

# **ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL**

**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE IMPACTO EN  
CALZADO DE SEGURIDAD**

**TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR PRESENTADO COMO  
REQUISITO PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**PIURE GAVILÁNEZ JEFFERSON VINICIO**

**[jefferson.piure@epn.edu.ec](mailto:jefferson.piure@epn.edu.ec)**

**DIRECTOR: ING. GUACHAMÍN ACERO WILSON IVAN, PH. D.**

**[Wilson.guachamín@epn.edu.ec](mailto:Wilson.guachamín@epn.edu.ec)**

**Quito, febrero 2023**

## CERTIFICACIONES

Yo, PIURE GAVILÁNEZ JEFFERSON VINICIO declaro que el trabajo de integración curricular aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.



---

**PIURE GAVILÁNEZ JEFFERSON VINICIO**

Certifico que el presente trabajo de integración curricular fue desarrollado por PIURE GAVILÁNEZ JEFFERSON VINICIO, bajo mi supervisión.



---

**ING. GUACHAMÍN ACERO WILSON IVÁN, PhD**  
**DIRECTOR**

## **DECLARACIÓN DE AUTORÍA**

A través de la presente declaración, afirmamos que el trabajo de integración curricular aquí descrito, así como el (los) producto(s) resultante(s) del mismo, son públicos y estarán a disposición de la comunidad a través del repositorio institucional de la Escuela Politécnica Nacional; sin embargo, la titularidad de los derechos patrimoniales nos corresponde a los autores que hemos contribuido en el desarrollo del presente trabajo; observando para el efecto las disposiciones establecidas por el órgano competente en propiedad intelectual, la normativa interna y demás normas.

**PIURE GAVILÁNEZ JEFFERSON VINICIO**

**ING. GUACHAMÍN ACERO WILSON IVÁN, PhD**

## **DEDICATORIA**

A mis padres Pablo Piure y Olga Gavilánez por haberme brindado su apoyo incondicional, su amor y confianza durante mi formación académica.

A Dios, por darme salud y fuerza en cada momento de mi vida.

## **AGRADECIMIENTO**

A mis padres, Pablo Piure y Olga Gavilánez por su apoyo y confianza que me han brindado a lo largo de mis estudios.

A los ingenieros de la Facultad de Ingeniería Mecánica por los conocimientos impartidos durante mi formación académica.

Agradezco al Dr. Wilson Wachamín por su tiempo, predisposición y conocimientos que permitieron la realización del presente proyecto.

# ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIONES .....	I
DECLARACIÓN DE AUTORÍA .....	II
DEDICATORIA .....	III
AGRADECIMIENTO .....	IV
ÍNDICE DE CONTENIDO.....	V
ÍNDICE DE FIGURAS .....	VIII
RESUMEN.....	X
ABSTRACT.....	XI
1 INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Objetivo general.....	1
1.2 Objetivos específicos.....	2
1.3 Alcance.....	2
2 MARCO TEÓRICO.....	3
2.1 Estado del arte.....	3
2.1.1 Importancia de la producción de calzado de seguridad en el Ecuador .....	3
2.1.2 Calzado de seguridad.....	3
2.1.3 Clasificación del calzado de seguridad.....	4
2.1.4 Proceso de producción del calzado de seguridad.....	4
2.2 Requisitos de normativas.....	4
2.2.1 Norma Internacional ASTM F2412-18a (Métodos de prueba estándar para protección para los pies).....	5
2.3 Benchmarking.....	7
2.3.1 Máquina de impacto para calzado de seguridad CADEX Modelo 1002_0_STMA .....	7
2.3.2 Probador de impacto de calzado de seguridad GESTER .....	8
2.3.3 Probador de impacto de puntera de calzado de seguridad DEVOTRANS DVT SAHA.....	9
2.4 Fundamentos de diseño mecánico.....	10
2.4.1 Cables de acero .....	10
2.4.2 Diseño de ejes a fatiga.....	14
2.4.3 Selección de rodamientos .....	17
2.4.4 Selección de rodamientos para sistemas de guiado lineal .....	18
3 METODOLOGÍA.....	21
3.1 General.....	21

3.2	Determinación de las especificaciones técnicas de la máquina .....	22
3.2.1	Voz del usuario y voz del ingeniero .....	23
3.2.2	Casa de la calidad .....	24
3.2.3	Especificaciones técnicas .....	25
3.3	Análisis funcional .....	27
3.3.1	Desarrollo de la estructura funcional y modular .....	27
3.4	Selección de alternativas para cada módulo funcional .....	28
3.4.1	Módulo 1: Sistema de sujeción del impactador .....	28
3.4.2	Módulo 2: Sistema de elevación del impactador .....	32
3.4.3	Módulo 3: Sistema de bloqueo del impactador.....	36
3.5	Diseño conceptual de la máquina .....	41
4	DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS MECÁNICOS.....	43
4.1	Diseño del sistema de elevación .....	43
4.1.1	Determinación del momento de inercia de masa del sistema de elevación	43
4.1.2	Cálculo de la aceleración lineal del sistema .....	45
4.1.3	Determinación de la carga nominal del sistema .....	46
4.1.4	Análisis dinámico del sistema .....	46
4.1.5	Cálculo de la potencia del motorreductor .....	48
4.1.6	Selección del cable metálico .....	49
4.1.7	Diseño del tambor .....	52
4.1.8	Selección de sujetadores de cables de acero .....	53
4.1.9	Diseño del eje de transmisión .....	54
4.1.10	Selección de chumaceras .....	60
4.1.11	Diseño de chavetas .....	61
4.2	Selección de rodamientos para sistemas de guiado lineal .....	63
4.3	Diseño del bastidor de la máquina .....	66
4.4	Selección del electroimán circular .....	68
4.5	Selección de actuadores lineales eléctricos .....	68
4.6	Diseño del sistema de control .....	69
5.1	Resultados .....	74
5.2	Conclusiones .....	75
5.3	Recomendaciones .....	76
6	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	78
7	ANEXOS .....	I
	ANEXO I: CASA DE LA CALIDAD .....	I
	ANEXO II: CABLE DE ACERO .....	II

ANEXO III: GRILLETE PARA CABLE G-450 .....	III
ANEXO IV: GUARDACABO REFORZADO VULKAN G-414.....	III
ANEXO V: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL MOTORREDUCTOR ORTOGONAL MOTOVARIO NMRV 050 .....	IV
ANEXO VI: CATÁLOGO DE CHUMACERAS ISB.....	VI
ANEXO VII: CATÁLOGO RODAMIENTOS PARA SISTEMAS DE GUIADO LINEAL NSB .....	VII
ANEXO VIII: BARRA PERFORADA.....	VIII
ANEXO IX: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL ELECTROIMÁN CIRCULAR .....	VIII
ANEXO X: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL EJE DE TRANSMISIÓN.....	IX
ANEXO XI: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL ACTUADOR ELÉCTRICO LINEAL .....	IX
ANEXO XII: PLANOS DE CONJUNTO Y TALLER .....	X

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1.</b> Proceso de producción de calzado de seguridad [Propia] .....	4
<b>Figura 2.</b> Máquina de impacto para calzado de seguridad CADEX modelo 1002_0_STMA [6] .....	7
<b>Figura 3.</b> Probador de impacto de calzado de seguridad GESTER modelo GT-KB17 [7] .....	8
<b>Figura 4.</b> Probador de impacto de puntera de calzado de seguridad DEVOTRANS DVT SAHA [8] .....	9
<b>Figura 5.</b> a) Tambor ranurado estándar para cables de acero b) Especificaciones dimensionales del tambor ranurado [Propia] .....	13
<b>Figura 6.</b> Metodología para el diseño de una máquina para ensayos de impacto en calzado de seguridad [Propia] .....	22
<b>Figura 7.</b> Diagrama funcional, nivel 0 [Propia] .....	27
<b>Figura 8.</b> Estructura modular de la máquina para ensayos de impacto [Propia] ..	28
<b>Figura 9.</b> Pinza neumática de apertura paralela [18] .....	29
<b>Figura 10.</b> Electroimán circular [19] .....	29
<b>Figura 11.</b> Mecanismo de tambor y cable de acero [Propia] .....	33
<b>Figura 12.</b> Mecanismo de tornillo de potencia [Propia] .....	34
<b>Figura 13.</b> Mecanismo de trinquete y cremallera [Propia] .....	37
<b>Figura 14.</b> Mecanismo de bloqueo (Actuador lineal eléctrico) [Propia] .....	38
<b>Figura 15.</b> Actuador neumático [Propia] .....	39
<b>Figura 16.</b> Diseño conceptual de la máquina para ensayos de impacto en calzado de seguridad [Propia] .....	42
<b>Figura 17.</b> Diseño conceptual del sistema de elevación [Propia] .....	43
<b>Figura 18.</b> Diagrama cinemático durante el arranque del conjunto impactador [Propia]. .....	45
<b>Figura 19.</b> a) Sistema dinámico del mecanismo de elevación, b) Diagramas de cuerpo libre del conjunto impactador y del tambor, c) Diagrama cinético del mecanismo .....	46
<b>Figura 20.</b> Aditamento para anclaje del cable [20] .....	53
<b>Figura 21.</b> Gaza de cable con fijación por tres sujeta-cables [9] .....	54
<b>Figura 22.</b> Configuración del eje del tambor del sistema de elevación [Propia] ...	54
<b>Figura 23.</b> Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flexionante del eje de transmisión [Propia] .....	56
<b>Figura 24.</b> Dimensiones y fuerzas sobre una chaveta [Propia] .....	62

<b>Figura 25.</b> Diagrama de cuerpo libre del conjunto impactador [Propia].....	64
<b>Figura 26.</b> Diagrama de cuerpo libre del bastidor de la máquina.....	66
<b>Figura 27.</b> Esfuerzo equivalente de Von Mises del bastidor calculado en ANSYS .....	67
<b>Figura 28.</b> Factor de seguridad mínimo del bastidor calculado en ANSYS .....	67
<b>Figura 29.</b> Circuito eléctrico de potencia para el arranque de un motor trifásico con inversión de giro y para el accionamiento de los actuadores lineales DC [Propia] .....	70
<b>Figura 30.</b> Diagrama de conexión de los elementos de entrada y salida del sistema de control de la máquina de impacto utilizando el software CADe_SIMU [Propia] .....	71
<b>Figura 31.</b> Programa en lenguaje Ladder para el sistema de control de la máquina para ensayos de impacto [Propia] .....	72
<b>Figura 33.</b> Casa de la calidad [Propia].....	I
<b>Figura 34.</b> Especificaciones técnicas del cable de acero 6x19 A/A [22].....	II
<b>Figura 35.</b> Especificaciones técnicas del grillete forjado para cable G-450 [22]....	III
<b>Figura 36.</b> Hoja técnica del guardacabo Vulkan G-414 [23].....	III
<b>Figura 37.</b> Especificaciones técnicas del motorreductor ortogonal Motovario NMRV 050 [CONREPSA].....	IV
<b>Figura 38.</b> Dimensiones del motorreductor ortogonal Motovario NMRV 050 [CONREPSA].....	V
<b>Figura 39.</b> Selección de rodamientos de chumacera [14] [24] .....	VI
<b>Figura 40.</b> Selección de rodamientos para sistemas de guiado lineal [13].....	VII
<b>Figura 41.</b> Especificaciones técnicas de la barra perforada.....	VIII
<b>Figura 42.</b> Selección del electroimán circular para el sistema de sujeción de la máquina [19] .....	VIII
<b>Figura 43.</b> Selección del eje de transmisión .....	IX
<b>Figura 44.</b> Selección del actuador lineal eléctrico para el sistema de bloqueo de la máquina .....	IX

## RESUMEN

En este proyecto se desarrolla el diseño de una máquina para realizar ensayos de impacto en calzado de seguridad de acuerdo con las normas técnicas ASTM F2412-18a y NTE INEN-ISO 20344 para el Laboratorio de Análisis de Esfuerzos y Vibraciones (LAEV) de la facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional.

El diseño inició con la recopilación y análisis de información que validaron la realización del proyecto, así como de un estudio de las máquinas para ensayos de impacto existentes en el mercado; que sirvieron de referencia para diseño de la máquina. Luego, se desarrolló el análisis funcional, en donde se identificaron los módulos funcionales de la máquina de acuerdo a las demandas del usuario y a los requerimientos que establecen las normas técnicas. A partir de las alternativas de solución seleccionadas para cada módulo funcional, se elaboró un diseño conceptual de la máquina, el cual consta de un sistema de elevación del conjunto impactador, un sistema de sujeción del impactador y un sistema de bloqueo del impactador.

Una vez obtenido el diseño conceptual, se procedió con el dimensionamiento y selección de los elementos mecánicos constitutivos de la máquina para ensayos de impacto en calzado de seguridad, así como también con el diseño del sistema de control que permitió la automatización del equipo. En base al cálculo final, se realizó el despliegue de los planos de taller y de conjunto para una futura construcción.

**PALABRAS CLAVE:** diseño, impacto, calzado, seguridad, máquina, automatización, ensayo.

## **ABSTRACT**

This project deals with the design of a machine for impact tests on safety footwear for the Stress and Vibration Analysis Laboratory (LAEV) of the Faculty of Mechanical Engineering, which meets the requirements established in the technical standards ASTM F2412-18a and NTE INEN-ISO 20344.

The design begins with the collection and analysis of information that validated the realization of the project, as well as a study of existing impact testing machines on the market; that served as a reference for the design of the machine. Then, the functional analysis was developed, where the functional modules of the machine were identified according to the user's demands and the requirements established by the technical standards. Subsequently, different solution alternatives were proposed for each functional module and they are evaluated by means of the weighted residue method. Based on the selected solution alternatives, a conceptual design of the machine was developed, which consists of an impactor assembly elevation system, an impactor fastening system, and an impactor locking system.

Once the conceptual design was obtained, we proceeded with the sizing and selection of the mechanical elements constituting the machine for impact tests on safety footwear, as well as the design of the control system that allowed the automation of the equipment. Based on the final design, the workshop and assembly plans were deployed for a future construction.

**KEYWORDS:** design, impact, footwear, safety, machine, automation, test.

# 1 INTRODUCCIÓN

En el sector industrial muchos trabajadores se enfrentan a lesiones en los dedos del pie si el calzado de seguridad que usan no es el adecuado. Para garantizar que la puntera del calzado de seguridad brinde la protección necesaria frente a peligros potenciales debido a objetos que ruedan o caen desde varios niveles de altura, los fabricantes de calzado de seguridad se ven en la necesidad de realizar periódicamente controles de calidad para asegurar sus productos [1]. Esto requiere que la puntera de un calzado de seguridad cumpla con los requerimientos establecidos en normativas internacionales tales como ASTM F2412-18a (Standard Test Methods for foot Protection), y la norma técnica ecuatoriana NTE INEN-ISO 20344 (Equipos de protección personal. Métodos de ensayo para calzado) [2].

El laboratorio de Análisis de Esfuerzos y Vibraciones (LAEV) de la Escuela Politécnica Nacional realiza ensayos de resistencia al impacto en punteras de calzado de seguridad. Actualmente cuenta con un equipo que no permite ejecutar el proceso de manera automática, lo cual impide medir y controlar parámetros tales como la velocidad de impacto, la altura de impacto y la deformación causada en la puntera del calzado de seguridad que son establecidos en las normativas respectivas.

Por otra parte, en el Ecuador, actualmente existe un limitado número de laboratorios con máquinas que realicen este tipo de ensayos, y la adquisición de máquinas especializadas de países industrializados pueden presentar costos elevados.

Por lo expuesto anteriormente y debido a las necesidades del laboratorio de Análisis de Esfuerzos y Vibraciones (LAEV), el presente proyecto plantea diseñar una máquina para realizar ensayos de impacto en calzado de seguridad que cumpla con los requerimientos establecidos en las normas ASTM F2412-18a y NTE INEN-ISO 20344. Este diseño puede servir para analizar la factibilidad técnica, y eventualmente una futura construcción del equipo.

## 1.1 Objetivo general

Diseñar una máquina para realizar ensayos de impacto en calzado de seguridad de acuerdo con las normas ASTM F2412-18a y NTE INEN-ISO 20344 para el Laboratorio de Análisis de Esfuerzos y Vibraciones (LAEV) de la facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional.

## **1.2 Objetivos específicos.**

- 1 Establecer las especificaciones técnicas de la máquina de acuerdo con las normas ASTM F2412-18a, NTE INEN-ISO 20344 y los requerimientos del LAEV.
- 2 Seleccionar las alternativas de diseño adecuadas para cada módulo funcional de la máquina.
- 3 Diseñar y seleccionar los elementos mecánicos constitutivos de la máquina para ensayos de impacto en calzado de seguridad que cumplan con los requerimientos establecidos en las normas.
- 4 Elaborar los planos de conjunto y de taller de la máquina.
- 5 Diseñar el sistema de control de la máquina.

## **1.3 Alcance**

El presente Trabajo de Integración Curricular (TIC) se limita únicamente al diseño de una máquina para realizar ensayos de impacto en calzado de seguridad de acuerdo con las normas técnicas ASTM F2412-18a (Standard Test Methods for foot Protection), y la norma técnica ecuatoriana NTE INEN-ISO 20344 (Equipos de protección personal. Métodos de ensayo para calzado) y los requerimientos del LAEV.

## **2 MARCO TEÓRICO**

En este capítulo se desarrolla una breve descripción del calzado de seguridad, su proceso de producción y los requisitos de calidad establecidos en las normas técnicas ASTM F2412-18a y NTE INEN-ISO 20344 referentes al ensayo de impacto en calzado de seguridad. Posteriormente se realiza un análisis de máquinas disponibles en el mercado que realicen este tipo de ensayos, mediante el benchmarking. Finalmente, se describen los fundamentos de diseño mecánico que servirán de apoyo para el desarrollo del proyecto.

### **2.1 Estado del arte**

#### **2.1.1 Importancia de la producción de calzado de seguridad en el Ecuador**

En el Ecuador, la industria de fabricación representa el 13% del PIB con un aporte de \$13.962,6 millones de USD en 2019 y con una tasa de crecimiento de 6.1% entre 2009 y 2019, según los datos del Banco Central del Ecuador [3]. La industria del calzado en particular constituye una de las actividades más importantes para el crecimiento y desarrollo económico del país, pues, de acuerdo al Directorio de Empresas de Instituto Nacional de Estadísticas y Censos INEC, la actividad de fabricación de cuero y productos análogos contribuyó con el 2.1% en la generación de empleo en la industria manufacturera en 2013, mientras que la fabricación de calzado por sí sola aportó con el 1.8%, generando así alrededor de 100 000 puestos de trabajo [4] [3].

Según cifras de la Cámara Nacional de Calzado (CALTU), en Ecuador se registró 4500 productores de calzado en 2019, de los cuales el 50% se encuentran en la provincia de Tungurahua [3]. En 2018, la industria del calzado fabricó un promedio de 31 millones de pares de zapatos, generando ventas anuales de 600 millones de dólares, por lo que se la considera como una de las manufacturas más importantes del país por su desarrollo económico [1].

#### **2.1.2 Calzado de seguridad**

El calzado de seguridad es un equipo de protección personal que protege a los trabajadores de probables lesiones en los pies por objetos que ruedan o caen desde diferentes niveles de altura, o por materiales aplastantes o penetrantes [5].

Según (OSHA, 2004) [2], las situaciones en las que un empleado debe usar protección para los pies incluyen:

- Cuando objetos pesados como herramientas o barriles puedan rodar o caer sobre los pies del trabajador.
- Trabajar con objetos afilados, como clavos o púas, que podrían perforar las suelas o la parte superior del calzado de seguridad.
- Trabajar alrededor de superficies calientes, mojadas, resbaladizas o cuando existan peligros eléctricos.

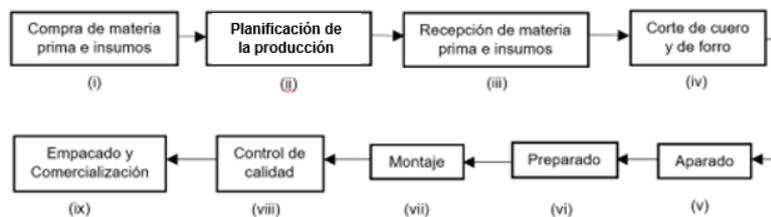
### 2.1.3 Clasificación del calzado de seguridad

De acuerdo a la norma INEN 1926, el calzado de seguridad se clasifica de acuerdo a su forma en:

- Zapato: Corresponde al calzado de seguridad que cubre el pie.
- Botín: Corresponde al calzado de seguridad que cubre el pie y el tobillo.
- Bota de caña mediana: Es el calzado que cubre el pie y parcialmente la pierna.
- Bota de caña alta: Es el calzado de seguridad que cubre el pie y la pierna.

### 2.1.4 Proceso de producción del calzado de seguridad

El proceso de producción de calzado de seguridad es de carácter automatizado ya que en cada fase del proceso se necesita la asistencia de un operario y de máquinas industriales. La figura 1 muestra el diagrama de flujo con las etapas para la fabricación del calzado de seguridad.



**Figura 1.** Proceso de producción de calzado de seguridad [Propia]

## 2.2 Requisitos de normativas

En la norma OSHA 1910.136 se establece que todo calzado de protección debe cumplir con la norma ANSI Z41-1991. En fechas recientes, la ASTM la actualizó en la forma de la norma ASTM F2412-18a. Esta norma establece los criterios de rendimiento para una amplia gama de calzado para protegerse de los peligros que afecta la seguridad personal de los trabajadores. A continuación, se describe el contenido de los apartados de esta norma que se consideran relevantes para el desarrollo de este proyecto.

## **2.2.1 Norma Internacional ASTM F2412-18a (Métodos de prueba estándar para protección para los pies)**

### **2.2.1.1 Alcance**

- Estos métodos de prueba miden la resistencia del calzado de seguridad frente a una variedad de peligros que pueden causar lesiones a los trabajadores.
- Estos métodos de prueba pueden usarse para verificar el cumplimiento de los requisitos mínimos de rendimiento en los estándares de seguridad establecidos.
- Estos métodos de prueba pueden usarse para medir lo siguiente: resistencia al impacto, resistencia a la compresión, resistencia al impacto metatarsiano, resistencia a la conductividad eléctrica, resistencia al riesgo eléctrico, resistencia a la disipación estática, y resistencia a la perforación.

### **2.2.1.2 Resistencia al impacto de la puntera protectora**

#### **2.2.1.2.1 Resumen del método de ensayo**

- El calzado de seguridad deberá fabricarse de tal forma que una puntera de acero de protección sea una parte fija e inseparable del calzado.
- Luego una muestra del calzado con su correspondiente puntera protectora deberá ser impactado con una fuerza específica.
- Después del impacto, se deberá medir la altura del cilindro de arcilla deformado con un dispositivo de precisión.

#### **2.2.1.2.2 Equipo**

- El equipo, consta de una estructura de bastidor que permite que el impactador quede restringido a caer a lo largo de una trayectoria vertical conocida y repetible.
- Se deberá incorporar un mecanismo para atrapar el impactador después del impacto inicial, de tal forma que la muestra de ensayo se golpee una sola vez.
- El impactador consta de un peso de acero que tiene una masa de  $22.7 \pm 0.23Kg$  ( $50 \pm 0.5lb$ ). La punta del impactador es un cilindro de acero sólido con un diámetro de  $25.4 \pm 0.13mm$  ( $1 \pm 0.03in$ ) y que sobresale una longitud de  $50.8 \pm 3.2mm$  ( $2.0 \pm 0.13in$ ) del conjunto de impacto.

- El equipo incorpora un dispositivo para medir la velocidad de impacto con una tolerancia de  $\pm 2\%$ . El uso de un sistema de medición de velocidad permite determinar el tiempo requerido para que una hoja de  $25.4\text{mm}(1\text{in})$  de ancho pase completamente a través de un haz de luz inmediatamente antes de que el impactador golpee la muestra. El resultado, referido como tiempo de entrada, es medido en milisegundos (ms). La velocidad en m/s puede ser calculada de la ecuación 1.

$$V = \frac{1000}{t_g} \quad (1)$$

Donde:

$V$ : Velocidad en [m/s]

$t_g$ : tiempo de entrada [ms]

- La base del equipo consta de una placa de acero con un área mínima de  $0.3\text{m}^2(1\text{ft}^2)$  y un espesor mínimo de  $25.4\text{mm}(1\text{in})$ . La base está anclada a una estructura que tiene una masa de  $909.1\text{kg}(2000\text{lb})$  para proporcionar suficiente estabilidad al equipo antes, durante y después del ensayo de impacto.

