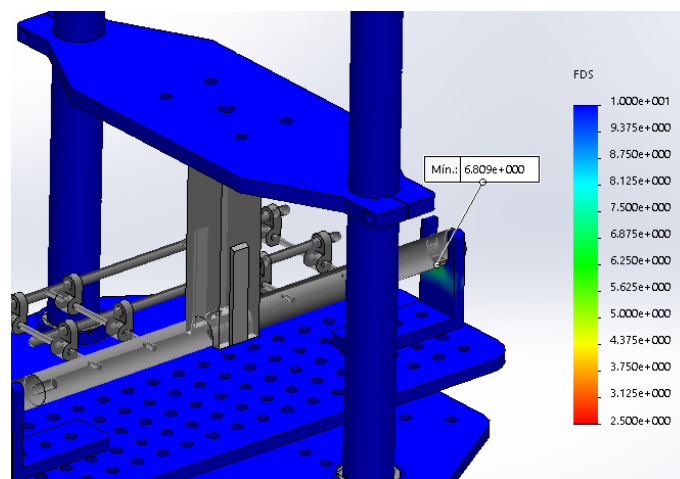


Figura 105: factor de seguridad configuración ensayo a flexión  
Elaboración propia

### iii. Configuración ensayo de torsión

#### ➤ Esfuerzos de von mises

El esfuerzo máximo se ubica en la pieza 02 y es donde la carga impacta directamente sobre ella. El esfuerzo von mises es de  $2,385 \times 10^7$  Pa.

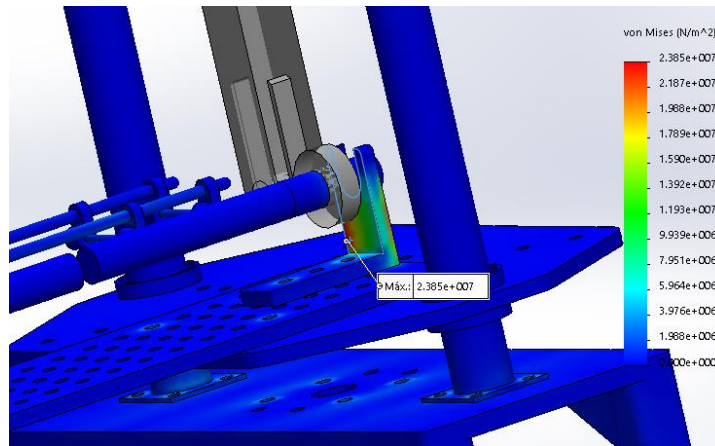


Figura 106: tensiones von mises configuración ensayo a compresión  
Elaboración propia

### ➤ Factor de seguridad

El factor de seguridad mínimo se ubica en la sujeción columna-travesaño, siendo de 8,67. Este valor es muy óptimo y la maquina no fallara en el ensayo de torsión.

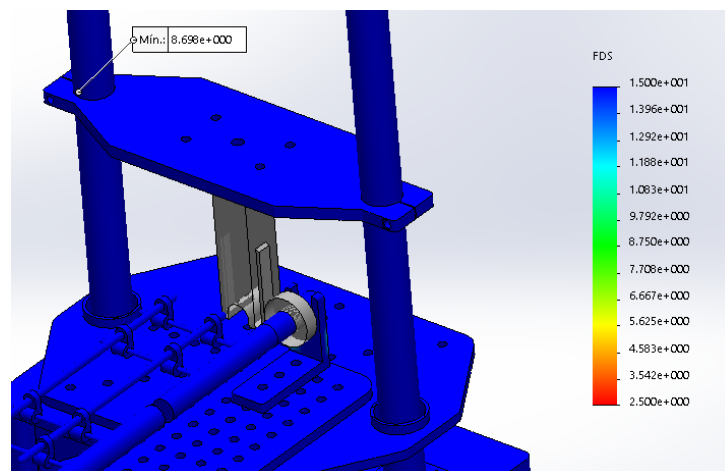


Figura 107: factor de seguridad configuración ensayo a compresión  
elaboración propia

### b. Simulación de falla por fatiga

Para la falla por fatiga se analizará la configuración más crítica, en este caso es para el ensayo a compresión cuya fuerza de aplicación para la maquina es de 2500 N, casi 3 veces más que las otras dos configuraciones. Para el diseño de fatiga se utilizarán las tensiones equivalentes de Von Mises para el cálculo de tensiones alternas, con interacciones entre sucesos aleatoria y, además, utilizando la línea de Soderberg, siendo adecuada y conservadora para el caso de los materiales dúctiles.