### 2.2.1.2.3 Procedimiento

1. Cuando este en su lugar, el cilindro de arcilla modelado deberá tener una forma de un diámetro aproximadamente de  $25\text{mm}(1\text{in})$  nominal y colocarse de manera que el cilindro haga contacto con la plantilla del calzado y la cúpula de la puntera de protección. Se puede colocar un trozo pequeño de papel desprendible, como papel celofán o encerado, ya sea en el lado inferior o en el lado superior del cilindro de arcilla para evitar que la arcilla de modelado se adhiera a la plantilla o al domo.
2. Para medir la resistencia al impacto, el impactador se deja caer desde una altura que resulta en una velocidad de impacto de  $2995 \pm 61\text{mm/s}(117.9 \pm 2.4\text{in/s})$ , creando una energía de  $101.75\text{J}(75\text{lbft})$ . En el vacío, la altura debería ser  $457\text{mm}(18\text{in})$ . Sin embargo, debido a factores externos tales como la resistencia del aire y la fricción, la altura recomendada para el ensayo es de  $1200\text{mm}(47.2\text{in})$
3. Suelte el impactador

- Después de impactar la puntera, eleve y asegure el impactador en el equipo de ensayo, retire el cilindro de arcilla del interior de la muestra y mida la altura del cilindro de arcilla de modelado en su punto más bajo con un dispositivo capaz de medir con una precisión de  $0.1mm(0.004in)$ .

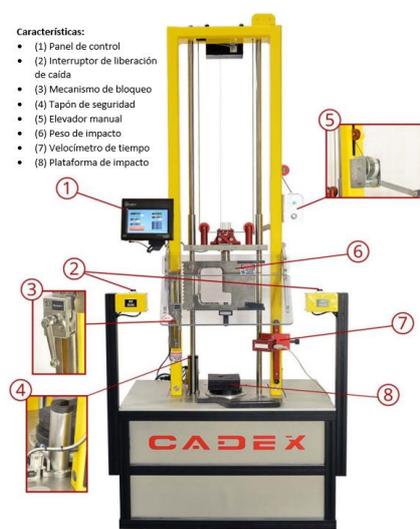
## 2.3 Benchmarking

Luego de realizar una breve descripción de los requerimientos que establecen las normas de calidad ASTM F2412-18a y NTE INEN-ISO 20344, en este subcapítulo se presenta un análisis de los equipos disponibles en el mercado utilizados para realizar ensayos de impacto en calzado de seguridad que cumplen con los requerimientos de las normativas.

### 2.3.1 Máquina de impacto para calzado de seguridad CADEX Modelo 1002\_0\_STMA

La máquina CADEX que se presenta en la figura 2, está diseñada para cumplir con los requisitos de las normas CASA Z195:2009 y EN ISO 20345/20344.

El principio de funcionamiento de esta máquina consiste en un mecanismo de cabestrante de accionamiento manual, que permite elevar el impactador a través de dos guías verticales hasta una altura específica. La sujeción y la liberación del impactador se consigue mediante un dispositivo de gatillo que se acciona al presionar un contactor. Para evitar un segundo impacto después de la prueba inicial, este equipo cuenta con un mecanismo de trinquete y cremallera que actúa como mecanismo de bloqueo, el cual se activa automáticamente.



**Figura 2.** Máquina de impacto para calzado de seguridad CADEX modelo 1002\_0\_STMA [6]

### 2.3.2 Probador de impacto de calzado de seguridad GESTER

La máquina GESTER que se muestra en la figura 3, permite impactar la puntera de acero del calzado de seguridad con una energía de 100J o 200J mediante un impactador, e inspeccionar su hundimiento para verificar su calidad.

Este equipo cuenta con un mecanismo de cabestrante accionado por un motor eléctrico que permite izar el impactador. Está equipado con un dispositivo de electroimán el cual proporciona el agarre automático del impactador para poder elevarlo a la altura especificada. Para evitar segundo impacto sobre la puntera, este equipo cuenta con dos amortiguadores electroneumáticos. Además, incluye una cerca de protección para evitar salpicaduras de objetos peligrosos y un panel de control donde se controla los parámetros del ensayo.



**Figura 3.** Probador de impacto de calzado de seguridad GESTER modelo GT-KB17 [7]

En la tabla 1 se indica las especificaciones técnicas de la máquina de impacto GESTER.

**Tabla 1.** Especificaciones técnicas del probador de impacto de calzado de seguridad GESTER modelo GT-KB17 [7]

Modelo	GT-KB17B
Rango de altura de caída	0-1200mm
Energía de impacto	100-200J
Percutor de impacto	Cilindro, Diámetro 25,4mm
Superficie del percutor	Esférico, Radio R25,4mm
Masa del bloque impactador	22,7+0,23Kg
Fuente de alimentación	AC220V 50HZ
Dimensiones	100 x 70 x 200 cm
Peso	280kg Aprox.
Costo con envío	7385\$
Estándares	ASTM F2412 Sección 5, EN ISO 20344-2021 5.4

### 2.3.3 Probador de impacto de puntera de calzado de seguridad DEVOTRANS DVT SAHA

El probador de ensayo de impacto DEVOTRANS DVT SAH A que se ilustra en la figura 4, se utiliza para determinar la deformación en la puntera de metal del calzado de seguridad según los estándares de calidad.

Esta máquina consigue izar el impactador a través de un mecanismo de piñón y cadena que se acciona por medio de un motor eléctrico. Dispone de un electroimán, el cual permite la liberación y posicionamiento del impactador, y un par de actuadores neumáticos que se activan automáticamente, para bloquear el impactador y así evitar un segundo impacto sobre la puntera del calzado de seguridad.



**Figura 4.** Probador de impacto de puntera de calzado de seguridad DEVOTRANS DVT SAHA [8]

En la tabla 2 se puede observar las especificaciones técnicas de esta máquina.

**Tabla 2.** Especificaciones técnicas del probador de impacto DEVOTRANS DVT SAH A [8]

Modelo	DEVOTRANS DVT SAH A
Rango de altura de caída	0-1200mm
Energía de impacto	100-200J
Percutor de impacto	Cilindro, Diámetro 25,4mm
Material del percutor	Acero
Masa del bloque impactador	22,7+0,23Kg
Fuente de alimentación	AC220V 50HZ
Dimensiones	530 x 440x 2310 mm
Peso	615kg Aprox.
Costo	
Estándares Relevantes	ISO 20344, TS EN ISO 20345, TS EN 12568

## 2.4 Fundamentos de diseño mecánico

En esta sección se describe los fundamentos de diseño mecánico que servirán de guía para el diseño y análisis de la máquina para ensayos de impacto en calzado de seguridad.

### 2.4.1 Cables de acero

Los cables de acero son elementos de máquinas elásticos y flexibles, que se emplean para transmitir potencia sobre distancias centrales grandes como en malacates, elevadores, dispositivos de transporte, puentes colgantes, etc. [9].

Los cables metálicos no tienen vida infinita; por tanto, es necesario establecer un programa de inspección para protegerlos contra desgaste, envejecimiento y pérdida de elasticidad. Según (Budynas & Nisbett, 2018) [10], los cables se deben remplazar a la primera señal de deterioro.

#### 2.4.1.1 Propiedades de los cables de acero

La tabla 3 muestra las propiedades de los cables de acero de suspensión, utilizados en aplicaciones de elevación, ascensores y malacates.

**Tabla 3.** Cables de acero de suspensión para elevadores, ascensores y malacates [9]

Tipo de cable	Diámetro nominal [mm]	Peso promedio [N/m]	Diámetro de alambres $d_w$ [mm]	Área del cable $A$ [mm <sup>2</sup> ]	Resistencia última a la tensión [N]	
					Resistencia a la tensión del alambre	
					1100 – 1250 MPa	1250 – 1400MPa
6x19	6,8,10,12,14,16,18,20,22,25	$0.0383d^2$	$0.063d$	$0.38d^2$	$385d^2$	$435d^2$
8x19	8,10,12,14,16,18,20,22,25	$0.034d^2$	$0.050d$	$0.35d^2$	$355d^2$	$445d^2$

#### 2.4.1.2 Factor de seguridad para cables de acero

El factor mínimo de seguridad recomendado por (Khurmi & Gupta, 2005) [9], para cables de acero en función de la resistencia última, y utilizados en aplicaciones de polispastos misceláneos es 5. Cabe señalar que el uso de este factor no evita una falla por fatiga del cable.

#### 2.4.1.3 Esfuerzos en cables de acero

Un cable de acero está sujeto a los siguientes tipos de esfuerzos:

- **Esfuerzo directo de tensión**

El esfuerzo de tensión directo debido a la carga nominal levantada se obtiene a partir de la ecuación 2, mientras que la carga de tensión directa se calcula mediante la ecuación 3.

$$\sigma_d = \frac{W_{nom}}{A} \quad (2)$$

$$W_d = W_{nom} \quad (3)$$

Donde:

$\sigma_d$ : Esfuerzo directo de tensión [MPa]

$W_{nom}$ : carga nominal levantada [N]

$W_d$ : carga de tensión directa [N]

$A$ : Área de la sección transversal del cable [ $mm^2$ ]

- **Esfuerzo de flexión cuando se arrolla el cable alrededor del tambor**

El esfuerzo de flexión en uno de los alambres de un cable que pasa alrededor de un tambor se puede calcular a partir de la ecuación 4 propuesta por Reuleaux [9]. Mientras que la carga de flexión equivalente en el cable se determina de la ecuación 5.

$$\sigma_b = \frac{E_r d_w}{D} \quad (4)$$

$$W_b = \sigma_b A = \frac{E_r d_w A}{D} \quad (5)$$

Donde:

$\sigma_b$ : Esfuerzo de flexión en el alambre propuesto por Reuleaux [MPa]

$W_b$ : Carga de flexión equivalente en el cable [N]

$E_r = 84 * 10^3$ : Módulo de elasticidad del cable [MPa]

$d_w$ : diámetro del alambre [mm]

$D$ : Diámetro del tambor [mm]

$A$ : Área de la sección transversal del cable [ $mm^2$ ]

- **Esfuerzo durante el arranque y la parada**

Durante el arranque y la parada, el cable y carga nominal soportada deben acelerarse. Esto induce una carga adicional en el cable, la cual se determina a partir de la ecuación 6, y el esfuerzo correspondiente se calcula mediante la ecuación 7.

$$W_a = \frac{W_{nom}}{g} * a \quad (6)$$

$$\sigma_a = \frac{W_{nom}}{g} * \frac{a}{A} \quad (7)$$

$W_a$ : Carga debido a la aceleración en el cable [N]

$\sigma_a$ : Esfuerzo debido a la aceleración en el cable [MPa]

$a$ : aceleración de la carga nominal  $m/s^2$

$g$ : aceleración de la gravedad [ $m/s^2$ ]

La carga de impacto durante el arranque se puede obtener de la ecuación 8. Esta carga se desarrolla cuando el cable esta tenso y empieza a tirar de la carga. Y el esfuerzo correspondiente se calcula de la ecuación 9.

$$W_{st} = 2W_{nom} \quad (8)$$

$$\sigma_{st} = \frac{2W_{nom}}{A} \quad (9)$$

$W_{st}$ : Carga de impacto durante el arranque [N]

$\sigma_{st}$ : Esfuerzo de impacto durante el arranque [MPa]

#### 2.4.1.4 Cargas efectivas

La suma de la carga directa  $W_d$  y la carga de flexión equivalente  $W_b$  se denomina carga efectiva en el cable durante el trabajo normal  $W_{ewn}$ , y se determina a partir de la ecuación 10.

$$W_{ewn} = W_d + W_b \quad (10)$$

La carga efectiva en el cable durante el arranque  $W_{est}$  se calcula a partir de la ecuación 11.

$$W_{est} = W_{st} + W_b \quad (11)$$

La carga efectiva en el cable durante la aceleración de la carga  $W_{ea}$ , se obtiene de la ecuación 12.

$$W_{ea} = W_d + W_b + W_a \quad (12)$$

Para el diseño, la suma de estas cargas efectivas debe ser menor que la resistencia última a la tensión del cable dividida por el factor de seguridad. El factor de seguridad obtenido debe ser mayor que el factor de seguridad que se proporciona en la sección 2.4.1.2.

### 2.4.1.5 Tambores para cables de acero

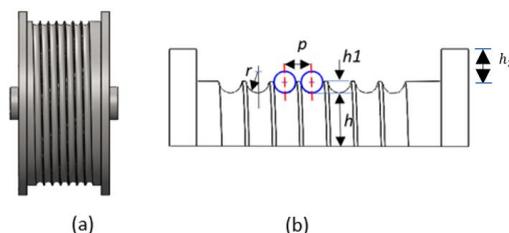
El tambor es un elemento mecánico sobre el cual se enrolla y desenrolla el cable. Los tambores para servicio mediano y pesado, por lo general, están ranurados y pueden ser soldados o fundidos, según la cantidad que se va a fabricar. Los tambores se pueden hacer de tubos de acero o mediante placas de acero que se doblan a una forma cilíndrica [11].

El diámetro del tambor debe ser lo suficientemente grande para reducir el esfuerzo flexionante en el cable metálico cuando se dobla alrededor del tambor. La tabla 4 muestra los diámetros de los tambores recomendados para varios tipos de cables de acero.

**Tabla 4.** Diámetro del tambor (D) para cables de acero [9]

Tipo de cable	Diámetro del tambor recomendado (D)		Usos
	Diámetro mínimo del tambor [mm]	Diámetro preferido del tambor [mm]	
6x19	30d	45d	Cables de elevación Grúas de carga, ascensores de minas Dragas, elevadores, tranvías, perforación de pozos
	60d	100d	
	20d	30d	
8x19	21d	31d	Cables de elevación extra flexibles

La figura 5(a) muestra el diseño de un tambor ranurado estándar para cables de acero, el cual tiene placas soldadas en los extremos y un cubo maquinado que se montará en un eje a través de una cuña, para permitir que el tambor gire. En la figura 5(b), se muestra las especificaciones dimensionales del tambor ranurado.



**Figura 5.** a) Tambor ranurado estándar para cables de acero b) Especificaciones dimensionales del tambor ranurado [Propia]

En la tabla 5 se muestran las ecuaciones que permitirán calcular los parámetros geométricos del tambor ranurado.

**Tabla 5.** Parámetros geométricos del tambor ranurado [9]

Parámetro	Ecuación	Donde	
Radio de la ranura	$r = 0.53d$	$d$ : diámetro del cable [mm]	(13)
Paso de las ranuras	$p = 1.15d$	$D$ : Diámetro del tambor [mm]	(14)
Profundidad de la ranura	$h_1 = 0.25d$		(15)
Espesor del tambor	$h = 1.1d$	$L$ : Longitud del cable [mm]	(16)
Número de espiras	$n = L_c/\pi D$		(17)
Altura de las pestañas	$h_2 = 1.5d$		(18)

### 2.4.2 Diseño de ejes a fatiga

Un eje es un elemento de máquina que transmite movimiento rotatorio y potencia. Este subcapítulo presenta la teoría para analizar y diseñar ejes, para que sean seguros contra la falla por fatiga provocada por la acción de los esfuerzos fluctuantes.

#### 2.4.2.1 Límite de resistencia a la fatiga

Para determinar el límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica del eje en la geometría y condición de uso, es necesario aplicar la ecuación de Marín como se presenta en la ecuación 19.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (19)$$

Donde:

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

$k_a$ : Factor de superficie

$k_b$ : Factor de tamaño

$k_c$ : Factor de carga

$k_d$ : Factor de temperatura

$k_e$ : Factor de confiabilidad

$k_f$ : Factor de efectos varios

$S'_e$ : Límite de resistencia a la fatiga de una probeta [MPa]

El límite de resistencia a la fatiga de una muestra de viga rotativa en condiciones de laboratorio se determina mediante la ecuación 20.

$$S'_e = 0.5S_{ut} \quad (20)$$

El factor de modificación debido a la calidad del acabado superficial se calcula con la ecuación 21.

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

Los valores de las constantes a y b se encuentran en la tabla 6.

**Tabla 6.** Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín [10]

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	$S_{ut}$ , kpsi	$S_{ut}$ , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

El factor de tamaño para un eje giratorio sujeto a flexión se determina con la ecuación (22).

$$k_b = \left( \frac{d}{7.62} \right)^{-0.107} \quad 2.79 \leq d \leq 51mm \quad (22)$$

Para el diseño de ejes giratorios sujetos a cargas combinadas de flexión y de torsión combinadas, se debe aplicar el factor de carga para la flexión rotatoria, el cual es igual a 1 [10]. Por otro lado, para ejes que operan a temperatura ambiente, el factor de temperatura es igual a 1 [10]. Por lo tanto:

$$k_c = k_d = 1$$

Para una confiabilidad del 90%, el factor de confiabilidad según la tabla 6-2 de (Budynas & Nisbett, 2018) [10], es

$$k_e = 0.897$$

El factor de efectos varios toma en cuenta factores tales como la corrosión, las vibraciones, el endurecimiento superficial, los ajustes de interferencia, los esfuerzos residuales, etc. Si no se cuenta con datos de prueba para el eje bajo estas condiciones se considera:

$$k_f = 1$$

### 2.4.2.2 Concentración de esfuerzos en los ejes

Un eje dispone de discontinuidades geométricas, tales como: cuñeros, ranuras para anillos de retención, radios de redondeo, escalones, etc. Estas discontinuidades producen concentraciones de esfuerzo en el eje, y se determina a partir de las ecuaciones 23 y 24.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (23)$$

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1) \quad (24)$$

Donde:

$K_f$ : Factor de concentración del esfuerzo por fatiga a flexión

$K_{fs}$ : Factor de concentración del esfuerzo por fatiga a torsión

$q$ : sensibilidad a la muesca en flexión inversa

$q_s$ : sensibilidad a la muesca en torsión inversa

$K_t$ : Factor teórico de la concentración de esfuerzos a la flexión

$K_{ts}$ : Factor teórico de la concentración de esfuerzos a la torsión

### 2.4.2.3 Esfuerzos en ejes

Los esfuerzos fluctuantes debidos a la flexión y a la torsión presentes en componentes medios y alternantes se pueden obtener a partir de las ecuaciones 25 y 26. Estas ecuaciones están dadas para un eje sólido con sección transversal circular.

$$\sigma_a = K_f \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad \sigma_m = K_f \frac{32M_m}{\pi d^3} \quad (25)$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{32T_a}{\pi d^3} \quad \tau_m = K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3} \quad (26)$$

Donde:

$M_a$ : Momento flexionante alternante [N mm]

$M_m$ : Momento flexionante medio [N mm]

$T_a$ : Par de torsión alternante [N mm]

$T_m$ : Par de torsión medio [N mm]

Los esfuerzos fluctuantes de Von Mises equivalentes para ejes giratorios, se obtienen de las ecuaciones 27 y 28.

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2} = \left[ \left( \frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16K_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (27)$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} = \left[ \left( \frac{32K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (28)$$

Donde:

$\sigma'_a$ : Esfuerzo alternante equivalente [MPa]

$\sigma'_m$ : Esfuerzo medio equivalente [MPa]

Los esfuerzos equivalentes de Von Mises pueden evaluarse usando un criterio de falla por fatiga. El criterio de falla ED-Goodman modificado es conservador y adecuado para el diseño de ejes y puede calcularse con la ecuación 29.

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad (29)$$

Donde:

$n_f$ : factor de seguridad a la fatiga

Para propósitos de diseño, el criterio de ED-Goodman modificado permite determinar el diámetro mínimo del eje. Basándose en la hipótesis de que los esfuerzos flexionantes son totalmente invertidos y repetidos, por la rotación del eje, pero que el esfuerzo cortante torsional es constante. Se tiene que  $M_m = T_a = 0$ . Por tanto, reemplazando las ecuaciones 27 y 28 en la ecuación 29, y despejando para  $d$  se tiene que:

$$d = \left( \frac{16n_f}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[ 4(K_f M_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[ 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (30)$$

Donde:

$d$ : diámetro del mínimo del eje [mm]

### 2.4.3 Selección de rodamientos

Los rodamientos se utilizan para permitir la rotación de ejes, y al mismo tiempo para soportar cargas puramente axiales o una combinación de cargas radiales y axiales [12].

La carga nominal de catálogo (carga dinámica básica) en función de la carga equivalente sobre el rodamiento, la vida de diseño y la vida nominal de catálogo, se puede calcular a partir de la ecuación 31. Si los datos de carga que aparecen en el catálogo del fabricante son para  $10^6$  revoluciones. Entonces:

$$C = P_d \left( \frac{L_d}{10^6} \right)^{1/k} \quad (31)$$

Donde:

$C$ : carga dinámica básica [N]

$P_d$ : carga equivalente sobre el rodamiento [N]

$L_d$ : vida de diseño [rev]

$k = 3$ : para los rodamientos de bolas

La carga dinámica equivalente cuando solo se aplica una carga radial pura, considera si lo que gira es la pista interior o exterior [12], y se determina a partir de la ecuación 32.

$$P_d = VR \quad (32)$$

Donde:

$V = 1.0$ : factor de rotación, si lo que gira es la pista interior del rodamiento

$R$ : Carga radial pura sobre el rodamiento [N]

Para determinada duración de diseño de la máquina en horas, y una velocidad de giro conocida del eje, en rpm, la vida de diseño para el rodamiento se determina a partir de la ecuación 33.

$$L_d = (h)(n)(60min/h) \quad (33)$$

Donde:

$n$ : velocidad de rotación expresada en [rpm]

$60 \text{ min}/h$ : factor de conversión adecuado

#### **2.4.4 Selección de rodamientos para sistemas de guiado lineal**

Los rodamientos lineales de bolas se usan principalmente en sistemas de guiado lineal por eje. Para seleccionar un rodamiento de guiado lineal es necesario determinar la capacidad de carga y la vida útil. La capacidad de carga está representada por los coeficientes de:

- Carga estática
- Carga dinámica

#### 2.4.4.1 Carga estática

La capacidad de carga estática  $C_0$  es el coeficiente utilizado para evaluar la capacidad de un sistema de guiado lineal para soportar con seguridad las cargas y los momentos estáticos [13]. Los valores de  $C_0$  están expuestos en las tablas de los catálogos, ver anexo VII.

#### Coeficiente de seguridad estático

El coeficiente de seguridad estático  $a_s$  se determina a partir de la ecuación 34.

$$a_s = f_c f_B C_0 / P \quad (34)$$

Donde:

$a_s$ : coeficiente de seguridad estático

$f_c$ : factor de contacto

$f_B$ : coeficiente de layout recirculaciones

$C_0$ : capacidad de carga estática [N]

$P$ : carga equivalente aplicada [N]

#### 2.4.4.2 Carga dinámica

La capacidad de carga dinámica  $C$  es el coeficiente utilizado para evaluar la capacidad del sistema de guiado lineal para soportar con seguridad las cargas dinámicas aplicadas. Representa la carga dinámica que determina una vida útil nominal de 50 km de recorrido [13]. Los valores de  $C$  se tabulan en el catálogo del rodamiento, ver anexo VII.

#### Vida útil nominal

La vida útil nominal  $L$  representa el desplazamiento lineal teórico que puede alcanzar como mínimo el 90% de un número de rodamientos de bolas sin aparición de fatiga y se determina a partir de la ecuación 35.

$$L = 50 a_1 \left( \frac{f_H f_T f_c f_B C}{f_w P} \right)^3 \quad (35)$$

Donde:

$L$ : vida útil nominal [km]

$a_1$ : factor de probabilidad de rotura

$f_H$ : factor de dureza

$f_T$ : factor de temperatura

$f_W$ : factor de carga

$C$ : capacidad de carga dinámica [N]

## **3 METODOLOGÍA**

### **3.1 General**

El presente proyecto parte del enunciado del problema planteado en el capítulo 1, como se observa en la figura 6. Posteriormente, en el capítulo 2 se realizó: un estudio del estado del arte, un análisis de las máquinas para ensayos de impacto en calzado de seguridad existentes en el mercado y una descripción de las normas técnicas que rigen este tipo de ensayos (ver paso 2).

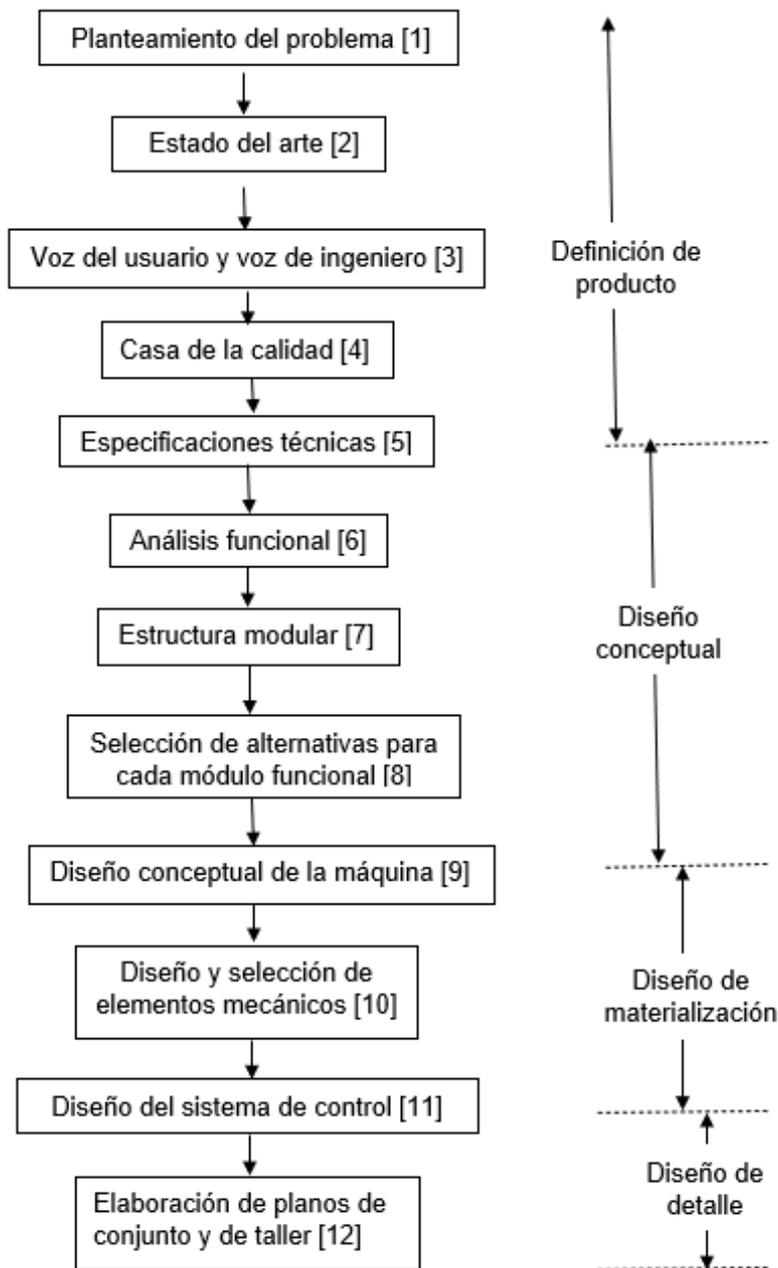
A continuación, en base a las demandas y requerimientos del usuario (Laboratorio de Análisis de Esfuerzos y Vibraciones) se plantea una lista de características técnicas que constituyen la voz del ingeniero (ver paso 3). Tomando en cuenta la voz del usuario y la voz del ingeniero se procede a elaborar la casa de la calidad (ver paso 4). Una vez obtenido las conclusiones de la casa de la calidad y los requerimientos establecidos en las normas ASTM F2412-18a y NTE INEN-ISO 20344, se obtendrán las especificaciones técnicas de la máquina (ver paso 5).

En el paso 6, se procede a realizar el análisis funcional de la máquina, el cual permite representar las funciones y organizarlas según una estructura modular (ver paso 7). Después, en el paso 8, se plantean diferentes alternativas de solución para cada módulo funcional de la máquina, y mediante el método de evaluación de residuos ponderados se obtiene un principio de solución aceptado y validado. A partir de las alternativas de solución seleccionadas, se realiza un diseño conceptual de la máquina (ver paso 9).

Una vez obtenido el diseño conceptual, se procede con el dimensionamiento y selección de los elementos mecánicos constitutivos de la máquina de impacto (ver paso 10), así como también con el diseño del sistema de control (ver paso 11).

Por último, en el paso 12 se realiza el despliegue de los planos de conjunto y de taller, y la documentación de los componentes de mercado incorporados a la máquina.

En la figura 6, se puede observar el diagrama de flujo que corresponde a la metodología para el diseño de la máquina de ensayos de impacto en calzado de seguridad con los pasos descritos anteriormente.



**Figura 6.** Metodología para el diseño de una máquina para ensayos de impacto en calzado de seguridad [Propia]

### 3.2 Determinación de las especificaciones técnicas de la máquina

A partir del enunciado del problema planteado en la introducción del capítulo 1 y del estudio del estado del arte del capítulo 2. Este subcapítulo tiene como objetivo determinar las especificaciones técnicas de la máquina para ensayos de impacto, lo que corresponde a los pasos 3 al 5 de la figura 6.

### 3.2.1 Voz del usuario y voz del ingeniero

De acuerdo con el Laboratorio de Análisis de Esfuerzos y Vibraciones, los requerimientos y demandas que deberá cumplir la máquina para ensayos de impacto en calzado de seguridad son los siguientes:

- La máquina debe ser estable durante su funcionamiento
- La máquina debe funcionar silenciosamente y con poca vibración
- La máquina debe ser de un costo competitivo
- La máquina debe permitir un fácil mantenimiento
- La máquina debe ser compacta
- La máquina debe trabajar bajo medidas de seguridad
- La máquina debe tener un peso relativamente bajo
- La máquina debe tener una vida útil de 10 años
- La máquina debe ser fácil de operar
- La máquina debe usar materiales y componentes disponibles en el mercado
- La máquina debe cumplir con los requerimientos de las normas técnicas

A continuación, en la voz del ingeniero se procede a realizar la traducción de los requerimientos y demandas del usuario en especificaciones técnicas de la máquina.

- Estabilidad
- Nivel de ruido
- Costo
- Periodo de mantenimiento
- Volumen
- Seguridad y ergonomía
- Peso
- Tiempo de vida útil
- Tiempo de pre- operación

- Distribuidores de materiales y componentes comerciales
- Energía de impacto

### 3.2.2 Casa de la calidad

Según (Riba Romeva, 2022) [14], la casa de la calidad traduce las demandas del cliente en especificaciones técnicas de la máquina. En el anexo 1 se presenta el despliegue de la casa de la calidad de la máquina para ensayos de impacto en calzado de seguridad.

#### 3.2.2.1 Resultados de la casa de la calidad

Después de elaborar la casa de la calidad presentada en el Anexo 1, se obtienen los siguientes resultados:

En primer lugar, se obtuvo una clasificación de las demandas del usuario en: básicas, unidimensionales y estimulantes, de acuerdo a su nivel de importancia como se muestra en la tabla 7.

**Tabla 7.** Clasificación de las demandas del usuario [Propia]

Demandas		
Básicas (B)	Unidimensionales (O)	Estimulantes (E)
- Estable	- Costo Competitivo	- Funcionamiento silencioso
- Funcionamiento seguro	- Fácil mantenimiento	- Compacta
- Larga vida útil	- Fácil operación	- Peso ligero
- Energía de impacto acorde a las normas	- Componentes disponibles en el mercado	

Mediante el análisis de la competencia evaluada en la casa de la calidad (anexo 1), columnas de A hasta I, se deduce que se debe concentrar los esfuerzos en seis puntos importantes, los cuales suman el 74.4% de las mejoras y que en orden de importancia son: Estable, energía de impacto acorde a las normas, fácil mantenimiento, funcionamiento seguro, fácil operación y larga vida útil.

A través del análisis anterior se construye la tabla 8, la cual muestra las características técnicas que debe tener la máquina para ensayos de impacto, que dan cumplimiento a las demandas del usuario, lo cual constituye la voz del ingeniero.

**Tabla 8.** Lista de características técnicas de la máquina (voz del ingeniero) [Propia]

Características técnicas	Magnitud	Unidades
Estabilidad	(-)	(-)
Nivel de ruido	>85	dB
Costo	1000	\$
Periodo de mantenimiento	2	mantenimiento/año

Volumen	0.6	$m^3$
Seguridad y ergonomía	(-)	(-)
Peso	200	Kg
Tiempo de vida útil	10	años
Tiempo de pre- operación	5	min
Distribución de componentes comerciales	(-)	(-)
Energía de impacto	101.75	Joules

Luego de evaluar la incidencia de las características técnicas en la mejora del producto, ver anexo1, se deduce que seis de estas tienen incidencias significativas que representan el 71.5% del total, las cuales por orden de importancia son: Tiempo de vida útil, energía de impacto, estabilidad, periodo de mantenimiento, seguridad, costo.

En resumen, las características técnicas más importantes que debe considerarse para el diseño de la máquina son:

- Tiempo de vida útil: aproximadamente 10 años
- Energía de impacto: debe ser aproximadamente 101.75 J
- Estabilidad
- Periodo de mantenimiento
- Seguridad

### 3.2.3 Especificaciones técnicas

Teniendo en cuenta los resultados de la casa de la calidad y los requerimientos establecidos en las normas técnica ASTM F2412-18 y NTE INEN-ISO 20344, se establece una descripción explícita de las funciones y requisitos de diseño, los cuales se organizan en forma de un documento de especificación como se ilustra en la tabla 9.

**Tabla 9.** Especificaciones técnicas de la máquina para ensayos de impacto [Propia]

<b>Usuario:</b> Laboratorio de Análisis de Esfuerzos y Vibraciones de la EPN	<b>Producto:</b> Máquina para ensayos de impacto en calzado de seguridad	<b>Fecha inicial:</b> 21/12/2022 <b>Fecha revisión:</b> 24/12/2022		
		<b>Diseñador:</b> Jefferson Piure		
<b>Especificaciones</b>				
<b>Concepto</b>	<b>Fecha</b>	<b>Propone</b>	<b>R/D</b>	<b>Descripción</b>
Función	21/11/2022	C C+D	R R	- Máquina para ensayos de impacto en calzado de seguridad - Incorporar un sistema de sujeción y liberación del impactador

		C+D	R	- Suministrar un sistema de elevación del bloque impactador
		C+D	R	- Proveer un mecanismo para atrapar el impactador después del impacto inicial
		C+D	R	- Medir la velocidad de impacto
Dimensiones	22/11/2022	C+D	R	Impactador: peso de acero que tiene una masa de $22.7 \pm 0.23Kg$ ( $50 \pm 0.5lb$ )
		C+D	R	Punta del impactador: cilindro de acero solido con un diámetro de $25.4 \pm 0.13mm$ ( $1 \pm 0.03in$ ) y longitud de $50.8 \pm 3.2mm$ ( $2.0 \pm 0.13in$ )
		C+D	R	Cara de impacto del cilindro: superficie esférica lisa con un radio de $25.4 \pm 0.127mm$ ( $1.00 \pm 0.005in$ )
		C+D	R	Base del equipo: placa de acero con un área mínima de $0.3m^2$ ( $1ft^2$ ) y espesor mínimo de $25.4mm$ ( $1in$ )
		C+D	R	Estructura de anclaje: masa mínima de $9.1kg$ ( $2000lb$ )
Movimientos	22/11/2022	C+D	R	Trayectoria vertical del impactador.
		C+D	R	Velocidad de impacto de $2995 \pm 61mm/s$ ( $117.9 \pm 2.4in/s$ )
		C+D	R	Altura utilizada para el ensayo en vacío es de $457mm$ ( $18in$ ), pero se debe considerar la fricción y resistencia del aire
Fuerzas	22/11/2022	C+D	R	Energía creada de $101.75[J]$
		C+D	R	Tornillo de sujeción: apretar con un torque de $2,8 Nm$ ( $25in. lbs$ )
		C+D	R	Peso del impactador: considerar la masa de $22.7 \pm 0.23Kg$ ( $50 \pm 0.5lb$ )
Materiales	22/11/2022	D	R	Impactador: acero
		D	R	Punta del impactador: Cilindro de acero solido
		D	R	Base del Equipo: placa de acero
Señales y control	23/11/2022	C+D	R	Medio para medir la velocidad de impacto
		C+I	D	Sistema de elevación para el peso de acero
Fabricación y Montaje	23/11/2022	C	D	Volumen previsto de producción: una
Vida Útil	23/11/2022	C	D	En operación: 10 años Confiabilidad: 90% Mantenimiento: anual
Costes y plazos	23/11/2022	C+I	D	Plazo de desarrollo: 6 meses
Aspectos legales	23/11/2022	C	R	ASTM F2412-18a (Standard Test Methods for Foot Protection)
		C	R	Norma técnica ecuatoriana NTE INEN-ISO 20344 (Equipos de protección personal. Métodos de ensayo para calzado)
<b>Propone:</b> C=cliente; I= Ingeniería; D=Diseño				

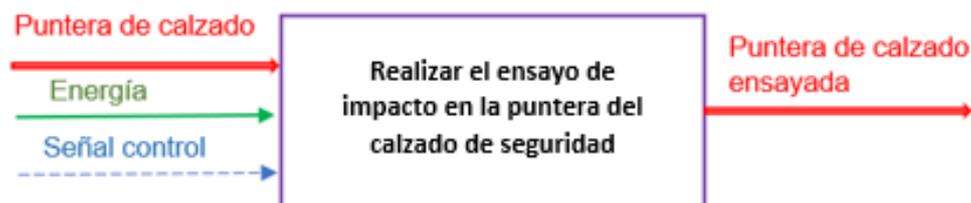
### 3.3 Análisis funcional

El análisis funcional es un método que, a partir de la elaboración de la estructura funcional, permite representar y sintetizar las funciones y subfunciones que debe realizar la máquina. Constituye, además, la base para establecer la estructura modular, la cual permite organizar las funciones en módulos, establecer interfaces de conexión entre ellas y generar los principios de solución, que posteriormente por combinación permitirán obtener un diseño conceptual preliminar y validado de la máquina.

#### 3.3.1 Desarrollo de la estructura funcional y modular

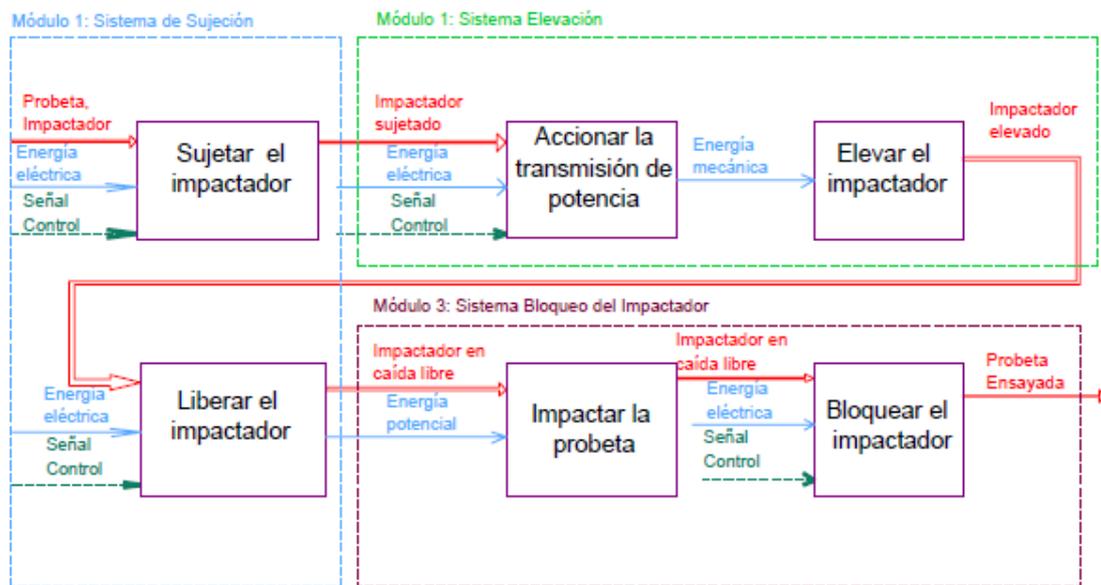
El análisis funcional de la máquina para ensayos de impacto en calzado de seguridad, se establece a través de la definición de los diagramas funcionales que se describen a continuación:

**Nivel 0:** Este primer nivel representa la función global que debe realizar la máquina. En la figura 7 se observa que el proceso inicia con la ubicación de la puntera en el equipo de ensayo, donde mediante el uso de energía y una señal de control que proporciona el operario, se impacta el espécimen de prueba con una energía específica, obteniéndose como resultado la puntera ensayada, lista para medir su deformación y contrastar con los requerimientos de las normativas técnicas.



**Figura 7.** Diagrama funcional, nivel 0 [Propia]

**Nivel 1:** Este nivel representa la estructura modular de la máquina, la cual consiste en dividir la función global (nivel 0) en subfunciones, establecer las relaciones de flujo entre ellas y agruparlas en módulos. En la figura 8 se observa la organización en módulos funcionales de la máquina, en donde el módulo 1 se denomina sistema de sujeción, el módulo 2, sistema de elevación y el módulo 3, sistema de bloqueo del impactador.



**Figura 8.** Estructura modular de la máquina para ensayos de impacto [Propia]

### 3.4 Selección de alternativas para cada módulo funcional

A partir del análisis de la estructura funcional y el establecimiento de la estructura modular de la máquina, en este subcapítulo se procederá a establecer las alternativas de solución para cada módulo funcional. La selección de la mejor alternativa será evaluada en base al método ordinal corregido de criterios ponderados.

En la tabla 10 se detallan los módulos funcionales constitutivos de la máquina para ensayos de impacto en calzado de seguridad.

**Tabla 10.** Módulos funcionales de la máquina para ensayos de impacto [Propia]

Módulo	Detalle
1	Sistema de sujeción del impactador
2	Sistema de elevación del impactador
3	Sistema de bloqueo del impactador

#### 3.4.1 Módulo 1: Sistema de sujeción del impactador

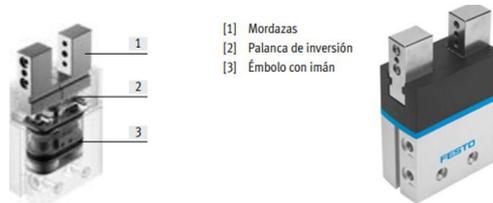
Este módulo debe realizar las siguientes funciones:

- Sujetar el bloque impactador
- Liberar el bloque impactador

A continuación, se presentan varias alternativas de solución para este módulo funcional.

### 3.4.1.1 Alternativa 1: Pinzas neumáticas

La función principal de las pinzas neumáticas es la sujeción y manipulación de piezas. Uno de los tipos de pinzas es la de apertura paralela, ver figura 9, en la cual las garras se desplazan axialmente por una guía, provocando el apriete y la apertura de la carga [15]. Consta de un mecanismo de palancas controlado por aire comprimido, que desarrollan grandes fuerzas de sujeción.



**Figura 9.** Pinza neumática de apertura paralela [16]

#### Ventajas

- Gran fuerza de sujeción en tamaños reducidos
- Funcionamiento silencioso
- Respuesta rápida a señales de control

#### Desventajas

- Requiere de una unidad de aire comprimido como fuente de energía
- Desgaste de las mordazas
- Costo elevado

### 3.4.1.2 Alternativa 2: Dispositivo de electroimán

Su función es la de sujetar y elevar piezas metálicas mediante magnetismo. El campo magnético es creado cuando pasa una corriente por su bobina, lo que permite sujetar la pieza metálica, mientras que cuando se corta el flujo de corriente, desaparece el campo magnético y la carga es liberada, ver figura 10.



**Figura 10.** Electroimán circular [17]

## Ventajas

- Gran capacidad de sujeción
- Tamaño compacto y bajo costo
- Respuesta de conmutación y control rápida

## Desventajas

- Limitado a materiales con propiedades magnéticas específicas
- Tendencia de los materiales a desprenderse de la cara por su flexión.

### 3.4.1.3 Evaluación de alternativas para el módulo 1

Los criterios de evaluación que se consideran más influyentes para el módulo 1 son:

- Fuerza de sujeción; ya que se requiere de una gran capacidad de agarre para permitir elevar el bloque impactador sin que se desenganche.
- Fácil control; ya que es necesario que el ensayo se realice de manera automática, con una respuesta de conmutación rápida.
- Bajo peso; es necesario que sea de peso reducido, debido a que será parte del mecanismo de elevación.
- Desgaste; es necesario que, durante la operación las partes que enganchan el bloque impactador sufran el menor desgaste posible.
- Fácil montaje; debe permitir adaptarse con facilidad a la máquina de ensayo

La evaluación del peso específico de cada criterio para el módulo 1 se da en la tabla 11.

**Tabla 11.** Evaluación del peso específico para cada criterio del módulo 1 [propia]

Sujeción>Control>Desgaste>Peso=Montaje							
Criterio	Sujeción	Control	Peso	Desgaste	Montaje	$\sum+1$	Ponderación
Sujeción		1	1	1	1	5	0,33
Control	0		1	1	1	4	0,27
Peso	0	0		0	0,5	1,5	0,1
Desgaste	0	0	1		1	3	0,2
Montaje	0	0	0,5	0		1,5	0,1
					Suma	15	1

La evaluación de los pesos específicos de las distintas alternativas de solución para cada criterio del módulo1 se presentan a continuación:

En la tabla 12 se evalúa el peso específico del criterio sujeción.

**Tabla 12.** Evaluación del peso específico del criterio sujeción

Alternativa 1= Alternativa 2				
Sujeción	Alternativa 1	Alternativa 2	$\xi+1$	Ponderación
Alternativa 1		0,5	1,5	0,50
Alternativa 2	0,5		1,5	0,50
Suma			3,0	1

En la tabla 13 se evalúa el peso específico del criterio fácil control.

**Tabla 13** Evaluación del peso específico fácil control

Alternativa2 > Alternativa1				
Control	Alternativa 1	Alternativa 2	$\xi+1$	Ponderación
Alternativa 1		0	1,00	0,33
Alternativa 2	1		2,00	0,67
Suma			3,00	1

En la tabla 14 se evalúa el peso específico del criterio bajo peso.

**Tabla 14.** Evaluación del peso específico del criterio bajo peso

Alternativa 1>Alternativa 2				
Peso	Alternativa 1	Alternativa 2	$\xi+1$	Ponderación
Alternativa 1		1	2	0,67
Alternativa 2	0		1	0,33
Suma			3	1

En la tabla 15 se evalúa el peso específico del criterio desgaste.

**Tabla 15.** Evaluación del peso específico del criterio desgaste

Alternativa 2 > Alternativa 1				
Desgaste	Alternativa 1	Alternativa 2	$\xi+1$	Ponderación
Alternativa 1		0	1	0,33
Alternativa 2	1		2	0,67
Suma			3	1

En la tabla 16 se evalúa el peso específico del criterio fácil montaje.

**Tabla 16.** Evaluación del peso específico del criterio fácil montaje

Alternativa 2 > Alternativa 1				
Montaje	Alternativa 1	Alternativa 2	$\xi+1$	Ponderación
Alternativa 1		0	1	0,33
Alternativa 2	1		2	0,67
		Suma	3	1

En la tabla 17 se realiza la evaluación total para cada alternativa de solución, la cual resulta de la suma de los productos de los pesos específicos de cada alternativa de solución por el peso específico del respectivo criterio. Esto permitirá obtener el orden de prioridad de cada alternativa de solución.

**Tabla 17.** Conclusiones de las alternativas de solución para el módulo 1

Conclusión	Sujeción	Control	Peso	Desgaste	Montaje	$\xi$	Prioridad
Alternativa 1	0,167	0,089	0,067	0,067	0,033	0,422	2
Alternativa 2	0,167	0,178	0,033	0,133	0,067	0,578	1

De la tabla 17, se concluye que la alternativa 2 (Dispositivo de electroimán) es la mejor opción para el módulo 1 (Sistema de sujeción del bloque impactador).

### 3.4.2 Módulo 2: Sistema de elevación del impactador

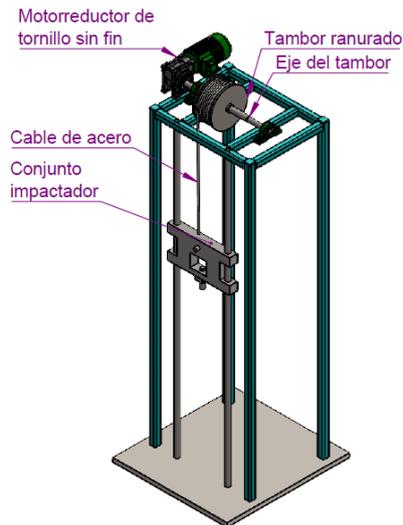
Este módulo debe cumplir con la siguiente función:

- Elevar el bloque impactador a la altura especificada por las normas técnicas.

A continuación, se presentan varias alternativas de solución para este módulo funcional.

#### 3.4.2.1 Alternativa 1: Mecanismo de tambor y cable de acero

El mecanismo de tambor y cable de acero se utiliza en aplicaciones de suspensión y manipulación de cargas, y para transmitir potencia a distancias comparativamente largas. La figura 11 muestra un diseño conceptual de este mecanismo, el cual consta de un motorreductor que se acopla al eje de un tambor ranurado. El tambor sirve como malacate alrededor del cual se enreda un cable con un gancho forjado en su extremo, el mismo que al acoplarle a la impactador permitirá izarlo a la altura requerida.



**Figura 11.** Mecanismo de tambor y cable de acero [Propia]

### **Ventajas**

- Su funcionamiento es fluido, constante y silencioso.
- Su empleo simplifica el diseño de la máquina y reduce en gran medida el costo.
- Puede absorber cargas de choque, así como también amortiguar y aislar los efectos de las vibraciones.
- Tienen una eficiencia alta.