Tabla 19: detalles de análisis fatiga  
Elaboración propia

Nombre de estudio	Fatiga ensayo compresión
Tipo de análisis	Fatiga (amplitud constante)
Interacción entre sucesos	Aleatoria
Calculando tensiones alternas utilizando	Tensión equivalente (Von Mises)
Corrección de la tensión media	Soderberg
Interpolación de la curva S-N	Log-Log

La curva S-N de fatiga del acero AISI 304 se muestra en la siguiente figura

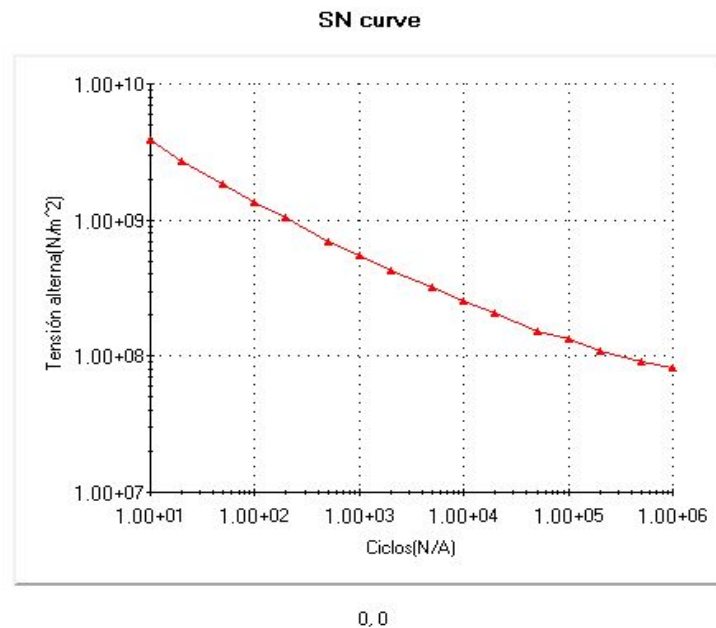


Figura 108: S-N AISI 304

En el estudio de fatiga se utilizó la línea de soderberg para determinar el ciclo de vida total de la maquina por ser la más conservadora y la más recomendable por [5] para materiales dúctiles como son el caso del acero AISI 304 y el acero ASTM A36. En la línea de soderberg se observa que el ciclo de vida mínimo de la maquina es de  $4 \times 10^5$ . Esto quiere decir que la maquina diseñada cumplirá con el tiempo de vida útil en las condiciones de trabajo a las que operará.