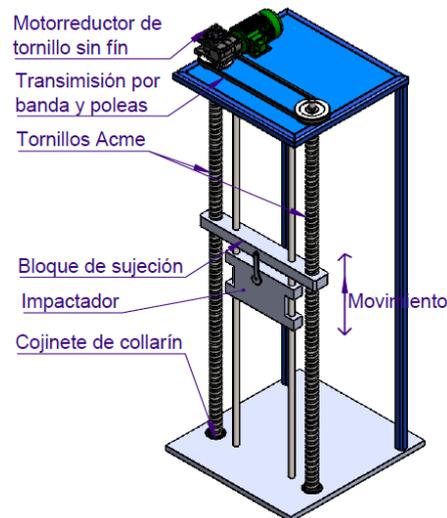
### **Desventajas**

- Los cables requieren diámetros de tambores grandes.
- Requiere de un programa de inspección para proteger los cables contra el desgaste, el envejecimiento y la pérdida de elasticidad.

#### **3.4.2.2 Alternativa 2: Mecanismo de tornillo de potencia**

El tornillo de potencia es un elemento de máquina diseñado para convertir movimiento rotatorio en movimiento lineal y ejercer la fuerza necesaria para elevar o manipular grandes cargas a lo largo de una determinada trayectoria.

En la figura 12 se ilustra un mecanismo compuesto por dos ejes verticales, los cuales son impulsados por una transmisión de banda y polea. Los ejes son tornillos de potencia de rosca ACME. El bloque de sujeción que retiene al impactador tiene hilos de tornillos maquinados y actúa como tuerca. Por consiguiente, al girar los tornillos, el bloque de sujeción sube y baja verticalmente el impactador a la altura necesaria para realizar el ensayo de impacto.



**Figura 12.** Mecanismo de tornillo de potencia [Propia]

### Ventajas

- Gran capacidad para elevar o mover cargas.
- Movimiento lineal preciso y uniforme.
- Permite auto bloquearse, es decir que la carga no se deslizará por su propio peso

### Desventajas

- Alto grado de fricción en los hilos de las roscas, lo cual genera desgaste en las partes acopladas.
- Baja eficiencia, alrededor del 30% en tornillos de potencia de rosca cuadrada y Acme, mientras que en tornillos de bolas su eficiencia mejora significativamente.
- Costo elevado

#### 3.4.2.3 Evaluación de alternativas para el módulo 2

Los criterios de evaluación que se consideran más influyentes para el módulo 2 son:

- Operación uniforme: es necesario que su funcionamiento sea silencioso y genere poca vibración durante la elevación del impactador.
- Seguridad: es necesario que, durante la elevación de la carga, el mecanismo no falle repentinamente.
- Bajo costo: es preferible que el costo sea bajo para que la máquina de impacto satisfaga las necesidades del laboratorio.

- Poco mantenimiento: debe requerir periodos de inspección, mantenimiento y recambio de componentes mínimos durante la vida útil de la máquina.
- Eficiencia mecánica: debe poseer una gran capacidad de elevación de carga y funcionar a una velocidad moderadamente elevada para mejorar el proceso.

La evaluación del peso específico de cada criterio para el módulo 2 se da en la tabla 18.

**Tabla 18.** Evaluación del peso específico para cada criterio del módulo 2

Eficiencia mecánica>Uniformidad=Seguridad>Mantenimiento>Costo							
Criterio	Uniformidad	Seguridad	Costo	Mantenimiento	Eficiencia Mecánica	$\xi+1$	Ponderación
Uniformidad		0,5	1	1	0	3,5	0,233
Seguridad	0,5		1	1	0	3,5	0,233
Costo	0	0		0	0	1	0,067
Mantenimiento	0	0	1		0	2	0,133
Efic. mecánica	1	1	1	1		5	0,333
					Suma	15	1

La evaluación de los pesos específicos de las distintas alternativas de solución para cada criterio del módulo 2 se presenta a continuación:

En la tabla 19 se evalúa el peso específico del criterio uniformidad.

**Tabla 19.** Evaluación del peso específico del criterio uniformidad

Alternativa 1 > Alternativa 2				
Uniformidad	Alternativa 1	Alternativa 2	$\xi+1$	Ponderación
Alternativa 1		1	2	0,67
Alternativa 2	0		1	0,33
		Suma	3,0	1

En la tabla 20 se evalúa el peso específico del criterio seguridad.

**Tabla 20.** Evaluación del peso específico del criterio seguridad

Alternativa1 > Alternativa2				
Seguridad	Alternativa 1	Alternativa 2	$\xi+1$	Ponderación
Alternativa 1		1	2,00	0,67
Alternativa 2	0		1,00	0,33
		Suma	3,00	1

En la tabla 21 se evalúa el peso específico del criterio costo.

**Tabla 21.** Evaluación del peso específico del criterio costo

Alternativa 1 > Alternativa 2				
Costo	Alternativa 1	Alternativa 2	$\xi+1$	Pondera
Alternativa 1		1	2	0,67
Alternativa 2	0		1	0,33
		Suma	3	1

En la tabla 22 se evalúa el peso específico del criterio mantenimiento.

**Tabla 22.** Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento

Alternativa 2 > Alternativa 1				
Mantenimiento	Alternativa 1	Alternativa 2	$\xi+1$	Pondera
Alternativa 1		0	1	0,33
Alternativa 2	1		2	0,67
		Suma	3	1

En la tabla 23 se evalúa el peso específico del criterio eficiencia mecánica.

**Tabla 23.** Evaluación del peso específico del criterio eficiencia mecánica

Alternativa 1 = Alternativa 2				
Eficiencia Mecánica	Alternativa 1	Alternativa 2	$\xi+1$	Ponderación
Alternativa 1		0,5	1,5	0,50
Alternativa 2	0,5		1,5	0,50
		Suma	3	1

En la tabla 24 se presenta la prioridad de cada alternativa con respecto a la ponderación de cada criterio.

**Tabla 24.** Conclusiones de las alternativas de solución para el módulo 2

Conclusión	Uniformidad	Seguridad	Costo	Mantenimiento	Eficiencia Mecánica	$\xi$	Prioridad
Alternativa 1	0,156	0,156	0,044	0,044	0,167	0,567	1
Alternativa 2	0,078	0,078	0,022	0,089	0,167	0,433	2

La tabla 29 muestra que la alternativa 1 (Sistema de tambor y cable de acero) es la mejor opción para el módulo 2 (Sistema de elevación del bloque impactador), ya que es la que cumple en mayor parte con los requerimientos de evaluación.

### 3.4.3 Módulo 3: Sistema de bloqueo del impactador

Este módulo debe cumplir con la siguiente función.

- Bloquear el impactador después del impacto inicial sobre la puntera del calzado de seguridad, de modo que el espécimen de prueba se golpee una sola vez.

A continuación, se presentan varias alternativas de solución para este módulo funcional.

### 3.4.3.1 Alternativa 1: Mecanismo de trinquete y cremallera

El trinquete de movimiento lineal permite a una cremallera el movimiento en una dirección, pero le impide hacerlo en sentido contrario, ya que lo traba con un gatillo que engrana en los dientes en forma de sierra, por la presión de un muelle o de su propio peso. Es utilizado para la detección de cargas o como dispositivos de acoplamiento en los mecanismos de frenado.

En la figura 13 se ilustra el mecanismo de trinquete y cremallera acoplado a la máquina para ensayos de impacto en calzado de seguridad. Su funcionamiento es el siguiente: Una vez que el impactador es liberado, este impacta sobre la puntera del calzado de seguridad, y se producirá un primer rebote del impactador. El impacto es detectado por un sensor ubicado en la parte inferior de la máquina el cual emite una señal que confirma la presencia del impactador y activa el solenoide, el cual retrae su vástago y libera el gatillo. Una vez que el gatillo es liberado, este engrana con la cremallera que se encuentra unida al impactador, permitiéndole a este ascender una pequeña distancia, pero deteniéndole al momento de su descenso.

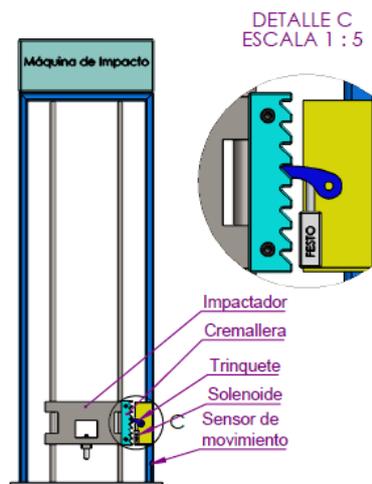


Figura 13. Mecanismo de trinquete y cremallera [Propia]

#### Ventajas

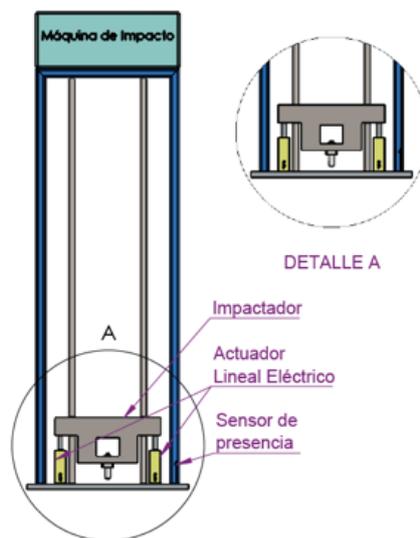
- Permite auto bloquearse, es decir que la carga no se deslizara por su propio peso
- Fácil automatización

## Desventajas

- Su accionamiento a cualquier velocidad está acompañado por un impacto
- Coste de fabricación alto
- Dificultad de accionamiento a velocidades elevadas

### 3.4.3.2 Alternativa 2: actuador lineal eléctrico

Un actuador lineal eléctrico es un dispositivo que transforma el movimiento rotatorio de un motor eléctrico en un movimiento de tracción lineal. La figura 14, muestra dos actuadores lineales eléctricos como alternativa de solución para el bloqueo del impactador. El funcionamiento es el siguiente: Una vez que el conjunto impactador es liberado, este golpea el espécimen de prueba del calzado de seguridad y rebota. Un sensor detecta el momento del impacto y emite una señal eléctrica que acciona los dos actuadores eléctricos de forma coordinada, los cuales elevan sus émbolos para detener el impactador.



**Figura 14.** Mecanismo de bloqueo (Actuador lineal eléctrico) [Propia]

## Ventajas

- Gran capacidad de carga
- Funcionamiento silencioso
- Fácil automatización del proceso, con una alta velocidad de conmutación.

## Desventajas

- Costo elevado

### 3.4.3.3 Alternativa 3: Actuador neumático

Un actuador neumático transforma el aire comprimido de una fuente de alimentación en un movimiento de avance y retroceso de un vástago, produciendo así un movimiento lineal del mecanismo [15], ver figura 15.



**Figura 15.** Actuador neumático [16]

#### **Ventajas**

- Son capaces de lograr un cambio de posición rápido
- Gran capacidad de carga
- Facilidad de control

#### **Desventajas**

- Costo elevado
- Requiere un sistema de aire comprimido
- Presentan pérdidas de energía

### 3.4.3.4 Evaluación de alternativas para el módulo 3

Los criterios de evaluación que se consideran más influyentes para el módulo 3 son:

- Fácil control: es necesario que el mecanismo brinde una gran facilidad y flexibilidad en cuanto a la automatización.
- Fácil montaje: debe permitir adaptarse con facilidad a la máquina
- Poco mantenimiento: es necesario que el mantenimiento sea mínimo.
- Desgaste: ya que el mecanismo estará sometido a cargas de impacto, es necesario que los componentes tengan una gran resistencia al desgaste.
- Costo moderado: es preferible que el costo de operación y mantenimiento sea bajo.

La evaluación del peso específico de cada criterio para el módulo 3 se da en la tabla 25.

**Tabla 25.** Evaluación del peso específico para criterio del módulo 3 [Propia]

Control>Montaje>Mantenimiento=Desgaste>Costo								
Criterio	Control	Montaje	Mantenimiento	Desgaste	Costo	$\sum+1$	Ponderación	
Control		1	1	1	1	5	0,333	
Montaje	0		1	1	1	4	0,267	
Mantenimiento	0	0		0,5	1	2,5	0,167	
Desgaste	0	0	0,5		1	2,5	0,167	
Costo	0	0	0	0		1	0,067	
					Suma	15	1	

La evaluación de los pesos específicos de las distintas soluciones para cada criterio del módulo 3 se presenta a continuación.

En la tabla 26 de evalúa el peso específico del criterio control.

**Tabla 26.** Evaluación del peso específico del criterio control

Alternativa 2= Alternativa3 > Alternativa1						
Control	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderación	
Alternativa 1		0	0	1	0,17	
Alternativa 2	1		0,5	2,5	0,42	
Alternativa 3	1	0,5		2,5	0,42	
				Suma	6,0	1

En la tabla 27 de evalúa el peso específico del criterio montaje.

**Tabla 27.** Evaluación del peso específico del criterio montaje

Alternativa 2 > Alternativa 1 > Alternativa3						
Montaje	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderación	
Alternativa 1		0	1	2	0,33	
Alternativa 2	1		1	3	0,50	
Alternativa 3	0	0		1	0,17	
				Suma	6,0	1

En la tabla 28 de evalúa el peso específico del criterio mantenimiento.

**Tabla 28.** Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento

Alternativa 1 = Alternativa 2 > Alternativa3						
Mantenimiento	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderación	
Alternativa 1		0,5	1	2,5	0,42	
Alternativa 2	0,5		1	2,5	0,42	
Alternativa 3	0	0		1	0,17	
				Suma	6,0	1

En la tabla 29 se evalúa el peso específico del criterio desgaste.

**Tabla 29.** Evaluación del peso específico del criterio desgaste

Alternativa 2 = Alternativa 3 > Alternativa 1					
Desgaste	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Pondera
Alternativa 1		0	0	1	0,17
Alternativa 2	1		0,5	2,5	0,42
Alternativa 3	1	0,5		2,5	0,42
Suma				6,0	1

En la tabla 30 se evalúa el peso específico del criterio costo.

**Tabla 30.** Evaluación del peso específico del criterio costo

Alternativa 1 > Alternativa 2 = Alternativa 3					
Costo	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Pondera
Alternativa 1		1	1	3	0,50
Alternativa 2	0		0,5	1,5	0,25
Alternativa 3	0	0,5		1,5	0,25
Suma				6,0	1

En la tabla 31 se presenta la prioridad de cada alternativa con respecto a la ponderación de cada criterio.

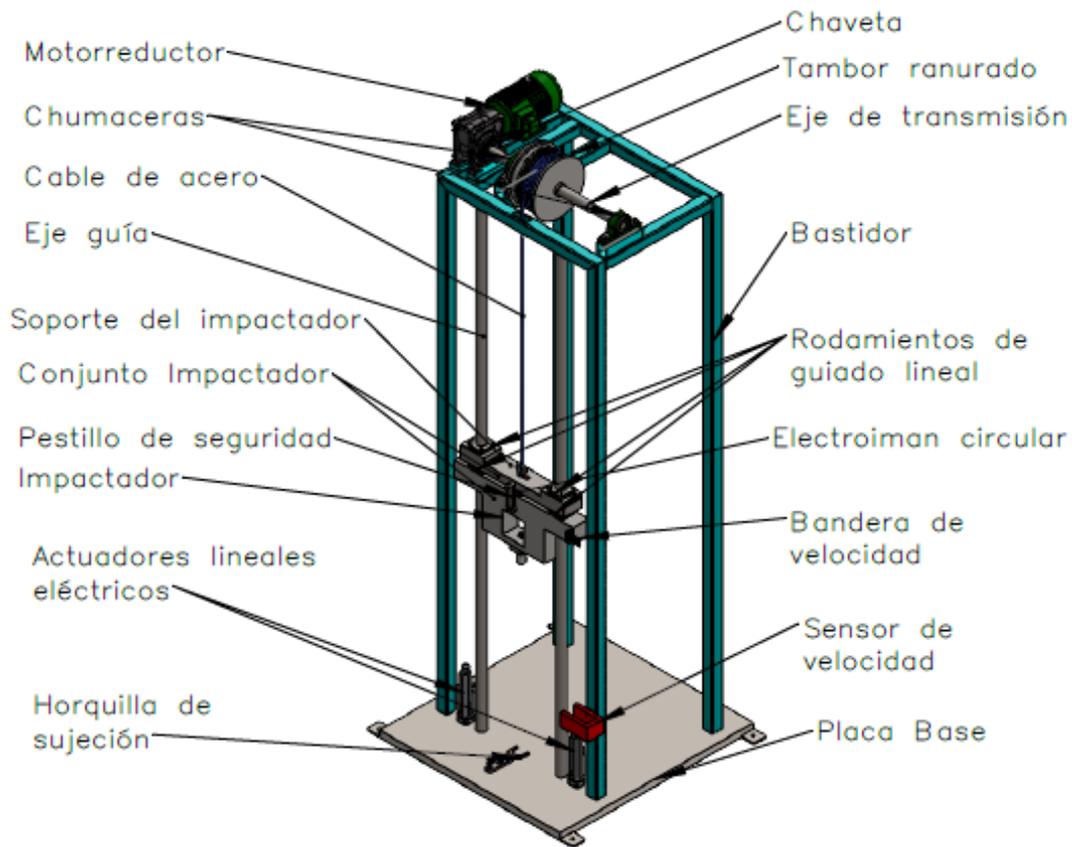
**Tabla 31.** Conclusiones de las alternativas de solución para el módulo 3

Conclusión	Control	Montaje	Mantenimiento	Desgaste	Costo	$\xi$	Prioridad
Alternativa 1	0,056	0,089	0,069	0,028	0,033	0,275	3
Alternativa 2	0,139	0,133	0,069	0,069	0,017	0,428	1
Alternativa 3	0,139	0,044	0,028	0,069	0,017	0,297	2

La tabla 31 muestra que la alternativa 2 (Actuador eléctrico) es la mejor opción para el módulo 3 (Sistema de bloqueo del impactador), ya que es la que cumple en mayor parte con los criterios de evaluación.

### 3.5 Diseño conceptual de la máquina

Con la selección de los módulos y siguiendo el diseño concurrente, en la figura 16 se presenta un diseño conceptual de la máquina para ensayos de impacto en calzado de seguridad con las alternativas que cumplieron mayoritariamente los criterios de selección.



**Figura 16.** Diseño conceptual de la máquina para ensayos de impacto en calzado de seguridad [Propia]

## 4 DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS MECÁNICOS

En este subcapítulo se va a realizar el análisis, dimensionamiento y selección de los elementos mecánicos que intervienen en la máquina.

### 4.1 Diseño del sistema de elevación

La figura 17 muestra el arreglo propuesto de los componentes para el mecanismo del sistema de elevación.

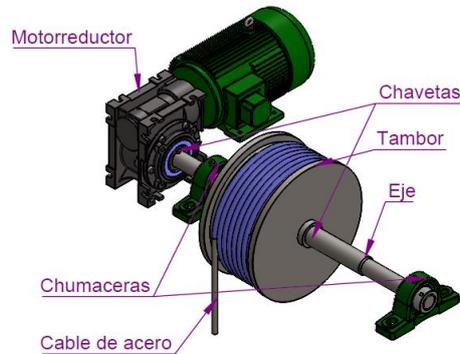


Figura 17. Diseño conceptual del sistema de elevación [Propia]

#### 4.1.1 Determinación del momento de inercia de masa del sistema de elevación

El sistema de elevación consta de tres elementos mecánicos que se encuentran girando durante su accionamiento los cuales son: el eje de transmisión, el tambor ranurado y el cable de acero que se encuentra arrollado alrededor de la periferia del tambor. El momento de inercia con respecto al eje centroidal de este sistema se determina calculando los momentos de inercia de cada uno de estos elementos con respecto al eje centroidal y luego sumando los resultados algebraicamente. El material con el cual se fabricará estos elementos es de acero, el cual tiene una densidad  $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$ .

#### Eje

El eje puede considerarse como un cilindro sólido macizo. Para un eje con diámetro  $d_e = 0.03 \text{ m}$  y longitud  $L_e = 0.50 \text{ m}$ . Su masa es:

$$\begin{aligned} m_e &= \rho_e V_e = \rho_e \left[ \frac{\pi}{4} d_e^2 L_e \right] \\ &= 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \left[ \frac{\pi}{4} (0.03 \text{ m})^2 (0.50 \text{ m}) \right] = 2.77 \text{ kg} \end{aligned}$$

El momento de inercia de un eje cilíndrico macizo con respecto al eje centroidal perpendicular al plano del cilindro es  $I_e = \frac{1}{8}md^2$ . Por lo tanto,

$$I_e = \frac{1}{8}m_e d_e^2 = \frac{1}{8}(2.77kg)(0.03m)^2 = 0.000312 \text{ kg } m^2$$

### Tambor

El tambor puede idealizarse como un cilindro hueco con diámetro exterior  $d_{ext} = 0.180m$ , diámetro interior  $d_{int} = 0.03m$  y longitud  $L_t = 0.110m$ . Entonces, su masa  $m_t$  es:

$$\begin{aligned} m_t &= \rho_t V_t = \rho_e \left[ \frac{\pi}{4} (d_{ext}^2 - d_{int}^2) L_t \right] \\ &= 7850 \frac{kg}{m^3} \left[ \frac{\pi}{4} (0.180^2 - 0.03^2) m^2 (0.110m) \right] = 21.36kg \end{aligned}$$

El momento de inercia de un cilindro hueco con respecto al eje centroidal perpendicular al plano del cilindro es  $I = \frac{1}{8}m(d_{ext}^2 + d_{int}^2)$ . Por tanto, la inercia del tambor  $I_t$  es:

$$\begin{aligned} I_t &= \frac{1}{8}m_t (d_{ext}^2 + d_{int}^2) \\ &= \frac{1}{8}(21.36 \text{ kg})(0.180^2 + 0.03^2)m^2 = 0.0889 \text{ kg } m^2 \end{aligned}$$

### Cable de acero

El cable de acero arrollado alrededor del tambor se puede considerar como un anillo delgado con un diámetro exterior  $d_{cext} = 0.180m$  igual al diámetro del tambor y con espesor de pared despreciable. Del anexo II, encontramos que la masa del cable de acero por cada 100 metros de longitud es  $w_c = 15 \text{ kg}/100m$ . Para una longitud del cable de 1.80 metros, se tiene que la masa del cable arrollado  $m_c$  es:

$$m_c = \frac{15kg}{100m} * 1.80m = 0.27 \text{ kg}$$

El momento de inercia de un anillo delgado con respecto al eje centroidal perpendicular al plano del anillo es  $I = \frac{1}{4}md^2$ . Por tanto, la inercia del cable arrollado  $I_c$  se calcula como:

$$I_c = \frac{1}{4}m_c d_{cext}^2 = \frac{1}{4}(0.27kg)(0.180m)^2 = 0.0020 \text{ kg } m^2$$

### Inercia equivalente

El momento de inercia de masa equivalente del sistema de elevación compuesto con respecto al eje centroidal es

$$I = I_e + I_t + I_c$$

$$= (0.000312 + 0.0889 + 0.0020)kg m^2 = 0.0913 kg m^2$$

#### 4.1.2 Cálculo de la aceleración lineal del sistema

La aceleración vertical del conjunto impactador durante el arranque, se puede determinar a partir de la ecuación cinemática del movimiento:

$$a = \frac{v_f - v_o}{t} \quad (36)$$

Donde:

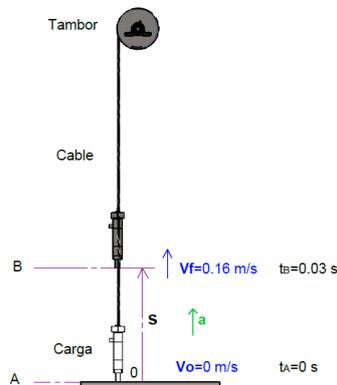
$a$ : aceleración durante el arranque del conjunto impactador [m/s<sup>2</sup>]

$v_f$ : velocidad final [m/s]

$v_o$ : velocidad inicial [m/s]

$t$ : tiempo para alcanzar la velocidad de estado estable [m/s]

El conjunto impactador inicialmente se encuentra en reposo, y debe alcanzar una velocidad de elevación de  $v = 16 \text{ cm/s} = 0.16 \text{ m/s}$  en un tiempo de  $t = 0.03s$ . Estos valores son decisiones de diseño obtenidos a partir de las máquinas para ensayos de impacto existentes en el mercado (ver figura 18).