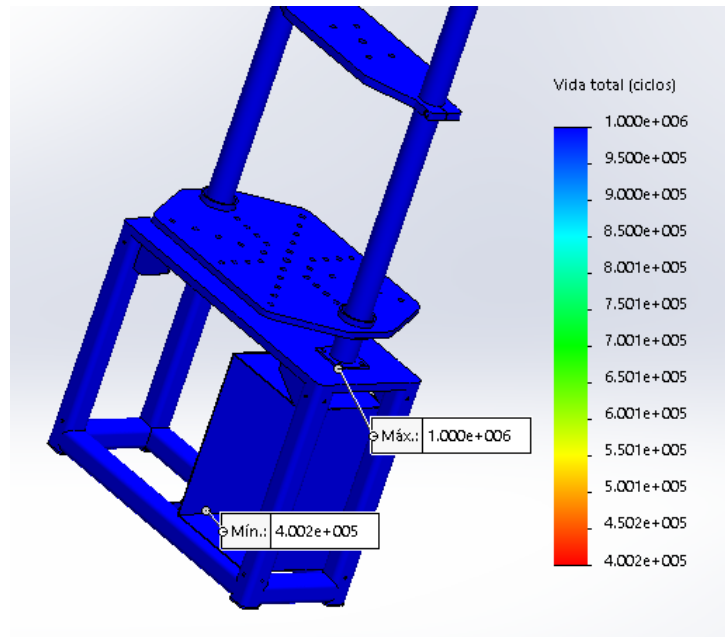


Figura 109: vida total estudio de falla por fatiga elaboración propia

**VIII. Cotización**

Tabla 20: costos unitarios equipos de maquinaria  
Elaboración propia

ANÁLISIS DE COSTOS UNITARIOS DE FABRICACIÓN DE LA MAQUINA			
<b>PROYECTO</b>	DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA ENSAYOS ESTÁTICOS Y DINÁMICOS EN FIJADORES EXTERNOS UTILIZADOS EN EL ÁREA DE TRAUMATOLOGÍA SEGÚN LA NORMA ASTM F1541-02		
<b>EQUIPOS (MAQUINARIA)</b>			
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD HORAS	JORNAL/HORA	COSTO
CNC	3	S/ 15.00	S/ 45.00
PERFORACIÓN	5	S/ 10.00	S/ 50.00
		<b>TOTAL</b>	<b>S/ 95.00</b>

Tabla 21: costos unitarios operarios  
Elaboración propia

<b>ANÁLISIS DE COSTOS UNITARIOS DE FABRICACIÓN DE LA MAQUINA</b>			
<b>PROYECTO</b>	DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA ENSAYOS ESTÁTICOS Y DINÁMICOS EN FIJADORES EXTERNOS UTILIZADOS EN EL ÁREA DE TRAUMATOLOGÍA SEGÚN LA NORMA ASTM F1541-02		
<b>OPERARIOS</b>			
<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>CANTIDAD HORAS</b>	<b>JORNAL/HORA</b>	<b>COSTO</b>
CNC OPERARIO	3	S/ 10.00	S/ 30.00
SOLDADOR	3	S/ 50.00	S/ 150.00
		<b>TOTAL</b>	<b>S/ 180.00</b>

Tabla 22: costos unitarios materiales  
Elaboración propia

<b>ANÁLISIS DE COSTOS UNITARIOS DE FABRICACIÓN DE LA MAQUINA</b>	
<b>PROYECTO</b>	DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA ENSAYOS ESTÁTICOS Y DINÁMICOS EN FIJADORES EXTERNOS UTILIZADOS EN EL ÁREA DE TRAUMATOLOGÍA SEGÚN LA NORMA ASTM F1541-02

<b>MATERIALES</b>				
<b>CÓDIGO/ NOMBRE</b>	<b>GRADO</b>	<b>PRECIO/kg</b>	<b>PESO (kg)</b>	<b>COSTO</b>
BM1	AISI 304	S/ 36.00	3.52	S/ 126.72
g1	AISI 304	S/ 36.00	0.78	S/ 28.08
tc1	AISI 304	S/ 36.00	0.98	S/ 35.28
TI	AISI 304	S/ 36.00	2.31	S/ 83.16
pt1	AISI 304	S/ 36.00	1.78	S/ 64.08
c1	AISI 304	S/ 36.00	2.89	S/ 104.04
Pb1	AISI 304	S/ 36.00	1.48	S/ 53.28
BS1	ASTM A36	S/ 32.00	2.94	S/ 94.08
ts1	ASTM A36	S/ 32.00	3.09	S/ 98.88
p1	ASTM A36	S/ 32.00	1.54	S/ 49.28
p2	ASTM A36	S/ 32.00	1.96	S/ 62.72
p3	ASTM A36	S/ 32.00	0.96	S/ 30.72
p4	ASTM A36	S/ 32.00	1.03	S/ 32.96
p5	ASTM A36	S/ 32.00	0.1	S/ 3.20
pl1	ASTM A36	S/ 32.00	0.08	S/ 2.56
ps1	ASTM A36	S/ 32.00	0.26	S/ 8.32
s1	ASTM A36	S/ 32.00	0.75	S/ 24.00
ts1	ASTM A36	S/ 32.00	3.09	S/ 98.88
ts2	ASTM A36	S/ 32.00	2.61	S/ 83.52
Pieza 01	ASTM A36	S/ 32.00	2.66	S/ 85.12
Pieza 02	ASTM A36	S/ 32.00	5.32	S/ 170.24
Pieza 03	ASTM A36	S/ 32.00	2.32	S/ 74.24
piñón	SAE1080	S/ 38.00	1.85	S/ 70.30
cremallera	SAE1080	S/ 38.00	1.24	S/ 47.12
tubo de nylon	ASTM A36	-	-	S/ 50.00
			<b>TOTAL</b>	<b>S/ 1,580.78</b>