**Figura 18.** Diagrama cinemático durante el arranque del conjunto impactador [Propia].

Por lo tanto, reemplazando los valores en la ecuación 36, se obtiene que la aceleración lineal del sistema es:

$$a = \frac{(0.16 - 0)m/s}{0.03 s} = 5.3 m/s^2$$

### 4.1.3 Determinación de la carga nominal del sistema

La carga nominal es la suma de la carga útil más el peso muerto. La carga útil corresponde al peso del impactador que se eleva, el cual tiene una masa de 22.7 kg establecido por las normas técnicas. Por tanto, la carga útil es:

$$W_{\text{útil}} = mg = 22.7 \text{ kg} \left( 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) = 222.7 \text{ N}$$

El peso muerto es el peso del cable de acero, el gancho y la estructura utilizada para soportar el impactador, los cuales sumados tienen una masa de 7.3 kg. En consecuencia, el peso muerto se calcula como:

$$W_{\text{muerto}} = mg = 7.3 \text{ kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 71.6 \text{ N}$$

Por lo tanto, la carga nominal total sobre el sistema para la fase de levantamiento es:

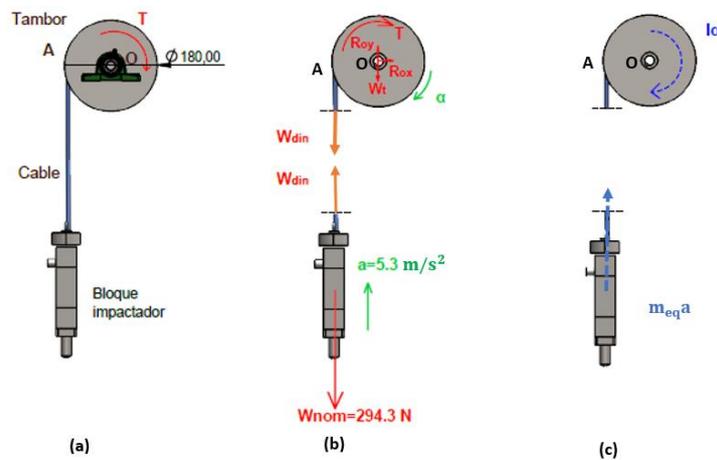
$$W_{\text{nom}} = W_{\text{util}} + W_{\text{muerto}} = 222.7 \text{ N} + 71.6 \text{ N} = 294.3 \text{ N}$$

Y la masa equivalente se calcula como:

$$m_{\text{eq}} = 22.7 \text{ kg} + 7.3 \text{ kg} = 30 \text{ kg}$$

### 4.1.4 Análisis dinámico del sistema

Durante el arranque, la carga sobre el cable debe ser significativamente mayor que la carga nominal calculada anteriormente para permitir que el conjunto impactador se acelere y alcance su velocidad de estado estable. La figura 19 (a), muestra el esquema del sistema dinámico del mecanismo de elevación que contiene el peso a levantar, el tambor y el cable de acero.



**Figura 19.** a) Sistema dinámico del mecanismo de elevación, b) Diagramas de cuerpo libre del conjunto impactador y del tambor, c) Diagrama cinético del mecanismo

Para el cálculo de la carga dinámica en el cable  $W_{din}$ , se dibujan los diagramas de cuerpo libre separados del conjunto impactador y del tambor como se muestra en la figura 19(b). Si se aplica la segunda ley de Newton para el conjunto impactador, entonces, la carga dinámica sobre el cable es:

$$\begin{aligned} \uparrow + \sum F_y &= m_{eq} a \\ W_{din} - W_{nom} &= m_{eq} a \\ W_{din} - 294.3 [N] &= 30[kg] * 5.3[m/s^2] \\ W_{din} &= 453.3 [N] \end{aligned}$$

Como el conjunto impactador acelera hacia arriba a  $a = 5.3 m/s^2$ , entonces crea una aceleración angular en sentido contrario a las manecillas del reloj  $\alpha$  del tambor. La componente tangencial de la aceleración del tambor en el punto en que el cable empieza a enrollarse (punto A) es igual a la aceleración lineal del conjunto impactador. Por consiguiente, la aceleración angular del tambor puede calcularse a partir de la ecuación cinemática 37.

$$a = \alpha r \quad (37)$$

Donde:

$a$ : aceleración del conjunto impactador [ $m/s^2$ ]

$\alpha$ : aceleración angular del tambor [ $rad/s^2$ ]

$r$ : radio del tambor [m]

Remplazando valores y despejando para  $\alpha$  se obtiene:

$$\alpha = \frac{a}{r} = \frac{5.3 m/s^2}{(0.180/2) m} = 58.9 rad/s^2$$

EL par torsional  $T$  que ejerce el motorreductor sobre el tambor se puede determinar mediante la aplicación de la ecuación de momentos con respecto al punto O (ver figura 19 b). Por lo tanto, tomando momentos respecto al centro de masa O de las fuerzas que actúan sobre el tambor, y considerando positivo el sentido de la aceleración angular se tiene:

$$\begin{aligned} \curvearrowright + \sum M_{Oz} &= I\alpha \\ T - W_{din}(r) &= I\alpha \end{aligned}$$

$$T - (453.3 \text{ N}) \left( \frac{0.180}{2} \text{ m} \right) = (0.0913 \text{ kg m}^2)(58.9 \text{ rad/s}^2)$$

$$T = 46.2 \text{ N m}$$

#### 4.1.5 Cálculo de la potencia del motorreductor

La potencia nominal del motorreductor se puede obtener de la ecuación de potencia 38.

$$P = T\omega \quad (38)$$

Donde:

$P$ : Potencia [W]

$T$ : Par de torsión [N m]

$\omega$ : velocidad angular [rad/s]

La velocidad angular de giro del tambor se determina a partir de la velocidad lineal requerida en el cable, la cual es  $v = 0.16 \text{ m/s}$ . Para el tambor de diámetro  $d = 0.180 \text{ m}$  esto da:

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{0.16 \text{ m/s}}{(0.180/2) \text{ m}} = 1.78 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 17 \text{ rpm}$$

Entonces, reemplazando en la ecuación 38 se obtiene que la potencia requerida en el motorreductor es:

$$P = T\omega = (46.2 \text{ Nm}) \left( 1.78 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right) = 82.24 \text{ W} = 0.11 \text{ hp}$$

A partir de estos datos, se selecciona un motorreductor ortogonal del tipo de tornillo sin fin y corona disponible en el mercado nacional (ver anexo V) el cual tiene las siguientes especificaciones técnicas (ver tabla 32).

**Tabla 32.** Especificaciones técnicas del motorreductor [Propia]

<b>MOTORREDUCTOR ORTOGONAL</b>	
Tipo	Tornillo sin fin y corona
Marca	MOTOVARIO
Modelo	NMRVX 050 i=100
Potencia	1/3 hp
Revoluciones de servicio	17 rpm
Torque de servicio	[46 – 47] N m
Voltaje	220-440 V, 60 Hz, Trifásico
Costo aproximado	318,60 \$

Este motorreductor tiene la capacidad de autobloqueo lo que le permite sostener la carga en cualquier posición sin que esta deslice, es decir que actúa como un mecanismo de frenado de la carga.

#### 4.1.6 Selección del cable metálico

Para la selección del cable metálico se adopta el siguiente procedimiento recomendado por (Khurmi & Gupta, 2005) [9].

1. De la tabla 3 seleccionamos un cable de acero 6x19, por ser el recomendado para aplicaciones de suspensión para elevadores, ascensores y malacates.

2. Dado que la carga de diseño se puede encontrar suponiendo un factor de seguridad de 2 a 3 veces el factor de seguridad de 5 que se recomienda para aplicaciones de polipastos misceláneos, establecido en la sección 2.4.1.2 del capítulo 2. Entonces, elegimos un factor de seguridad  $FS = 3 * 5 = 15$ .

La carga de diseño para el cable de acero se puede determinar a partir de la ecuación 39.

$$P_d = W_{nom} * FS \quad (39)$$

Donde:

$P_d$ : Carga de diseño [N]

$W_{nom}$ : Carga nominal [N]

$FS$ : factor de seguridad

Remplazando valores se obtiene:

$$P_d = 294.3 [N] * 15 = 4414.5 [N]$$

3. De la tabla 3, encontramos que la resistencia última a la tensión de un cable 6x19 es:

$$F_u = 435d^2$$

Entonces, igualando esta resistencia última a la tensión con la carga de diseño, y resolviendo para  $d$ , se obtiene que el diámetro mínimo del cable es:

$$435d^2 = 4414.5$$
$$d = \sqrt{\frac{4414.5}{435}} = 3.19mm$$

Utilizando las tablas de los distribuidores de cables de acero disponibles en el mercado nacional, ver anexo II. Se selecciona un cable de acero 6x19 A/A de alma de acero, el cual tiene un diámetro  $d = 6mm$ , una resistencia última a la rotura  $F_u = 23 [KN]$  y un esfuerzo último a la tensión de  $S_u = 1770 [Mpa]$ .

4. De la tabla 3, encontramos que para un cable de 6x19, el diámetro del alambre se puede obtener a partir de:

$$d_w = 0.063d = 0.063(6mm) = 0.378 [mm]$$

El área del cable se determina a partir de la siguiente expresión (ver tabla 3):

$$A = 0.38d^2 = 0.38 * (6mm)^2 = 13.68 mm^2$$

5. Ahora se procede a determinar las diversas cargas que actúan en el cable:

a) La carga directa de tensión sobre el cable se puede determinar a partir de la ecuación 3. Reemplazando valores se obtiene:

$$W_d = W_{nom} = 294.3 N$$

b) De la tabla 4, encontramos que el diámetro del tambor (D) puede tomarse como 30 a 45 veces el diámetro del cable (d). Por razones de espacio disponible en la máquina, seleccionamos:

$$D = 30d = 30 * (6mm) = 180mm$$

El esfuerzo de flexión, se determina a partir de la ecuación 4. Entonces:

$$\sigma_b = \frac{E_r * d_w}{D} = \frac{(84 * 10^3 Mpa) * 0.378mm}{180mm} = 176.4 [Mpa]$$

Y la carga de flexión equivalente sobre el cable se obtiene mediante la ecuación 5. Por lo tanto:

$$W_b = \sigma_b * A = 176.4 Mpa * 13.68 mm^2 = 2413.2 [N]$$

c) Se sabe que la aceleración del cable y la carga es,  $a = 5.3[m/s^2]$ . Entonces, la carga adicional debido a la aceleración se determina a partir de la ecuación 6. Reemplazando valores se obtiene:

$$W_a = \frac{W_{nom}}{g} * a = \frac{294.3 N}{9.81 \frac{m}{s^2}} * 5.3 \frac{m}{s^2} = 159 [N]$$

- d) La carga de impacto durante el arranque, cuando no hay holgura en el cable, se calcula a partir de la ecuación 8. Reemplazando valores se obtiene:

$$W_{st} = 2(W_{nom}) = 2(294.3 N) = 588.6 [N]$$

6. A continuación, se procede a encontrar las cargas efectivas sobre el cable durante el funcionamiento normal, durante el arranque y durante la aceleración de la carga. Además, se determina el factor de seguridad real y se compara si está dentro de los límites admisibles para asegurar que el diseño es seguro.

- La carga efectiva sobre el cable durante el trabajo normal (es decir, durante la elevación o descenso uniforme de la carga) se calcula mediante la ecuación 10. Entonces:

$$W_{enw} = W_d + W_b = 294.3 N + 2413.2 N = 2707.5 [N]$$

El factor real de seguridad  $n_s$  durante el funcionamiento normal es:

$$n_s = \frac{F_u}{W_{enw}} = \frac{23\,000 N}{2707.5 N} = 8.5$$

- La carga efectiva en el cable durante el arranque se calcula mediante la ecuación 11. Por lo cual se obtiene:

$$W_{est} = W_{st} + W_b = 588.6 + 2413.2 = 3001.8 [N]$$

El factor real de seguridad  $n_s$  durante el arranque es:

$$n_s = \frac{F_u}{W_{est}} = \frac{23\,000 N}{3001.8 N} = 7.7$$

- La carga efectiva sobre el cable durante la aceleración de la carga (es decir, durante los primeros 0.03 segundos después del arranque) se obtiene de la ecuación 12. Reemplazando valores se obtiene:

$$W_{ea} = W_d + W_b + W_a = 294.3 + 2413.2 + 159 = 2866.5 [N]$$

El factor de seguridad real  $n_s$  durante la aceleración de la carga es:

$$n_s = \frac{F_u}{W_{ea}} = \frac{23\,000 N}{2866.5 N} = 8.02$$

Dado que los factores reales de seguridad calculados anteriormente son mayores al factor de seguridad de 5 que se recomienda para aplicaciones de polipastos

misceláneos, ver sección 2.4.1.2. Entonces, se concluye que un cable de acero de 6 mm de diámetro y tipo 6x19 es satisfactorio para este diseño.

#### 4.1.7 Diseño del tambor

En esta sección se procede con el cálculo de las especificaciones dimensionales del tambor ranurado del sistema de elevación.

De la tabla 4, encontramos que el diámetro del tambor ( $D$ ) puede tomarse como 30 a 45 veces el diámetro del cable ( $d$ ). Por razones de espacio disponible en la máquina, seleccionamos:

$$D = 30d = 30 * (6mm) = 180mm$$

El radio de la ranura se calcula a partir de la ecuación 13. Entonces,

$$r = 0.53d = 0.53(6mm) = 3.18 mm$$

El paso ( $p$ ) de las ranuras del tambor se determina mediante la ecuación 14.

$$p = 1.15d = 1.15(6mm) = 6.9mm \approx 7mm$$

La profundidad mínima de la ranura,  $h_1$ , se puede calcular a partir de la ecuación (15).

$$h_1 = 0.25d = 0.25(6mm) = 1.5mm$$

El espesor del tambor  $h$  viene dado por la ecuación 16.

$$h = 1.1d = 1.1(6mm) = 6.6 mm$$

El número de espiras necesarias se calcula mediante la ecuación 17. Para una longitud del cable a enrollar de  $L_c = 1800mm = 1.80m$ , que corresponde a la longitud necesaria para cubrir la altura de elevación de la máquina, se tiene

$$n = \frac{L_c}{\pi D} = \frac{1800mm}{\pi(180mm)} = 3.18 [espiras]$$

Debido a que es necesario dejar al menos 2 o 3 espiras muertas. El número total de espiras  $n_t$  es:

$$n_t = n + 3 = 3.18 + 3 = 6.18[espiras]$$

Por seguridad elegimos 8 espiras. La altura de las pestañas ( $h_2$ ), es igual a vez y media el diámetro del cable. Por lo tanto, se obtiene:

$$h_2 = 1.5d = 1.5(6mm) = 9 mm$$

Para el cálculo de la longitud del tambor se puede emplear la ecuación 40.

$$L = n_t p \quad (40)$$

Donde:

$L$ : Longitud del tambor [mm]

$n_t$ : Número total de espiras

$p$ : Paso de las ranuras [mm]

Remplazando valores se obtiene:

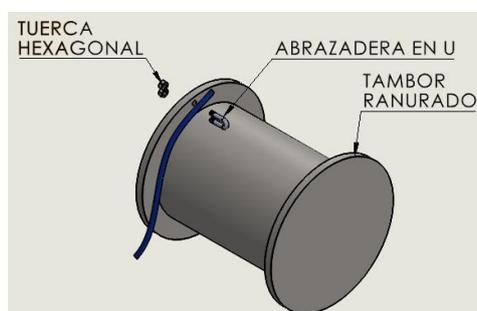
$$L = n_t p = 8(7mm) = 56mm$$

Debido a que se necesita dejar un espacio extra en los extremos del tambor para incorporar un dispositivo de sujeción del cable, entonces, se elige una longitud del tambor de  $L = 90$  [mm]. Además, considerando el espesor de la tapa de los extremos del tambor de 10mm se tiene que la longitud total del tambor  $L_t$  es igual a

$$L_t = 90mm + 2(10mm) = 110mm$$

#### 4.1.8 Selección de sujetadores de cables de acero

Para asegurar el cable de acero al tambor, es necesario atornillar un dispositivo de sujeción en uno de sus extremos. En la figura 20 se ilustra uno de los métodos, el cual consiste en sujetar el cable de acero mediante un grillete que actúa en forma de abrazadera en "U" y que se atornilla a la parte lateral de la brida del tambor. Para un cable de diámetro  $d = 6mm$ , se especifica un grillete de acero forjado de tamaño  $\varnothing = 1/4in$ . Las especificaciones técnicas de este grillete se pueden observar en el anexo III.



**Figura 20.** Aditamento para anclaje del cable [18]

Para asegurar el cable de acero al impactador se puede usar guardacabos y grilletes sujeta cables, para formar una gaza, ver figura 21. El guardacabo es una pieza de acero galvanizado, cuya parte exterior tiene forma de garganta y está destinada a recibir el cable, mientras que el grillete sujeta-cables permite unir fuertemente los extremos del cable de acero. Entonces, por su disponibilidad comercial, se selecciona un guardacabo

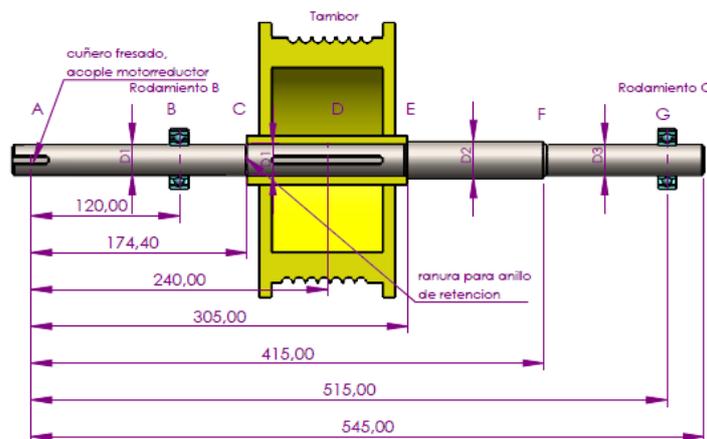
de acero galvanizado, para un diámetro de cable  $d = 1/4in \approx 6mm$ . Las especificaciones técnicas del guardacabo se pueden ver en el anexo IV. Mientras que para la asegurar el cable, se especifican tres grilletes de acero forjado de tamaño  $\phi = 1/4 in$  (ver anexo III).



**Figura 21.** Gaza de cable con fijación por tres sujetacables [9]

#### 4.1.9 Diseño del eje de transmisión

La figura 22 muestra la configuración general y las dimensiones axiales para el eje del tambor del sistema de elevación.



**Figura 22.** Configuración del eje del tambor del sistema de elevación [Propia]

##### 4.1.9.1 Análisis de fuerza y par torsional

La fuerza activa sobre el eje corresponde a la fuerza dinámica desarrollada en el cable de acero durante la elevación del conjunto impactador de la máquina. La fuerza dinámica sobre el eje se determinó en la sección 4.1.4. Por tanto:

$$W_{din} = 453.3 \text{ N}$$

El par torsional motor que actúa sobre el eje, se determinó en la sección 4.1.4 y es:

$$T = 46.2 \text{ [Nm]}$$

Este valor de par torsional actúa desde el acoplamiento del motorreductor en el extremo izquierdo del eje, en el punto A (ver figura 22), hasta donde la potencia se entrega al tambor por medio de una cuña en el punto D (ver figura 22).

#### 4.1.9.2 Reacciones en los apoyos-fuerzas en los rodamientos

Para determinar las reacciones en los rodamientos  $R_{By}$  y  $R_{Gy}$  sobre el eje de transmisión, es necesario realizar el diagrama de cuerpo libre del eje (ver figura 23) y aplicar las ecuaciones de equilibrio estático de la siguiente manera:

Al sumar momentos con respecto al punto B, alrededor del eje z, se obtiene:

$$\begin{aligned} \curvearrowright + \sum M_{Bz} &= 0 \\ R_{Gy}(395) - 453.3(120) &= 0 \\ R_{Gy} &= 137.71 \text{ [N]} \end{aligned}$$

Al efectuar la suma de fuerzas en la dirección "y", y usando el resultado anterior, se obtiene:

$$\begin{aligned} \uparrow + \sum F_y &= 0 \\ R_{By} + 137.71 - 453.3 &= 0 \\ R_{By} &= 315.59 \text{ [N]} \end{aligned}$$

Donde:

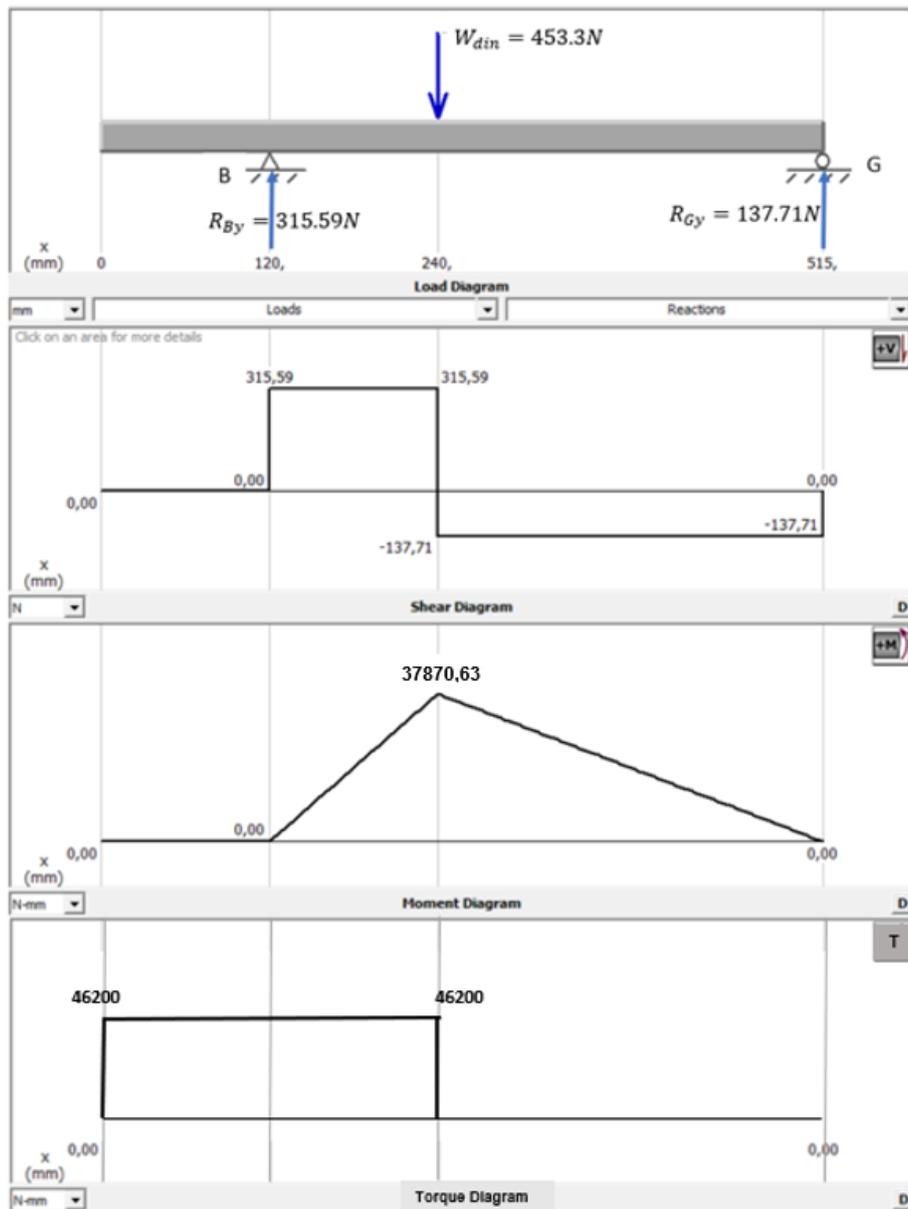
$R_{Gy}$ : Reacción en el rodamiento G [N]

$R_{By}$ : Reacción en el rodamiento B [N]

Los valores obtenidos anteriormente corresponden a la fuerza radial que debe ser soportada por los rodamientos.

#### 4.1.9.3 Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante

Una vez determinada la fuerza dinámica que actúa sobre el eje del tambor y las reacciones en los rodamientos, se procede a realizar los diagramas de fuerza cortante, momento flexionante, y momento torsor para el eje del tambor. Los resultados se detallan en la figura 23.



**Figura 23.** Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flexionante del eje de transmisión [Propia]

Como se puede observar, el momento flexionante máximo en el eje ocurre donde se monta el tambor. Su valor es:

$$M_z = 37870 \text{ [N mm]}$$

También se puede observar que el momento flexionante es cero en los rodamientos, y en la extensión de eje, donde se acopla con el motorreductor.

#### 4.1.9.4 Selección del material del eje y el factor de diseño

El material seleccionado para el eje es el acero rolado en frío al bajo carbono AISI 1018, el cual tiene las siguientes propiedades mecánicas:

$S_{ut} = 440$ : resistencia última a la tensión [MPa]

$S_y = 235$ : resistencia a la fluencia [MPa]

$\% \varepsilon = 20$ : porcentaje de elongación

Según (Mott, 2006) [12], el factor de diseño recomendado para maquinaria en general es  $N = 2.0$ . Por lo tanto, este factor será el especificado para el diseño del eje.

#### 4.1.9.5 Diseño del eje para esfuerzos

En esta subsección, se procede a determinar los diámetros mínimos aceptables para cada sección crítica del eje, mediante un análisis de fatiga y para una vida infinita del eje. Debido a que el momento de flexión es máximo en el punto donde se ubica el tambor ranurado, las ubicaciones de esfuerzo potencialmente críticas se encuentran en el hombro, el cuñero y la ranura del anillo de retención, puntos E, D, C, respectivamente (ver figura 22).