Tabla 23: costos unitarios equipos electromecánicos  
Elaboración propia

<b>ANÁLISIS DE COSTOS UNITARIOS DE FABRICACIÓN DE LA MAQUINA</b>			
<b>PROYECTO</b>	DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA ENSAYOS ESTÁTICOS Y DINÁMICOS EN FIJADORES EXTERNOS UTILIZADOS EN EL ÁREA DE TRAUMATOLOGÍA SEGÚN LA NORMA ASTM F1541-02		
<b>EQUIPOS ELECTROMECAÑICOS</b>			
DESCRIPCIÓN	IMPORTACIÓN	CANTIDAD	COSTO
ACTUADOR LINEAL	SI	1	S/ 180.00
MOTOR INTELIGENTE	SI	1	S/ 215.00
FUENTE DE ALIMENTACIÓN	NO	1	S/ 360.00
		<b>TOTAL</b>	<b>S/ 755.00</b>

La construcción del banco de pruebas tendría un costo aproximado de S/.2610.00 nuevos soles.

## IX. Conclusiones

- Se diagnosticó la situación actual de cómo se realizan los ensayos a fijadores externos en el Perú, lo cual solo se registraron dos fijadores nacionales ensayados y además se pudo concluir que la validación mecánica de estos dispositivos ortopédicos, tanto en la configuración de ensayo a compresión y flexión se realizan en laboratorios no especializados.
- Las variables más importantes que se definen para el diseño de la maquina son la carga máxima, rango de desplazamiento, rango de velocidad, frecuencia y números de ciclos. Para determinar estas variables se tomaron como referencias las recomendaciones establecidas por la normativa ASTM F1541-02.
- Se seleccionó el actuador lineal y el motor eléctrico para el accionamiento mecánico, esto en base a los valores máximos de potencia, torque y velocidad angular requeridos para mover el vástago del actuador. Además, se realizó el modelamiento de cargas en cada uno de los elementos estructurales de la máquina en sus tres configuraciones de ensayos y posteriormente se calcularon los esfuerzos y el factor de seguridad de cada uno de ellos, obteniendo un valor de este último por encima de 2,5, garantizando así que este diseño es óptimo para las condiciones de trabajo a la que operara.
- La validación del banco de pruebas se realizó mediante una simulación estática y de fatiga en el programa SolidWorks, obteniendo un factor de seguridad de 2,65 para el ensayo a compresión, 6,80 para el ensayo de flexión y 8,67 para el ensayo de torsión. De igual manera para el análisis de fatiga en la configuración de ensayo más crítica se obtuvo la gráfica de vida total, donde el ciclo de vida de la maquina está dentro del rango de  $10^3$  y  $10^6$  (ciclos altos).

## **X. Recomendaciones**

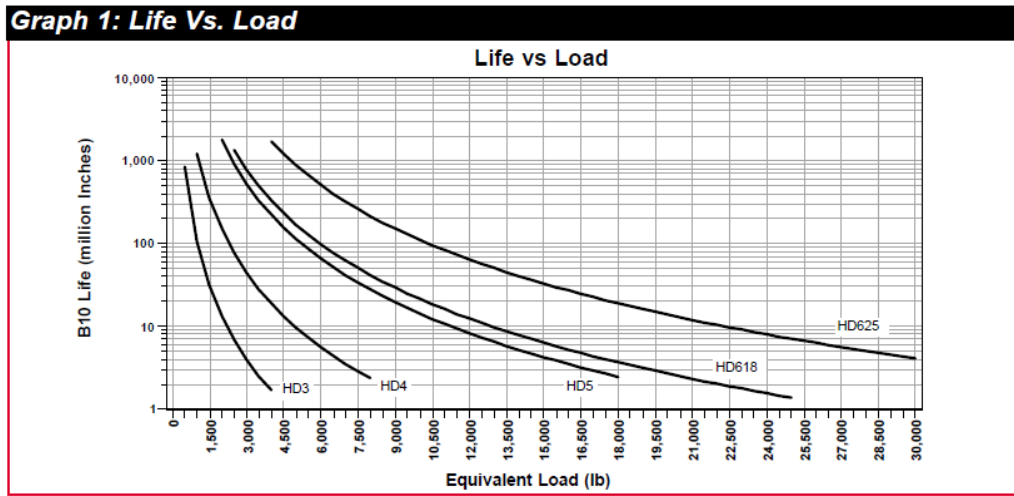
- Se recomienda la realización de un sistema de control automático de los equipos electrónicos para la captación de datos durante los ensayos e interpretación de resultados.
- La simulación será mucho más preciso si el mallado es más fino, con esto se quiere recomendar que para una mejor validación se pueda realizar la simulación tanto estática como de falla por fatiga en un ordenador de mayor capacidad o en un software más conservador.
- Se recomienda realizar una simulación de los ensayos realizados al fijador externo y después de obtener las curvas de carga-desplazamiento y carga-rigidez compararlos con los ensayos experimentales.