##### Punto D

El punto más crítico sobre el eje es el punto D, donde el momento flexionante es máximo, hay un par de torsión presente y existe una concentración del esfuerzo en el cuñero. Por lo tanto, en D,  $M_a = 37870$  [N mm],  $T_m = 46.2$  [N m] =  $46\,200$  [N mm],  $M_m = T_a = 0$ .

A partir de la tabla 7.1 de (Budynas & Nisbett, 2018) [10], para un cuñero fresado, se estima que los factores de concentración del esfuerzo a la flexión y a la torsión son:  $K_t = 2.14$  y  $K_{ts} = 3.0$ , respectivamente. Para una primera aproximación se considera que:

$$K_f = K_t = 2.14$$

$$K_{fs} = K_{ts} = 3.0$$

Ahora, se determina el límite de resistencia a la fatiga  $S_e$  para el acero AISI 1018 estirado en frío. El límite de resistencia a la fatiga de una muestra de viga rotatoria se calcula a partir de la ecuación 20. Entonces:

$$S'_e = 0.5 S_{ut} = 0.5(440 \text{ MPa}) = 220 \text{ MPa}$$

Lo anterior se debe reducir mediante los factores de Marin para tomar en cuenta las diferencias entre la pieza y la muestra de viga rotatoria. A partir de la tabla 6, para un eje maquinado se tiene que:  $a = 4.51$  y  $b = -0.265$ . Reemplazando valores en la ecuación 21, se obtiene que el factor de acabado superficial es:

$$k_a = a S_{ut}^b = 4.51(440)^{-0.265} = 0.899$$

Como todavía no se conoce el tamaño, se puede suponer un factor de tamaño de:

$$k_b = 0.9$$

El factor de carga, de temperatura y de efectos varios puede considerarse como:

$$k_c = k_d = k_f = 1$$

El eje se va a diseñar para una confiabilidad del 90%, por lo tanto, de la sección 2.4.2, se obtiene:

$$k_e = 0.897$$

Finalmente, Reemplazando valores en la ecuación 19. Se tiene que el límite de resistencia a la fatiga es:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

$$S_e = (0.899)(0.9)(1)(1)(0.897)(1)(220 \text{ MPa}) = 159.7 \text{ [MPa]}$$

El diámetro del eje en el punto D se determina ahora de la ecuación 30, que corresponde a la teoría de falla de ED- Goodman modificado. Reemplazando valores de obtiene:

$$d = \left( \frac{16n_f}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} [3(K_{fs} T_m)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{1/3}$$

$$d = \left( \frac{16(2.0)}{\pi} \left\{ \frac{1}{159.7} [4(2.14 * 37870)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{440} [3(3 * 46200)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{1/3} = 25.2 \text{ [mm]}$$

Se especifica:

$$d = 25 \text{ [mm]}$$

A continuación, se realiza una verificación de este diámetro, en la posición del cuñero, calculando los factores que se supusieron inicialmente.

El radio en la parte baja del cuñero será el estándar  $r/d = 0.02$ . Entonces

$$r = 0.02d = 0.02(25\text{mm}) = 0.5 \text{ [mm]}$$

Mediante las figuras 6-20 y 6-21 de (Budynas & Nisbett, 2018) [10], se determina que la sensibilidad a la muesca en flexión  $q$ , y la sensibilidad a la muesca en torsión inversa  $q_s$  son:

$$q = 0.58$$

$$q_s = 0.62$$

Por lo tanto, los factores de concentración del esfuerzo por fatiga a la flexión y a la torsión, se calcula mediante las ecuaciones 23 y 24, respectivamente. Entonces

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.58(2.14 - 1) = 1.66$$

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1) = 1 + 0.62(3 - 1) = 2.24$$

Para el cálculo del nuevo valor del límite de resistencia a la fatiga, es necesario determinar el factor de tamaño que se supuso inicialmente con el diámetro real en esta ubicación. Entonces, a partir de la ecuación 21, se tiene:

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} = \left(\frac{25}{7.62}\right)^{-0.107} = 0.88$$

Remplazando valores en la ecuación 19, para el límite de resistencia a la fatiga, esto da:

$$S_e = (0.899)(0.88)(1)(1)(0.897)(1)(220 \text{ MPa}) = 156.1 \text{ [MPa]}$$

El esfuerzo alternante equivalente de Von Mises se calcula de la ecuación 27. Para  $T_a = 0$  [MPa], se obtiene

$$\sigma'_a = \frac{32K_f M_a}{\pi d^3} = \frac{32(1.66)(37870)}{\pi(25)^3} = 41 \text{ [MPa]}$$

El esfuerzo medio equivalente de Von Mises se determina de la ecuación 28. Para  $M_m = 0$  [MPa], se obtiene

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} = \frac{\sqrt{3} (16)(2.24)(46200)}{\pi(25)^3} = 58.4 \text{ [MPa]}$$

Con estos valores y usando el criterio de falla de Goodman modificado (ecuación 29), se determina el factor de seguridad que protege al eje contra la falla por fatiga en el punto D, donde se ubicara el cuñero. Remplazando valores se determina que:

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} = \frac{41}{156.1} + \frac{58.4}{440} = 0.39$$

$$n_f = 2.5$$

Este valor es mayor al factor de seguridad de 2.0 recomendado para maquinaria en general. Por tanto, el diámetro mínimo permisible para el eje, en el punto D es  $d = 25$  [mm].

En resumen, se selecciona los siguientes diámetros mínimos permisibles para las distintas secciones del eje del tambor ranurado (ver figura 22).

$$D_1 = D_3 = 25 \text{ mm}$$

$$D_2 = 30 \text{ mm}$$

#### 4.1.10 Selección de chumaceras

Conocidos los diámetros del eje de transmisión y las fuerzas de reacción en los apoyos. A continuación, se selecciona los rodamientos de acuerdo a los datos del catálogo ISB, (ver anexo VI).

La vida de diseño, recomendada para rodamientos utilizados en máquinas elevadoras es  $L_d = 15000 [h]$ , ver (Mott, 2006) [12]. Si la velocidad de giro del eje es de 17 [rpm], entonces, el número de revoluciones (vida de diseño), determinada a partir de la ecuación 33 da:

$$L_d = (h)(n)(60 \text{ min/h})$$

$$L_d = (15000h)(17 \text{ rpm}) \left(60 \frac{\text{min}}{h}\right) = 15.3 * 10^6 [\text{rev}]$$

##### 4.1.10.1 Rodamiento B

Del diagrama de cuerpo libre de la figura 23, se determinó que la carga radial que debe ser soportada por el rodamiento B es

$$R_{By} = 315.59 [N]$$

Considerando que el factor de rotación es  $V = 1$ , y remplazando valores en la ecuación 32, se determina que la carga equivalente es

$$P_d = VR_{By} = (1)(315.59 N) = 315.59 [N]$$

La carga dinámica básica se calcula a partir de la ecuación 31. Lo cual da:

$$C = P_d \left(\frac{L_d}{10^6}\right)^{\frac{1}{k}} = 315.59 \left(\frac{15.3 * 10^6}{10^6}\right)^{\frac{1}{3}} = 783.5 [N]$$

A partir de la carga dinámica básica calculada y para un diámetro del eje  $D_1 = 25\text{mm}$ ; se especifica una chumacera de piso UCP 205, la cual tiene un barreno adecuado y un factor adicional en la capacidad de carga (Ver anexo VI). La tabla 33 muestra un resumen de los datos para la chumacera seleccionada.

**Tabla 33.** Especificaciones técnicas de la chumacera de piso UCP 205 [Propia]

Tipo	UCP205-16
Barreno	$d = 25 \text{ mm}$
Capacidad básica de carga dinámica	$C = 13300 \text{ N}$
Capacidad básica de carga estática	$C_0 = 7457 \text{ N}$

#### 4.1.10.2 Rodamiento G

Del diagrama de cuerpo libre de la figura 23, se determinó que la carga radial que debe ser soportada por el rodamiento G es

$$R_{By} = 137.71 \text{ [N]}$$

Considerando que el factor de rotación es  $V = 1$ , y reemplazando valores en la ecuación 32, se determina que la carga equivalente es

$$P_d = VR_{By} = (1)(137.71 \text{ N}) = 137.71 \text{ [N]}$$

La carga dinámica básica se calcula a partir de la ecuación 31. Lo cual da:

$$C = P_d \left( \frac{L_d}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}} = 137.71 \text{ N} \left( \frac{15.3 * 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 342 \text{ [N]}$$

A partir de la carga dinámica básica calculada y para un diámetro del eje  $D_3 = 25\text{mm}$ ; Se especifica una chumacera de piso UCP 205 (Ver anexo VI). La tabla 34 muestra un resumen de los datos para la chumacera seleccionada.

**Tabla 34.** Especificaciones técnicas de la chumacera de piso UCP 205 [Propia]

Tipo	UCP205-16
Barreno	$d = 25 \text{ mm}$
Capacidad básica de carga dinámica	$C = 13300 \text{ N}$
Capacidad básica de carga estática	$C_0 = 7457 \text{ N}$

#### 4.1.11 Diseño de chavetas

##### 4.1.11.1 Chaveta para el tambor

Para permitir transmitir el par de torsión del eje motriz al tambor del sistema de elevación de la máquina se opta por incorporar una chaveta. Para el dimensionamiento de la chaveta se toman en consideración las siguientes especificaciones.

- Par de torsión transmitido:  $T = 46.2 [N m]$
- Diámetro del eje:  $D_1 = 25 [mm]$
- Longitud del tambor:  $L = 110 [mm]$

El tamaño de la chaveta se determina en función del diámetro del eje, por lo tanto, para un diámetro del eje de 25 [mm], se elige una chaveta rectangular estándar con las siguientes dimensiones, ver tabla 18.13 de (Larburu, 1990) [19]:

$$w = 8 [mm]$$

$$h = 7 [mm]$$

Donde:

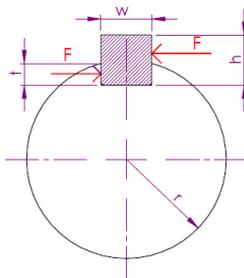
$w$ : ancho de la sección transversal de la chaveta [mm]

$h$ : altura de la sección transversal de la chaveta [mm]

La falla de una chaveta puede ser por cortante directo, o por esfuerzo de aplastamiento. En el caso de una chaveta rectangular, se debe verificar únicamente la falla por aplastamiento, puesto que la falla por corte es menos crítica de acuerdo con la teoría de energía de distorsión [10]. A continuación, se determina la longitud necesaria de la chaveta, considerando la falla por aplastamiento.

A partir de la figura 24, la fuerza sobre la chaveta  $F$ , en la superficie del eje es:

$$F = \frac{T}{r} = \frac{46.2 * 10^3 [N mm]}{(25/2) [mm]} = 3696 [N]$$



**Figura 24.** Dimensiones y fuerzas sobre una chaveta [Propia]

Para la construcción de la chaveta, se elige un acero estirado en frío AISI 1018, que tiene una resistencia a la fluencia  $S_y = 370 [Mpa]$ .

El esfuerzo de aplastamiento se determina considerando el área de la mitad de la cara de la chaveta, y se calcula a partir de la ecuación 41.

$$\sigma_b = \frac{S_y}{n} = \frac{F}{wl/2} \quad (41)$$

Donde:

$\sigma_b$ : esfuerzo de aplastamiento [MPa]

$l$ : longitud de la chaveta [mm]

$n = 2.0$  : factor de diseño

Entonces, resolviendo para  $l$ , y reemplazando valores, se obtiene que la longitud mínima necesaria de la chaveta para resistir la falla por aplastamiento es:

$$l = \frac{2nF}{wS_y}$$

$$l = \frac{2(2)(3696N)}{(6.35mm)(370 MPa)} = 6.3 [mm]$$

Para que sea compatible con la longitud del tambor y de acuerdo con la tabla 18.13 de (Larburu, 1990) [19], se selecciona una longitud de la chaveta estándar  $l = 90 [mm]$ .

En resumen, se dimensiona una chaveta rectangular con ancho  $w = 8 [mm]$ , altura  $h = 7 [mm]$ , profundidad del chavetero  $t = 3.175 [mm]$  y longitud  $l = 90 [mm]$ .

#### 4.1.11.2 Chaveta para el acoplamiento del motorreductor

Según el fabricante del motorreductor, ver anexo V, se especifica una chaveta rectangular con ancho  $w = 8 [mm]$ , altura  $h = 7 [mm]$ , profundidad del chavetero  $t = 3.175 [mm]$  y longitud  $l = 50 [mm]$ .

## 4.2 Selección de rodamientos para sistemas de guiado lineal

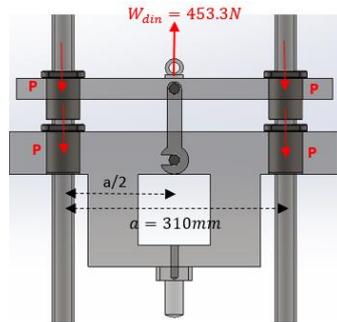
En esta subsección se procede con la selección de los rodamientos de guiado lineal que permitirán desplazar el conjunto impactador a través de los ejes verticales de la máquina de impacto.

Al aplicar la ecuación de equilibrio de momentos en el diagrama de cuerpo libre del conjunto impactador (ver figura 25), se tiene que la carga equivalente aplicada  $P$ , que debe resistir los rodamientos lineales es:

$$\curvearrowright + \sum M_{Az} = 0$$

$$W_{din}(a/2) - 2P(a) = 0$$

$$P = \frac{W_{din}}{4} = \frac{453.3 \text{ N}}{4} = 113.3 \text{ [N]}$$



**Figura 25.** Diagrama de cuerpo libre del conjunto impactador [Propia]

La vida de diseño, recomendada para rodamientos utilizados en máquinas elevadoras es de 15000 horas [12]. Si se sabe que la velocidad lineal del conjunto impactador es  $v = 0.16 \text{ m/s} = 0.576 \text{ km/h}$ , entonces, la vida útil nominal  $L$ , calculada en kilómetros recorridos es:

$$L = (15000h) \left( \frac{0.576 \text{ km}}{h} \right) = 8640 \text{ km}$$

- **Coefficiente de carga estática**

Los coeficientes establecidos para el cálculo del coeficiente de carga estática y la carga dinámica se seleccionan del catálogo del fabricante NSB [13].

El factor de contacto  $f_c$  se establece en función del número de guías que se montan en un mismo eje. Dado que se montarán dos guías en un mismo eje, se tiene que:

$$f_c = 0.81$$

El coeficiente de layout-recirculaciones  $f_B$  se determina en función de la carga aplicada respecto a la posición de las bolas del rodamiento. Cuando la carga se aplica directamente al elemento de bola rodante se emplea

$$f_B = 1.0$$

El coeficiente de seguridad estático  $a_s$  toma en cuenta la probabilidad de eventuales impactos y vibraciones, momentos de arranque y de parada, y cargas accidentales. Para una condición de funcionamiento dinámico y con ligeras flexiones el catálogo del fabricante NBS establece:

$$a_s = 2.0$$

Remplazando valores en la ecuación 34 y despejando para  $C_0$ ; se determina que el coeficiente de carga estática es:

$$a_s = f_c f_B C_0 / P$$

$$C_0 = \frac{P a_s}{f_c f_B} = \frac{(113.3 N)(2.0)}{(0.81)(1)} = 1119 N$$

- **Coeficiente de carga dinámica**

El factor de probabilidad de rotura  $a_1$  tiene en cuenta la probabilidad de no rotura  $C\%$ . Para una probabilidad de no rotura de  $C\% = 90$  se tiene que  $a_1 = 1.0$ .

El factor  $f_H$  para una dureza de la superficie de contacto mayor a 58 HRC, es:  $f_H = 1$ .

El factor de temperatura  $f_T$  considera la temperatura del elemento durante el funcionamiento. Para una temperatura de funcionamiento inferior a  $100^\circ C$ , se tiene que  $f_T = 1.0$ .

El factor de carga  $f_W$  toma en cuenta la incertidumbre en el cálculo de las cargas dinámicas aplicadas, y se determina en función de la velocidad lineal. Para una velocidad lineal  $v = 0.16 m/s = 9.6 m/min$ , el factor de carga es:  $f_W = 1.5$

Por lo tanto, remplazando valores en la ecuación 35 y despejando para  $C$ . Se tiene que el coeficiente de carga dinámica es:

$$C = \left( \frac{P f_W}{f_H f_T f_c f_B} \right) \left( \frac{L}{50 a_1} \right)^{\frac{1}{3}} = \left( \frac{113.3(1.5)}{(1)(1)(0.81)(1)} \right) \left( \frac{8640}{50(1)} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 1169 [N]$$

Finalmente, del anexo VII se especifica cuatro rodamientos lineales tipo KBK 30, los cuales tienen un factor adicional en la capacidad de carga estática y dinámica. La tabla 35 muestra un resumen de los datos para los rodamientos seleccionados.

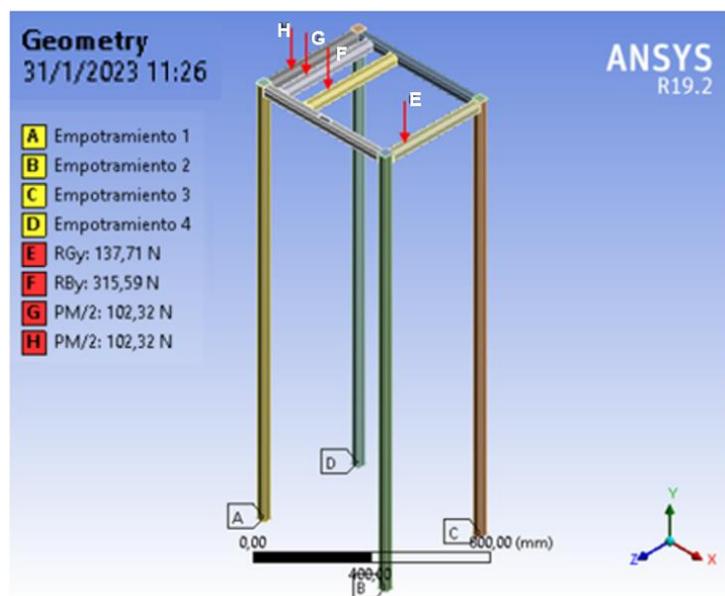
**Tabla 35.** Especificaciones técnicas del rodamiento lineal KBK 30 [Propia]

Tipo	KBK 30
Capacidad básica de carga dinámica	$C = 1600 N$
Capacidad básica de carga estática	$C_0 = 2800 N$
Diámetro exterior	$D = 47 mm$
Barreno	$d = 30 mm$
Longitud	$L = 68 mm$
Pernos	M10

### 4.3 Diseño del bastidor de la máquina

Para el diseño del bastidor de la máquina para ensayos de impacto se opta por un tubo de acero estructural ASTM A36 de 40x40x2 mm, tanto para las vigas como para las columnas.

En la figura 26 se muestra el diagrama de cuerpo libre del bastidor de la máquina, el cual se encuentra sometido a las cargas que se le transfiere a través de los soportes de chumacera y al peso del motorreductor. La masa del motorreductor es  $m_M = 20.86\text{kg}$ , por tanto, su peso es  $P_M = 204.64\text{N}$ . Las reacciones en los soportes de chumaceras se calcularon en la sección 4.1.9.2, y son  $R_{Gy} = 137.71\text{N}$  ,  $R_{By} = 315.59\text{N}$ .



**Figura 26.** Diagrama de cuerpo libre del bastidor de la máquina

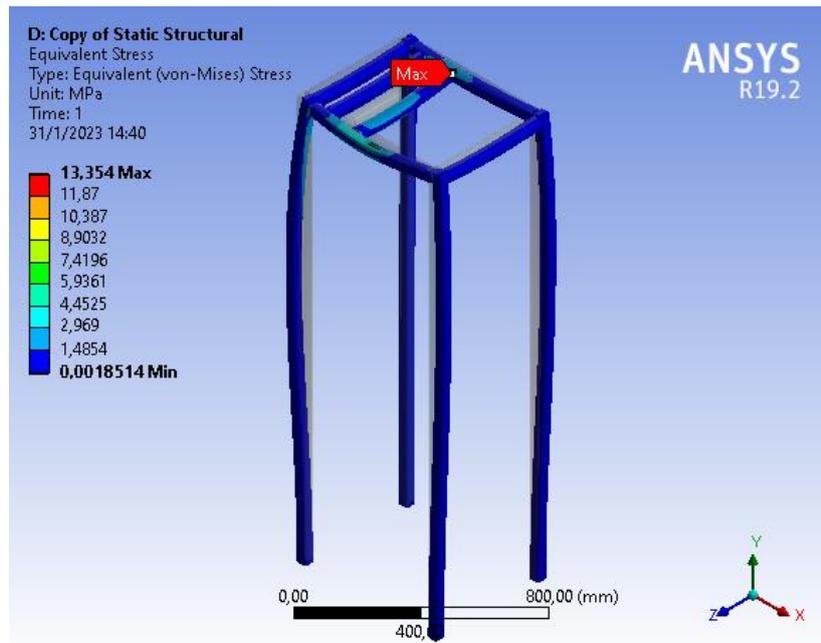
Para el análisis del bastidor por el método de elementos finitos se consideran los siguientes parámetros para el mallado del modelo, ver tabla 36.

**Tabla 36.** Parámetros del mallado del bastidor de la máquina [Propia]

Especificaciones del mallado del bastidor	
Tipo de malla	Estructurada
Método	Tetraedros
Nº Nodos	64184
Nº Elementos	32673
Orden de los elementos	Cuadrática
Tamaño de los elementos	0.05mm

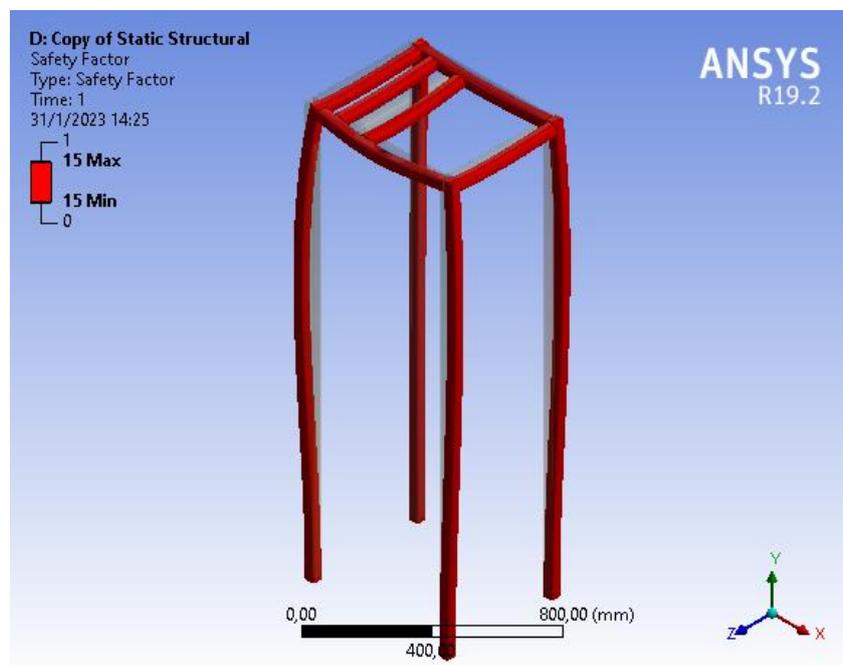
Como se puede observar en la figura 27, se tiene que el esfuerzo máximo equivalente de Von Mises es 13.354 MPa. Este esfuerzo se presenta en la viga que soporta uno de

los apoyos del eje de transmisión y se ubica en el punto donde el esfuerzo flexionante es máximo.



**Figura 27.** Esfuerzo equivalente de Von Mises del bastidor calculado en ANSYS [Propia]

Como se muestra en la figura 28, el factor de seguridad mínimo que protege al bastidor de la máquina frente a una falla estática es de 15. Por lo tanto, se concluye que el diseño del bastidor soportará los esfuerzos desarrollados satisfactoriamente.



**Figura 28.** Factor de seguridad mínimo del bastidor calculado en ANSYS [Propia]

## 4.4 Selección del electroimán circular

Para permitir la sujeción, elevación y liberación del impactador se opta por incorporar un dispositivo de electroimán circular.

Según el catálogo del fabricante de electroimanes Selter [17], para seleccionar un electroimán para aplicaciones de elevación de piezas, hay que aplicar un coeficiente de seguridad de 3. Es decir, que el peso de la carga debe ser 3 veces inferior a la fuerza de tracción. Por lo tanto, se tiene que la fuerza de tracción es:

$$F_{traccion} = W_{\acute{u}til}(FS) = 222.7 N (3) = 668N$$

Con la fuerza de tracción calculada, se procede a seleccionar del anexo IX un electroimán circular, el cual tiene una fuerza de tracción de 65 [daN]. La tabla 37 muestra un resumen de las especificaciones técnicas del electroimán seleccionado.