## XI. Referencias

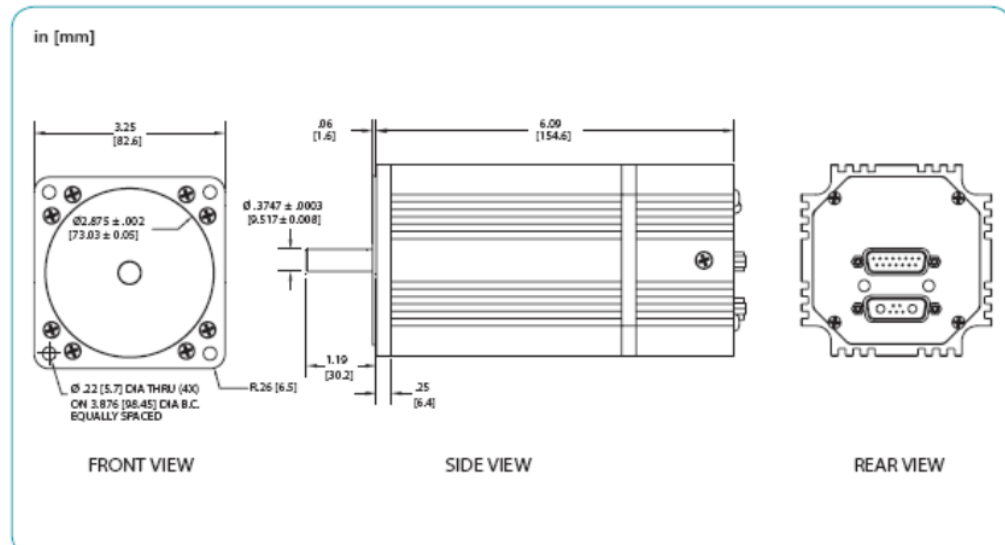
- [1] J. F. Caycho, «Fijador externo FERN y sus aplicaciones,» Lima, 2010.
- [2] E. Forzanti, «Diseño y Construcción de un Banco de Ensayos para Dispositivos de Osteosíntesis,» Naguanagua, 2009.
- [3] A. T. Ballena, «EL COMERCIO,» *De que trata la Ingeniería Biomédica y cual es su campo laboral* , p. 1, 20 Setiembre 2016.
- [4] G. P, Introducción a la Ingeniería. Un enfoque a través del diseño, México : Prentice-Hall, 2001.
- [5] B. y. Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, McGraw-Hill, 2008.
- [6] D. R. d. Almeida, «Numerical and experimental evaluation of micromovements in an integrated system of bone fixation,» Coímbra , 2016.
- [7] A. L. Virgen, «Desarrollo de una prensa para pruebas estáticas y dinámicas de elementos ortopédicos y tejidos biológicos,» *Dialnet*, vol. 28, nº 3, pp. 132-137, 2008.
- [8] «INSTRON,» 16 Marzo 2019. [En línea]. Available: <https://www.instron.us/en-us?region=North%20America>. [Último acceso: Marzo 2019].
- [9] PCE, «PCE INSTRUMENTS,» 16 Marzo 2019. [En línea]. Available: [https://www.pce-instruments.com/espanol/instrumento-medida/medidor/medidor-de-traccion-pce-instruments-medidor-de-tracci\\_n-pce-utu-2-det\\_4220433.htm](https://www.pce-instruments.com/espanol/instrumento-medida/medidor/medidor-de-traccion-pce-instruments-medidor-de-tracci_n-pce-utu-2-det_4220433.htm). [Último acceso: 16 Marzo 2019].
- [10] J. D. Ballén Briceño , «DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL MARCO DE UNA MÁQUINA DE PRUEBAS BIOMECÁNICAS DINÁMICAS,» Santiago de Cali, 2008.
- [11] ASTM, «ASTM F 1541-02,» *ASTM INTERNATIONAL*, p. 31, 2011.
- [12] A. Braidot y A. J. Hadad, «Perspectivas de la Ingeniería Biomédica en Latinoamerica,» *CLAIB*, vol. XX, nº 1, p. 4, 2015.
- [13] R. Estrada Cingualbres, E. Vargas Marrero y E. Gomez Garcia, «ANALISIS POR ELEMENTOS FINITOS DE FIJADOR EXTERNO PARA LA CONSOLIDACION DE FRACTURA DE CUELLO DE FEMUR,» *CIBIM*, p. 6, 2007.
- [14] J. G. Quispe Juarez, «Resistencia mecánica del fijador externo descartable y del fijador externo reusable,» *UNMSM*, p. 30, 2008.
- [15] T. Gardner, E. M y J. Kenwright, «A biomechanical study of five unilateral external fracture fixation devices,» *Clinical Biomechanics*, vol. 12, nº 02, pp. 87-96, 1997.
- [16] ivy, «grupo de generacion de rankings de classora,» 18 01 2011. [En línea].