**Tabla 37.** Especificaciones técnicas del electroimán circular Selter

<b>Especificaciones técnicas del electroimán circular Selter</b>	
Tensión de alimentación	24 VDC
Fuerza de tracción	65 daN
Potencia	3.5 W
Peso	0.6 kg

## 4.5 Selección de actuadores lineales eléctricos

Para permitir el bloqueo del impactador después del impacto inicial sobre la puntera del calzado de seguridad, y así evitar un segundo impacto, se opta por incorporar dos actuadores lineales eléctricos.

Dado que la carga a soportar por cada uno de los actuadores eléctricos será la mitad del peso del impactador y considerando un factor de seguridad de 2, entonces, se tiene que la carga de diseño será:

$$P_{dise\tilde{n}o} = \frac{W_{\acute{u}til}}{2} * FS = \frac{222.7}{2} * 2 = 222.7 N$$

A partir del catálogo del fabricante Thomson, se seleccionan dos actuadores eléctricos lineales modelo Electrak 1S, ver anexo XI. La tabla 38 muestra un resumen de las especificaciones técnicas de estos actuadores.

**Tabla 38.** Especificaciones técnicas del actuador lineal Thomson

<b>Especificaciones técnicas del actuador lineal Thomson</b>	
Modelo	Electrak 1- S24 -09A08

Carga estática máxima	1300 N
Carga dinámica máxima	225 N
Tensión de alimentación	24 VDC
Velocidad	40 mm/s
Longitud de carrera	76.2 mm

## 4.6 Diseño del sistema de control

Una vez calculados los elementos mecánicos constitutivos de la máquina para ensayos de impacto en calzado de seguridad, en este subcapítulo se presenta el circuito de potencia, el conexionado del PLC Logo y la programación en Ladder para la automatización de la máquina.

### 4.6.1 Descripción del automatismo

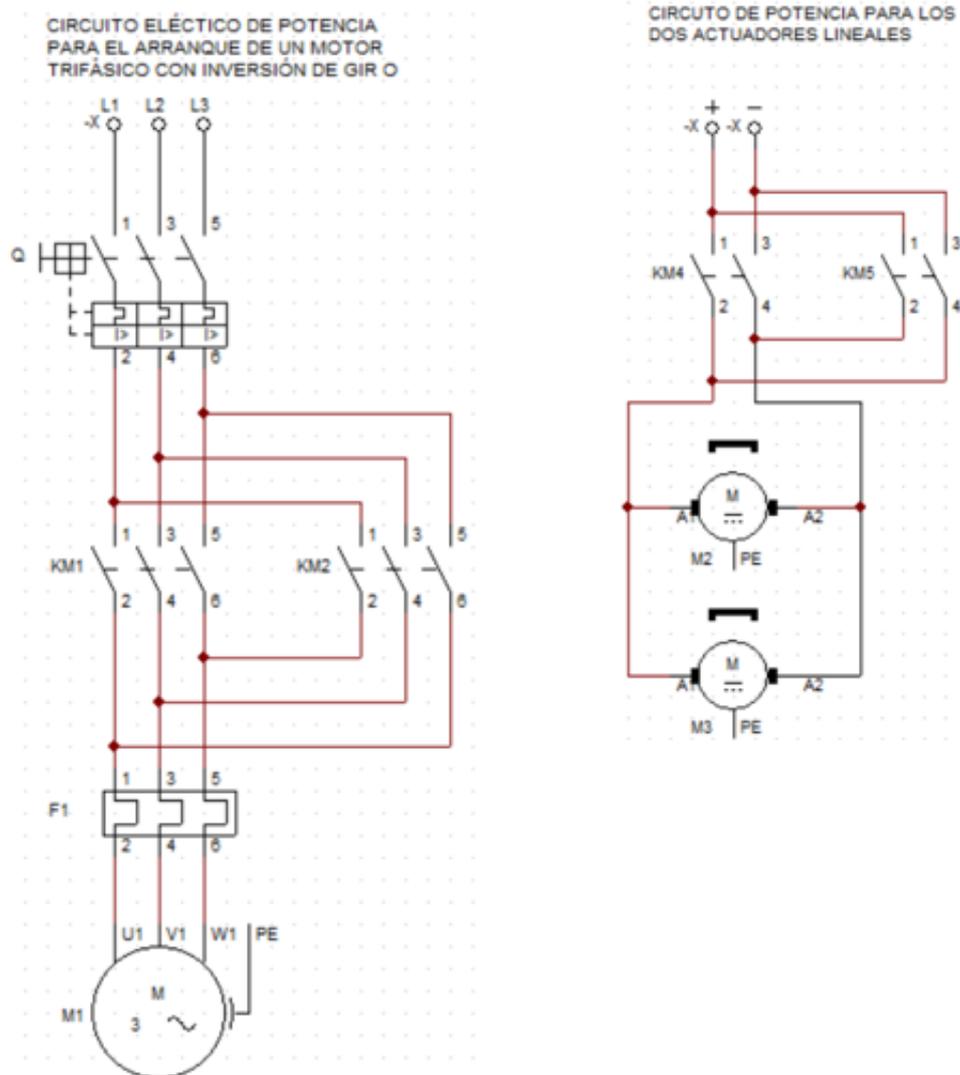
Para permitir la elevación y descenso del impactador es necesario controlar la inversión de giro del motorreductor trifásico. Esto se logra invirtiendo dos de las tres fases de la línea de alimentación del motorreductor, mediante dos contactores que serán controlados automáticamente por el PLC LOGO. Para su accionamiento se incorporan tres pulsadores S1, S2 y S3, los cuales comandarán el giro a la derecha, el giro a la izquierda y la parada del motor, respectivamente.

El control del mecanismo de sujeción del impactador se llevará a cabo mediante el accionamiento de dos pulsadores S4 y S5. El pulsador S4 permitirá energizar la bobina del electroimán circular para crear el campo magnético que sujetará el impactador y lo elevará a la altura indicada. Mientras que, el pulsador S5 al ser accionado, desactivará el campo magnético, permitiendo así la liberación en caída libre del impactador.

Finalmente, Para el control de sistema de bloqueo del impactador se opta por incorporar un sensor de proximidad S6, el cual al detectar la presencia del impactador activará los dos actuadores lineales simultáneamente. Esto permitirá bloquear el impactador y así evitar que se produzca un segundo impacto en la puntera del calzado de seguridad.

### 4.6.2 Circuito de potencia

En la figura 29 se presenta el circuito de potencia para el arranque del motorreductor trifásico con inversión de giro para el sistema de elevación de la máquina y el circuito de potencia de los dos actuadores lineales DC para el sistema de bloqueo del impactador de la máquina. Estos diagramas se desarrollaron en el software CAdE\_SIMU.



**Figura 29.** Circuito eléctrico de potencia para el arranque de un motor trifásico con inversión de giro y para el accionamiento de los dos actuadores lineales DC [Propia]

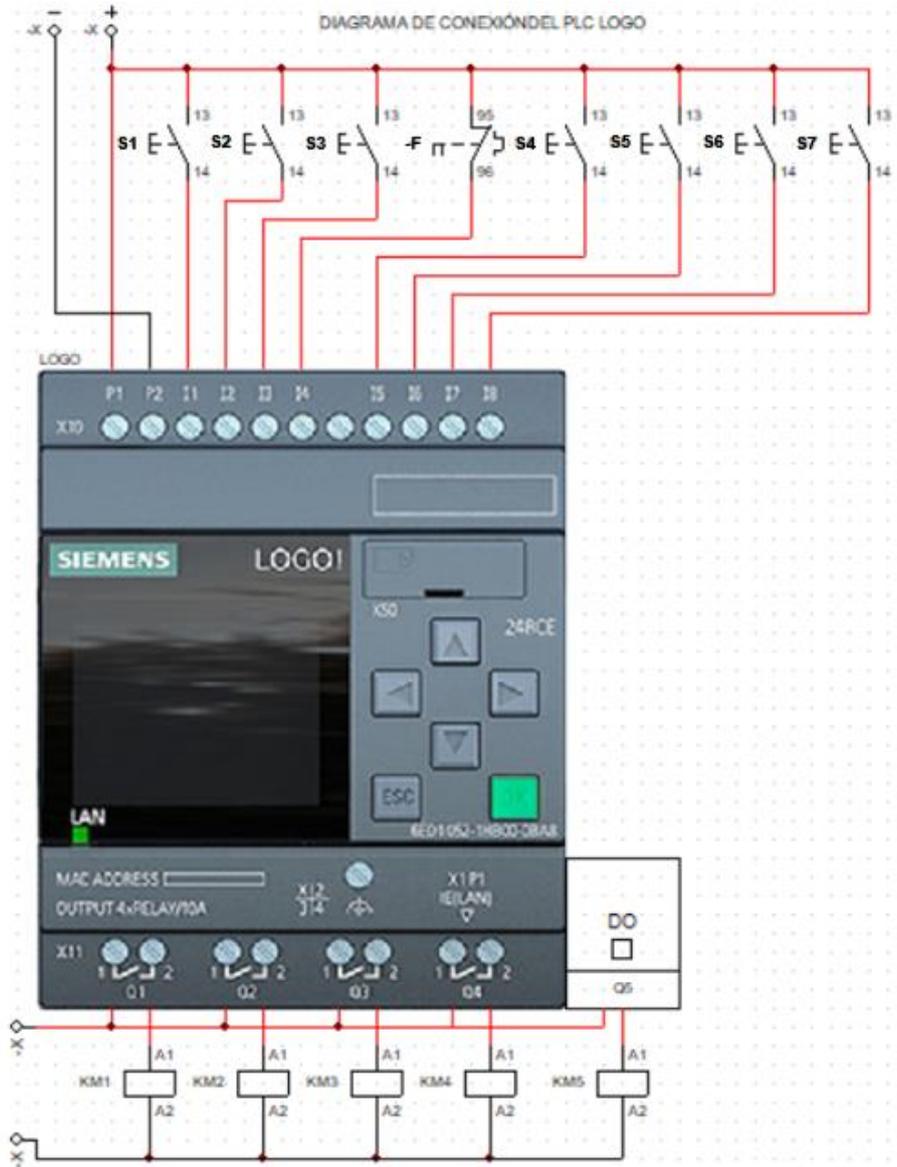
En la tabla 39 se detallan los elementos utilizados para la elaboración del circuito de potencia.

**Tabla 39.** Elementos utilizados para la elaboración del circuito de potencia [Propia]

Elemento	Cantidad	Identificación
Disyuntor trifásico	1	Q
Relé térmico trifásico	1	F1
Contactador trifásico	2	KM1, KM2
Motorreductor trifásico	1	M1
Contactador bifásico	2	KM4, KM5
Actuador lineal eléctrico DC	2	M2, M3

### 4.6.3 Diagrama de conexión del circuito de control

En la figura 30 se presenta el diagrama de conexión para un PLC LOGO con los elementos electrónicos que intervendrán en el sistema de control de la máquina, según la asignación de entradas y salidas de la tabla 40.



**Figura 30.** Diagrama de conexión de los elementos de entrada y salida del sistema de control de la máquina de impacto utilizando el software CADe\_SIMU [Propia]

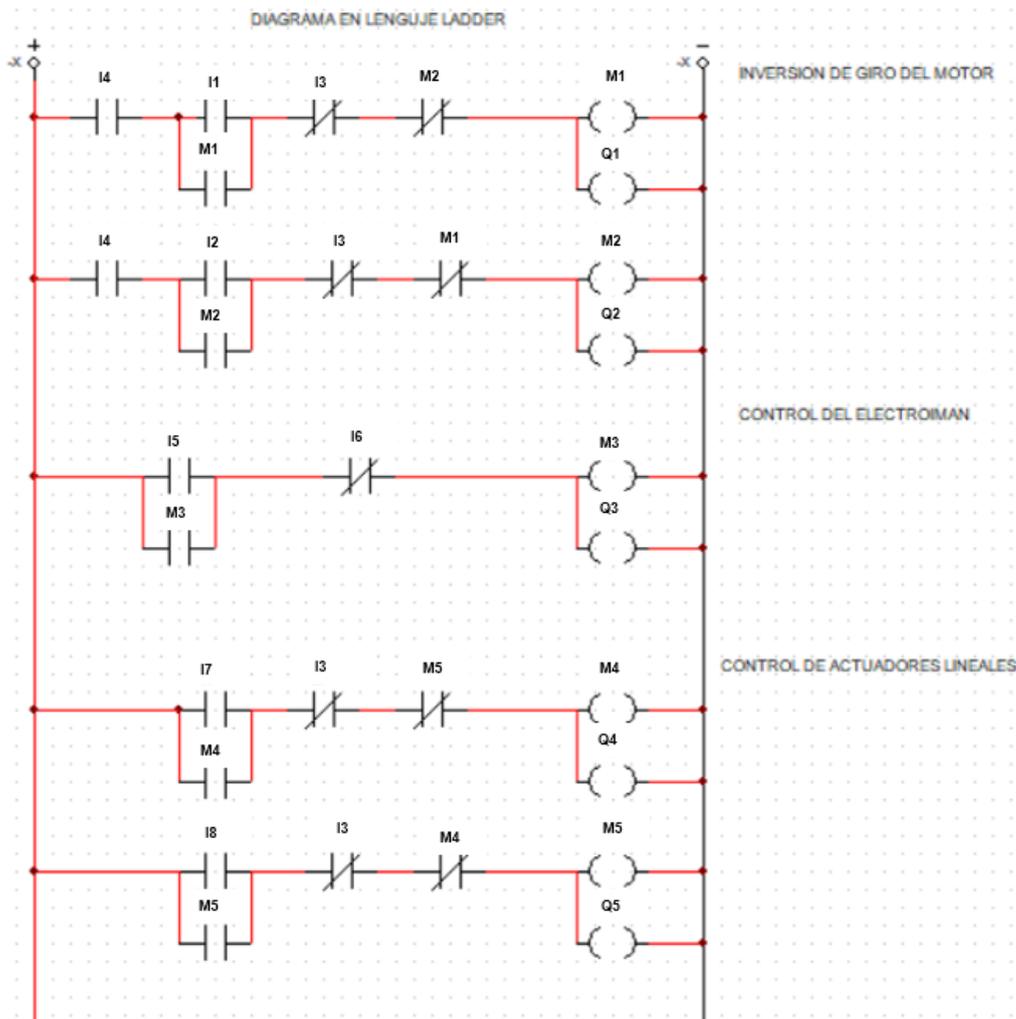
**Tabla 40.** Asignación de entradas y salidas en el PLC LOGO [Propia]

Símbolo	Dirección	Descripción
S1	I1	Pulsador NA de giro a la derecha del motor
S2	I2	Pulsador NA de giro a la izquierda del motor
S3	I3	Pulsador NA de parada del motor
F1	I4	Relé térmico NC para protección del circuito

S4	I5	Pulsador NA para accionamiento del electroimán de elevación
S5	I6	Pulsador NA para desconexión del electroimán de elevación
S6	I7	Sensor NA de proximidad para detección del impactador
S7	I8	Pulsador NA para retroceso del vástago del actuador lineal
KM1	Q1	Bobina del contactor KM1
KM2	Q2	Bobina del contactor KM2
KM3	Q3	Electroimán circular de elevación
KM4	Q4	Bobina del contactor KM4
KM5	Q5	Bobina del contactor KM5
X-, X+	P1, P2	Fuente de alimentación de 24V, DC

#### 4.6.4 Programación en lenguaje Ladder

En la figura 31 se presenta el programa en lenguaje Ladder del PLC LOGO para el sistema de control de la máquina, con la asignación de entradas y salidas de la tabla 40. Este diagrama se desarrollo en el software CADe\_SIMU.



**Figura 31.** Programa en lenguaje Ladder para el sistema de control de la máquina para ensayos de impacto [Propia]

#### 4.6.5 Selección del sensor de velocidad

Para medir la velocidad de impacto sobre sobre la puntera de calzado de seguridad con una tolerancia de  $\pm 2\%$ , se opta por incorporar un sistema compuesto por un velocímetro y una pantalla táctil con salida de datos, que comercializa el fabricante de máquinas para ensayos de impacto CADEX (ver figura 32).



**Figura 32.** Velocímetro [6]

Este dispositivo de medición de velocidad permite determinar el tiempo requerido para que una hoja de 25.4mm(1in) de ancho pase completamente a través de un haz de luz inmediatamente antes de que el impactador golpee la muestra. El resultado, referido como tiempo de entrada es medido en [ms] y mediante la ecuación 1 se determina la velocidad de impacto en m/s, la cual posteriormente se muestra en la pantalla. La norma ASTM F2418-18a, establece que la velocidad de impacto debe ser  $v = 2995 \pm 61\text{mm/s}$  para crear una energía de  $101.75\text{J}(75\text{lbf})$ , si no se cumple esta condición, la prueba de ensayo no será validada.

## 5 RESULTADOS, RECOMENDACIONES

## CONCLUSIONES

Y

### 5.1 Resultados

La máquina para ensayos de impacto en calzado de seguridad está estructurada en tres módulos funcionales los cuales son: sistema de sujeción del impactador, sistema de elevación del conjunto impactador, y sistema de bloqueo del impactador. Estos sistemas o módulos se encargan de realizar las distintas funciones que debe ejecutar el equipo y así satisfacer las demandas del usuario y los requerimientos establecidos en las normas técnicas ASTM F2412-18a y NTE INEN-ISO 20344. A partir del análisis funcional desarrollado en el capítulo 3, se obtuvo que la alternativa de solución más viable para cada sistema es: un dispositivo de electroimán, el cual permite la sujeción y liberación del impactador mediante magnetismo; un mecanismo de tambor ranurado y cable de acero que permite elevar el impactador a la altura de ensayo establecida en las normas; y un mecanismo compuesto por dos actuadores lineales eléctricos que permiten atrapar el impactador después del impacto inicial sobre la puntera del calzado de seguridad. Estos sistemas están ubicados en una misma estructura de bastidor e interactúan de forma coordinada mediante un sistema de control programado.

Para el sistema de elevación se optó por incorporar un motorreductor ortogonal de tornillo sin fin y corona MOTOVARIO de 1/3 hp con una velocidad de rotación de 17 rpm que impulsa un tambor ranurado de 180 mm de diámetro, el cual, a su vez, permitirá enrollar el cable de acero alrededor de su periferia para permitir elevar el impactador.

Para el sistema de sujeción y liberación del impactador, la máquina dispone de un electroimán circular marca Selter con una capacidad de sujeción de 65 daN.

El sistema de bloqueo del impactador consta de dos actuadores lineales eléctricos Thomson que tienen una capacidad de carga de 1300 N. Estos actuadores permitirán atrapar el impactador después del impacto inicial sobre la puntera del calzado de seguridad y así evitar un segundo impacto.

Para permitir desplazar el conjunto impactador a través de los ejes verticales de la máquina para ensayos de impacto, se seleccionaron rodamientos de guiado lineal, que, en contraste con los bujes, estos desarrollan fuerzas de fricción más bajas, lo que permite que el ensayo se ejecute con una mayor confiabilidad.

Para el diseño del bastidor de la máquina para ensayos de impacto se optó por incorporar un tubo de acero estructural ASTM A36 de 40x40x2 mm, tanto para las vigas

como para las columnas. Mediante un análisis por elementos finitos se determinó que el factor de seguridad mínimo es de 15, por lo que se concluye que el bastidor soportara satisfactoriamente los esfuerzos inducidos durante la realización del ensayo.

Para medir la velocidad de impacto, la máquina incorpora un velocímetro con una pantalla de visualización de datos CADEX modelo SB203. Este dispositivo proporciona la velocidad de impacto en m/s, lo cual será útil para validar si se cumple con la velocidad requerida en las normas técnicas que es  $v = 29995 \pm 61 \text{ mm/s}$  ( $117.9 \pm 2.4 \text{ in/s}$ ).

La altura utilizada para el ensayo de impacto en vacío establecido en las normas es de 457mm (18 in), sin embargo, para considerar la fricción de las guías y la resistencia del aire se determinó que la altura a la cual debe ser realizado el ensayo de impacto es de 1200mm. Esta altura se obtuvo de un análisis de las máquinas disponibles en el mercado, y es la que producirá la energía de 101.75J que establecen las normas.

## 5.2 Conclusiones

- Se desarrolló el diseño de una máquina para realizar ensayos de impacto en calzado de seguridad para el Laboratorio de Análisis de Esfuerzos y Vibraciones (LAEV) de la facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional.
- Esta máquina se diseñó para cumplir con los requerimientos establecidos en la norma técnica internacional ASTM F2412-18a (Standard Test Methods for foot Protection), y la norma técnica ecuatoriana NTE INEN-ISO 20344 (Equipos de protección personal. Métodos de ensayo para calzado).
- El diseño de esta máquina y su futura construcción permitirá a los fabricantes de calzado de seguridad asegurar la calidad de sus productos y garantizar con esto la protección de los trabajadores del sector industrial frente a peligros potenciales debido a objetos que ruedan o caen desde varios niveles de altura.
- En el Ecuador, el desarrollo de la ingeniería para construir máquinas, en especial aquellas de ensayo de impacto es muy limitado, por lo que este diseño es un gran paso para la innovación tecnológica del país y para el sector de manufactura de calzado de seguridad.
- Se elaboró un documento de especificaciones técnicas de la máquina a partir de los resultados de la casa de la calidad y los requerimientos establecidos en las normas técnicas.

- Se realizó un análisis funcional para permitir representar y organizar las funciones que debe realizar la máquina para cumplir con el objetivo de realizar ensayos de impacto en calzado de seguridad.
- A partir del análisis funcional y el establecimiento de la estructura modular de la máquina, se estableció diferentes alternativas de solución para cada módulo funcional, las cuales se evaluaron por medio del método ordinal de criterios ponderados, lo que permitió obtener un diseño conceptual preliminar de la máquina.
- El diseño final consta de un módulo de sujeción del impactador a través de un electroimán; un módulo de elevación del conjunto impactador mediante un mecanismo de tambor y cable de acero; y un módulo de bloqueo del impactador en base a dos actuadores lineales eléctricos.
- Se realizó un análisis de los elementos críticos de la máquina tales como: el eje de transmisión, el cable de acero y la estructura de bastidor para determinar el factor de seguridad que protege ante una falla potencial en los puntos críticos, lo cual garantizó una máquina con un alto grado de fiabilidad y resistencia.
- Para el diseño final de la máquina para ensayos de impacto en calzado de seguridad se realizó el despliegue de los planos de conjunto y de taller de los elementos mecánicos constitutivos, lo cuales pueden servir para una futura construcción del equipo.
- Para el sistema de control del equipo se realizó el diagrama del circuito de potencia de los elementos eléctricos, el diagrama de conexión del PLC LOGO y la programación en lenguaje Ladder, lo que permitió automatizar la máquina.

### **5.3 Recomendaciones**

- Lubricar los elementos mecánicos tales como: eje de transmisión, chumaceras, guías lineales y motorreductor.
- Se recomienda realizar el diseño de una cabina de protección para evitar la salpicadura de objetos peligrosos durante la realización del ensayo de impacto.
- Se recomienda realizar un análisis de la deformación y resistencia de la puntera ensayada mediante un análisis por elemento finitos para tener una base de datos y compararlos con los resultados obtenidos en una prueba de impacto real.

- Se recomienda realizar un análisis de costos de materiales y elementos normalizados actualizados antes de iniciar con una futura construcción de la máquina.
- Se recomienda la realización de un plan de mantenimiento preventivo y correctivo para cada sistema que conforma la máquina.