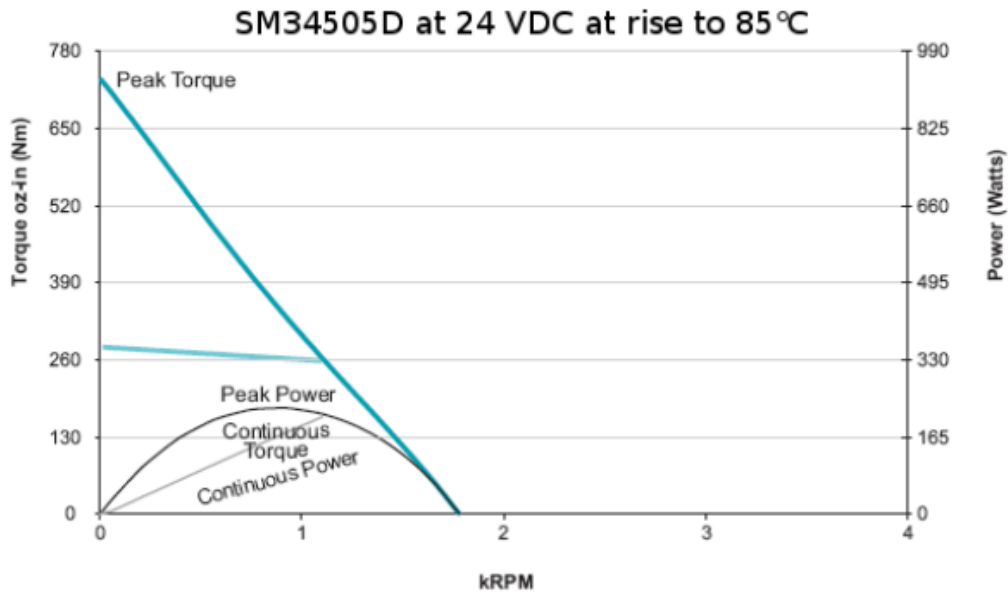
- [17] «Festo,» 05 Mayo 2019. [En línea]. Available: [https://www.festo.com/cat/es-pe\\_pe/products\\_010000](https://www.festo.com/cat/es-pe_pe/products_010000). [Último acceso: 05 Mayo 2019].
- [18] E.-d. actuators, «HEAVY DUTY - BALL SCREW - LINEAR ACTUATORS,» *E-drive*, p. 12, 2015.
- [19] R. L.Mott, DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS, Ciudad de Mexico: Prentice Hall, 2006.

**XII. Anexos**



**Animatics SmartMotor SM34505D (No Options) CAD Drawing**







**YUMO®**

sales@yingselectric.com

Ver imagen más grande

Fuente de alimentación conmutada 1500 W S-1500-12 salida única con función paralelos

FOB Referencia Precio: [Consiga El Último Precio](#)

**USD 119.00** / Unidad |

[Contactar Proveedor](#)

[Hablar ahora](#)

Asistencia de... **Garantía comercial** – Para proteger sus pedidos del pago a la entrega

Pago: [VISA](#) [MasterCard](#) [TT](#) [Online Bank Payment](#) [Pay Later](#) [More](#) ▼

Envío: Alibaba.com servicio de envíos internacionales de China a Estados Unidos

[Obtener cotización de envío](#)