## 6 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] C. Burgos, P. Villacrés, M. Cabrera y W. Salazar , «El calzado de seguridad en el Ecuador, factores que inciden en la calidad del producto y en la productividad de las organizaciones,» *Novasineria*, vol. 1, pp. 62-82, 2021.
- [2] OSHA, Personal Protective Equipment, Primera ed., OSHA 3151-12R, 2004, pp. 19-21.
- [3] A. Sánchez, T. Vayas, F. Mayorga y C. Freire, «Observatorio Económico y Social de tungurahua,» 2021. [En línea]. Available: [https://fca.uta.edu.ec/v4.0/images/OBSERVATORIO/dipticos/Diptico\\_N21.pdf](https://fca.uta.edu.ec/v4.0/images/OBSERVATORIO/dipticos/Diptico_N21.pdf).
- [4] D. Romero , «Zapatos ecuatorianos, con un mercado cuesta arriba,» *Vistazo*, 14 diciembre 2018.
- [5] Environment Health and Safety, Personal Protective Equipment Manual, vol. 1, Toronto, 2020.
- [6] CADEX Inc, «Safety Shoes Testing Machine,» 1 julio 2011. [En línea]. Available: [http://www.cadexinc.com/safety\\_shoe\\_machine.php](http://www.cadexinc.com/safety_shoe_machine.php).
- [7] Gester, «Probador de Impacto de Zapatos de seguridad GT-KB17,» 2023. [En línea]. Available: [https://es.gester-instruments.com/probador-de-impacto-de-zapatos-seguridad-gt-kb17\\_p59.html](https://es.gester-instruments.com/probador-de-impacto-de-zapatos-seguridad-gt-kb17_p59.html).
- [8] DEVOTRANS, «SHOE TOE IMPACT TESTER DVT SAH A,» 2022. [En línea]. Available: <https://devotrans.com/en/products/impact-fracture-test-equipment/shoe-toe-impact-tester-dvt-sah-a.html>.
- [9] R. S. Khurmi y J. K. Gupta, A textbook of Machine Design, First ed., New Delhi: S. Chand publishing, 2005, pp. 744-756.
- [10] R. G. Budynas y K. J. Nisbett , Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Décima ed., Ciudad de México: McGraw Hill, 2018.
- [11] T. Baimeister III y E. A. Avallone, Marks manual del ingeniero mecánico, Segunda ed., vol. 2, Bogotá: McGRAW-HILL, 1982, pp. 10.9-10.11.
- [12] R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, Cuarta ed., Ciudad de México: Pearson Prentice Hall, 2006.
- [13] NBS, «Sistemas de guiado lineal. Catálogo técnico general,» 2008. [En línea]. Available: [https://www.eurobearings.es/PDF/Sistemas\\_Lineales\\_NBS.pdf](https://www.eurobearings.es/PDF/Sistemas_Lineales_NBS.pdf).
- [14] C. Riba Romeva, Diseño concurrente, Barcelona: UPC, 2002.
- [15] N. A. Serrano, Neumática practica, Madrid: Paraninfo, 2009, pp. 127-130.
- [16] Festo, «Pinzas paralelas DHPS,» 2022. [En línea]. Available: [https://www.festo.com/co/es/p/pinzas-paralelas-id\\_DHPS/?q=pinzas~:festoSortOrderScored](https://www.festo.com/co/es/p/pinzas-paralelas-id_DHPS/?q=pinzas~:festoSortOrderScored).

- [17] SELTER, «Electroimanes circulares. Catálogo General,» 2023. [En línea]. Available: <https://www.selter.es/es/productos/electroimanes/electroimanes-circulares/>. [Último acceso: 2022 Diciembre 28].
- [18] Direct Industry, «Manual de aplicación del malacate,» 2006. [En línea]. Available: <https://pdf.directindustry.es/pdf/tulsa-winch/manual-application-malacate/17821-24337.html>.
- [19] N. Larburu, Máquinas prontuario. Técnicas máquinas herramientas, Madrid: Paraninfo, 1990.
- [20] INDUFERRO, «Cable 6x19- Alma de acero. Ficha de producto,» DIGIOFI- AGENCIA DE MARKETING DIGITAL, [En línea]. Available: <https://www.induferro.com/wp-content/uploads/2020/12/Ficha-tecnica-Cable6x19AA.pdf>. [Último acceso: 28 Enero 2023].
- [21] INDUFERRO, VULKAN Cadenas de acero y accesorios;, «Grillete de acero forjado para cable G-450. Ficha de producto,» DIGIOFI. AGENCIA DE MARKETING DIGITAL, [En línea]. Available: <https://induferro.com/producto/grillete-de-acero-forjado-g-450/>. [Último acceso: 12 Enero 2023].
- [22] INDUFERRO , VULKAN cadenas de acero y accesorios;, «Guardacabo de acero reforzado G-414. Ficha de producto,» DIGIOFI. AGENCIA DE MARKETING DIGITAL, [En línea]. Available: <https://induferro.com/producto/guardacable-de-acero-reforzado-g-414/>. [Último acceso: 2023 Enero 15].
- [23] I. BOHMAN, «CATALOGO GENERAL. RODAMIENTOS Y CHUMACERAS,» IVAN BOHMAN, 2021. [En línea]. Available: <https://online.fliphtml5.com/ojdv/idgb/#p=177>. [Último acceso: 2022 Diciembre 20].
- [24] I. BOHMAN, «CATÁLOGO GENERAL,» 2021. [En línea]. Available: <https://online.fliphtml5.com/wduad/sbwi/#p=1>.
- [25] P. D. A. DIPAC, «EJE AISI 1018 (Transmisión),» 2023. [En línea]. Available: <https://dipacmanta.com/producto/ejes/aisi-1018-transmision/eje-aisi-1018-transmision/>.
- [26] Thomson, «Catalogue of Linear Actuators, Advanced components for Industrial, Mobile and Structural Applications,» [En línea]. Available: [https://www.thomsonlinear.com/downloads/actuators/Linear\\_Actuators\\_G\\_CTEN.pdf](https://www.thomsonlinear.com/downloads/actuators/Linear_Actuators_G_CTEN.pdf).
- [27] UNE-EN ISO 20344, «Equipos de protección personal. Métodos de ensayo para calzado,» AENOR, Madrid--España, 2011.
- [28] INEN, NTE ISO 20344, AENOR, «Equipos de protección personal. Métodos de ensayo para calzado,» INEN, Quito-Ecuador, 2014.
- [29] INEN 1926, «Calzado de trabajo y seguridad. Requisitos,» Quito-Ecuador, 1992.
- [30] ASTM F2012-18a, «Standard Test Methods for Foot Protection,» United Estate, 2018.
- [31] ASTM F2413-18a, «Performance Requeriments for protective (Safety) Toe Cap Footwear,» United Estate, 2018.

- [32] E. Hellmut, Aparatos de elevación y transporte, Primera ed., vol. 1, Barcelona: Blume, 1970, pp. 29-32.
- [33] R. L. Norton , Diseño de máquinas. Un enfoque integrado, Cuarta ed., L. M. C. Castillo, Ed., México: PEARSON, 2011.
- [34] D. D. Patil y K. M. Nakar, «Design and Finite Element Analysis of Rope Drum and Drum Shaft for Lifted Material Loading Condition,» *International Engineering Research Journal*, nº 2, pp. 2034-2040, 2015.
- [35] ISB, «Soportes autoalineantes. Catálogo técnico general,» España, 2022.

# 7 ANEXOS

## ANEXO I: CASA DE LA CALIDAD

		COMPROMISOS																				
B = Básico												* Muy negativo X Negativo ⊕ Muy positivo ○ Positivo										
O = unidimensional																						
E = estimulante																						
NECESIDADES Y DESEOS USUARIO	CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	A	B	C	D	E	F	G	H	I	Evaluac. Usuario											
	Estabilidad	Nivel de ruido	Costo	Periodo de mantenimiento	Volumen	Seguridad y ergonomía	Peso	Tiempo de vida útil	Tiempo de preoperación	Distribuidores de materiales y componentes comerciales	Energía de impacto	Propia empresa	Competencia 1	Competencia 2	Objetivos	Índice de mejora	Factor de ventas	Importancia	Ponderación	Ponderación en %		
Estable	B	⊕	▽		▽		○	○		▽	○	2	4	5	5	2,5	1,5	5	18,75	14,8		
Funcionamiento silencioso	E	⊕										2	3	4	4	2	1	4	8	6,3		
Costo competitivo	O	▽				○						4	4	3	5	1,3	1,5	5	9,375	7,4		
Facil mantenimiento	O		▽	⊕		▽		⊕		▽		2	4	4	4	2	1,5	5	15	11,8		
Compacta	E				⊕		○					3	2	3	3	1	1	4	4	3,1		
Funcionamiento seguro	B					⊕		○			▽	2	4	5	5	2,5	1,5	4	15	11,8		
Peso relativamente ligero	E	▽					○	⊕		▽		3	3	4	3	1	1	4	4	3,1		
Larga vida útil	B							⊕			▽	2	5	5	4	2,0	1,2	5	12	9,4		
Facil operación	O	▽							⊕		▽	2	4	5	4	2	1,5	5	15	11,8		
Componentes disponibles en el mercado	O	▽		○	▽	▽		▽	○		⊕	2	2	3	3	1,5	1,2	4	7,2	5,7		
Energía de impacto acorde a las normas	B	○			○			▽			⊕	2	5	5	5	2,5	1,5	5	18,75	14,8		
																			127,1	100		
		Propia empresa	2	2	3	2	3	2	4	2	3	5	1	ANÁLISIS DE COMPETENCIA								
		Competencia 1	4	3	4	4	3	4	4	5	4	4	5									
		Competencia 2	5	4	3	5	5	5	3	4	4	3	5									
		Incidencia	261	72	139,7	198	102,1	150	139,6	427,7	135	130,7	289	2044	Factor de ventas		E=D/A					
		Incidencia en %	12,7	3,5	6,8	9,7	5,0	7,3	6,8	20,9	6,6	6,4	14,1	100	● Fuerte = 1,5	H=E*F*G						
		Factor de incidencia	VALORES REFERENCIA										● Fuerte = 1,5									
		⊕ Fuerte = 9	Rigidez y equilibrio de fuerza										● Posible = 1,2									
		○ Medio = 3	<85 dB desde un metro										● Ningun = 1,0									
		▽ Bajo = 1	10000\$																			
			mantenimiento/año																			
			0.6 m^3																			
			Nivel de riesgo																			
			200 Kg																			
			En operación 10 años																			
			5min																			
			Existe distribución																			
			101,75 J																			

Figura 33. Casa de la calidad [Propia]

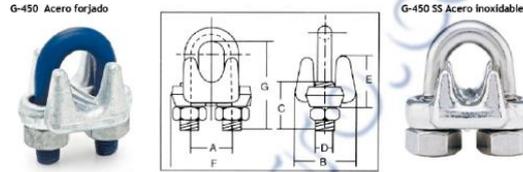


# ANEXO III: GRILLETE PARA CABLE G-450

## Grillete de acero forjado para cable G-450

### Especificaciones técnicas:

- También conocido como "grapa", el grillete Vulkan® G-450 se recomienda para trabajo pesado (par trabajo liviano puede optar por grilletes de hierro)
- Está hecho de acero forjado y se usa con cable



Grillete de acero forjado para cable Vulkan® G-450										
G-450 Código	G-450 SS Inoxidable Código	Tamaño (pulg.)	Dimension							100/Peso (Kg.)
			(mm.)			(pulg.)				
			A	B	C	D	E	F	G	
*	99111076	1/8	12	20	11	7/32	10	23	18	2.3
99111049	99111077	3/16	15	23	14	1/4	12	29	24	4
99111051	99111078	1/4	19	30	15	5/16	16	36	26	8
99111052	99111079	5/16	22	33	19	3/8	18	43	35	14
99111053	99111082	3/8	25	41	19	7/16	23	49	38	19
*	*	7/16	30	46	25	1/2	26	58	47	32
99111054	99111081	1/2	30	48	25	1/2	28	58	47	34
99111055	*	9/16	33	52	32	9/16	31	63	57	45
99111056	*	5/8	33	52	32	9/16	34	63	60	45
99111057	*	3/4	38	57	36	5/8	35	72	70	68
99111058	*	7/8	44	62	41	3/4	40	80	79	109
99111059	*	1	47	66	46	3/4	45	88	89	113
99111061	*	1 1/8	51	71	51	3/4	48	91	98	131
99111062	*	1 1/4	59	80	54	7/8	56	105	108	195
99111063	*	1 3/8	60	80	59	7/8	59	106	118	209
99111064	*	1 1/2	66	87	60	7/8	62	113	125	245
*	*	1 5/8	70	92	60	1	68	121	135	318
99111071	*	1 3/4	78	97	70	1 1/8	74	133	146	
99111072	*	2	86	113	76	1 1/4	83	150	164	

\* Disponible bajo pedido

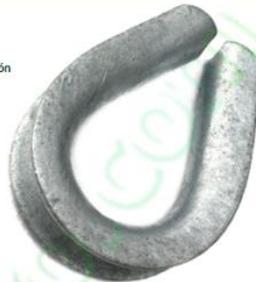
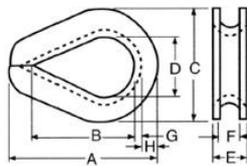
Figura 35. Especificaciones técnicas del grillete forjado para cable G-450 [21]

# ANEXO IV: GUARDACABO REFORZADO VULKAN G-414

## Guardacabo reforzado Vulkan® G-414

### Especificaciones técnicas:

- Acero galvanizado por inmersión en caliente
- Los guardacabos G-414 cumple con la Especificación Federal FF-T-276b, Tipo III.



Guardacabo reforzado Vulkan® G-414										
Código	Diámetro cable (pul)	Peso por cada 100 (lbs)	Dimensiones (pul)							
			A	B	C	D	E	F	G	H
*	1/4	6.75	2.19	1.63	1.50	.88	.1	.28	.06	.23
99261119	5/16	11.25	2.50	1.88	1.81	1.06	.50	.34	.08	.28
99261120	3/8	25.0	2.88	2.13	2.13	1.13	.63	.41	.11	.34
*	7/16	30.0	3.25	2.38	2.38	1.25	.72	.47	.13	.38
99261121	1/2	51.0	3.63	2.75	2.75	1.50	.81	.53	.14	.41
*	9/16	51.0	3.63	2.75	2.69	1.50	.88	.59	.14	.41
99261122	5/8	75.0	4.25	3.25	3.13	1.75	.97	.66	.16	.50
99261123	3/4	147	5.00	3.75	3.81	2.00	1.22	.78	.22	.66
99261124	7/8	175	5.50	4.25	4.25	2.25	1.28	.94	.22	.75
99261125	1	275	6.13	4.50	4.94	2.50	1.56	1.06	.25	.88
99261126	1 1/8 - 1 1/4	400	7.00	5.13	5.88	2.88	1.81	1.31	.25	1.13
99261118	1 1/4 - 1 1/8	817	9.06	6.50	6.81	3.50	2.19	1.44	.38	1.13
99261127	1 3/8 - 1 1/2	1175	9.00	6.25	7.13	3.50	2.56	1.56	.50	1.13
*	1 5/8	1700	11.25	8.00	8.13	4.00	2.72	1.72	.50	1.38
*	1 3/4	1775	12.19	9.00	8.50	4.50	2.84	1.84	.50	1.31
*	1 7/8 - 2	2500	15.13	12.00	10.38	6.00	3.09	2.09	.50	1.50
*	2 1/4	3950	17.13	14.00	11.88	7.00	3.63	2.38	.63	1.63

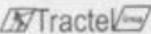
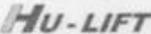
Figura 36. Hoja técnica del guardacabo Vulkan G-414 [22]

# ANEXO V: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL MOTORREDUCTOR ORTOGONAL MOTOVARIO NMRV 050





**TRANSPORTE**

Puentes grúa, Terces eléctricos y mecánicos a cable y cadena.  
Sistemas de electrificación.  
Tifor - malacates - winches - trolleys  
Camejillas y aplicadores hidráulicos  
Montacargas eléctricos

**COT N°: CT-200129**

Quito, 29 de enero de 2020.

Señores:  
**Atte: Jefferson**  
**Cel: 0987751441**  
**Email: jeffersonpiure@gmail.com**  
Presente.-

Nos es grato poner a su conocimiento la siguiente cotización de acuerdo a lo requerido por Ud. (s):

**POTENCIA**





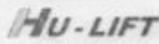
Motorreductores coaxiales y ortogonales,  
multivariables de velocidad.  
Variadores electrónicos (inverters)

**PESAJE**




Balanzas mecánicas,  
electrónicas de piso y pedestal  
Sistemas industriales de pesaje y dosificación.  
Balanzas tipo supermercado.

**MAQUINAS**




Taladros, fresadores de banda y engranajes.  
Tornos paralelos automáticos.  
Fresadoras universales y de torreta  
Cortadoras de sierra - dobladoras  
Accesorios en general.

CANT.	DESCRIPCIÓN	MOTOVARIO
1	<p><b>MOTORREDUCTOR ORTOGONAL</b> TIPO TORNILLO SIN FIN CORONA MARCA: MOTOVARIO (CHI ISO9001) MODELO: NMRVX 050 i=100 POTENCIA: 1/3 HP / 4 P (1680 RPM) REVOLUCIONES DE SERVICIO: 17 RPM TORQUE DE SERVICIO: 46 Nm DIAMETRO DEL AGUJERO SALIDA= 25 mm VOLTAJE: 220-440 V, 60 HZ, TRIFASICO PROTECCION: IP 55 CERRADO CONTRA POLVO Y AGUA. AISLAMIENTO CLASE F MONTAJE: CUALQUIER POSICION FACTOR DE SERVICIO: 1 (REDUCTOR SOPORTARIA HASTA 47Nm, CON HASTA 2 HORAS DE TRABAJO CONTINUO A CARGA UNIFORME Y UN PROMEDIO DE 10 ARRANQUES / HORA) <b>PRECIO UNIT: \$ 354 + IVA</b> <b>DESCUENTO: 10%</b> <b>PRECIO FINAL: \$ 318,60 + IVA</b></p>	
1	<p><b>MOTORREDUCTOR ORTOGONAL</b> TIPO TORNILLO SIN FIN CORONA MARCA: MOTOVARIO (CHI ISO9001) MODELO: NMRVX 030 i=80 POTENCIA: 1/8 HP / 4 P (1710 RPM) REVOLUCIONES DE SERVICIO: 21 RPM TORQUE DE SERVICIO: 9.2 Nm DIAMETRO DEL AGUJERO SALIDA= 14 mm VOLTAJE: 220-440 V, 60 HZ, TRIFASICO PROTECCION: IP 55 CERRADO CONTRA POLVO Y AGUA. AISLAMIENTO CLASE F MONTAJE: CUALQUIER POSICION FACTOR DE SERVICIO: 1.4 (REDUCTOR SOPORTARIA HASTA 13Nm, CON HASTA 8 HORAS DE TRABAJO CONTINUO A SOBRECARGA MEDIA Y UN PROMEDIO DE 80 ARRANQUES / HORA) <b>PRECIO UNIT: \$ 252 + IVA</b> <b>DESCUENTO: 10%</b> <b>PRECIO FINAL: \$ 226,80 + IVA</b></p>	

FORMA DE PAGO	: Contado.
TIEMPO DE ENTREGA	: 1 día, luego de recibida la orden de compra.
VALIDEZ DE LA OFERTA	: 15 Días
GARANTIA	: Un año contra defectos de fabricación.

Atentamente,

ING CRISTHIAN TAPE  
DEPARTAMENTO DE VENTAS

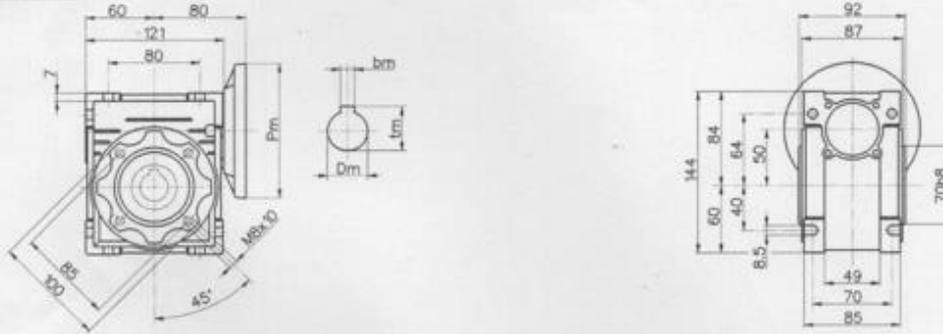
**Figura 37.** Especificaciones técnicas del motorreductor ortogonal Motovario NMRV 050 [CONREPSA]



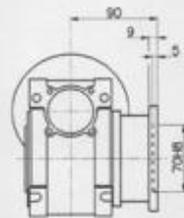
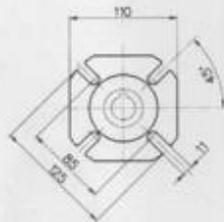
050

Dimensioni / Dimensions / Abmessungen / Encombremets / Dimensiones

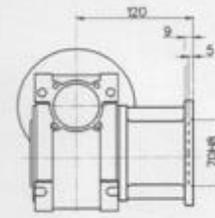
**NMRV**



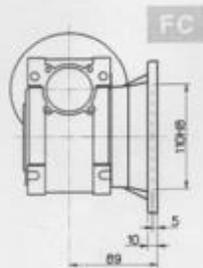
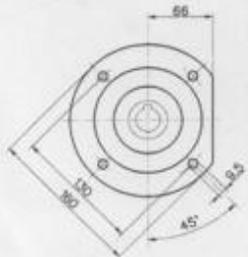
**VS**



**FA**



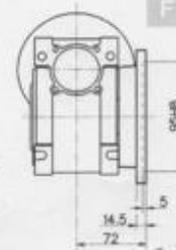
**FB**



**FC**



**FD**



Uscita / Output / Abtrieb / Sortie / Salida		
D H8	b	t
25	8	28,3
(24)	(8)	(27,3)

- (..) Solo su richiesta
- (..) Only on request
- (..) Auf Wunsch
- (..) Seulement sur demande
- (..) Sólo bajo pedido

- Peso senza motore ~3.5 kg
- Weight without motor ~3.5 kg
- Gewicht ohne Motor ~3.5 kg
- Poids sans moteur ~3.5 kg
- Peso sin motor ~3.5 kg

Per le dimensioni relative alla zona attacco motore (Pm, Dm, bm, tm) fare riferimento alla tabella di pag. 333.  
 For the dimensions concerning the motor connection area (Pm, Dm, bm, tm) please refer to the table shown at page 333.  
 Zu den Abmessungen des Motoranschlußflansches (Pm, Dm, bm, tm) siehe Tabelle auf Seite 333.  
 Pour les dimensions concernant la zone de montage du moteur (Pm, Dm, bm, tm) lire SVP le tableau à la page 333.  
 Para las magnitudes correspondientes a la zona del motor (Pm, Dm, bm, tm) consulte la tabla de la página 333.

**Figura 38.** Dimensiones del motorreductor ortogonal Motovario NMRV 050

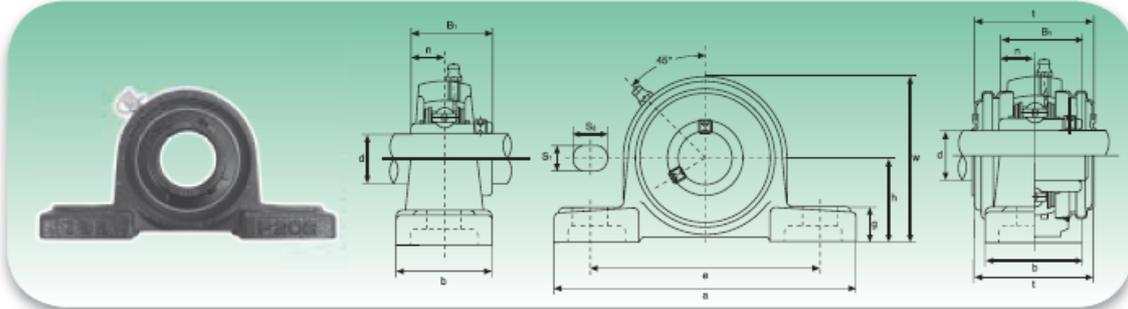
[CONREPSA]

# ANEXO VI: CATÁLOGO DE CHUMACERAS ISB



SUPPORTI RITTI - BEARING UNITS

UCP2 Serie normale - Standard duty



Tipo Type	Dimensioni - Dimensions												Bull. fiss. Bolt Size	Coefficienti di carico (N) Load ratings (N)		Cuscinetto Bearing	Supporto Housing	Peso Weight kg
	d	h	a	e	b	S <sub>1</sub>	S <sub>2</sub>	g	w	t	B <sub>1</sub>	n		Dinamico C <sub>d</sub> Dynamic C	Statico C <sub>s</sub> Static C <sub>s</sub>			
	mm/inch																	
UCP201 UCP201-8	12 1/2	30,2 13/16	127 5	95 33/4	38 1 1/2	13 1/2	19 3/4	14 9/16	62 27/16	44,5 1 3/4	31 1,2205	12,7 0,500	M10 3/8	12160	6318	UC201 UC201-8	P203	0,69 0,69
UCP202 UCP202-9 UCP202-10	15 5/8	30,2 13/16	127 5	95 33/4	38 1 1/2	13 1/2	19 3/4	14 9/16	62 27/16	44,5 1 3/4	31 1,2205	12,7 0,500	M10 3/8	12160	6318	UC202 UC202-9 UC202-10	P203	0,69 0,69 0,69
UCP203 UCP203-11	17 11/16	30,2 13/16	127 5	95 33/4	38 1 1/2	13 1/2	19 3/4	14 9/16	62 27/16	44,5 1 3/4	31 1,2205	12,7 0,500	M10 3/8	12160	6318	UC203 UC203-11	P203	0,68 0,67
UCP204 UCP204-12	20 3/4	33,3 15/16	127 5	95 33/4	38 1 1/2	13 1/2	19 3/4	14 9/16	65 28/16	44,5 1 3/4	31 1,2205	12,7 0,500	M10 3/8	12160	6318	UC204 UC204-12	P204	0,66 0,66
UCP205 UCP205-13 UCP205-14 UCP205-15 UCP205-16	25 13/16 7/8 15/16 1	36,5 17/16	140 5 1/2	105 4 1/8	38 1 1/2	13 1/2	19 3/4	15 19/32	71 225/32	48 157/64	34,1 1,3425	14,3 0,563	M10 3/8	13300	7457	UC205 UC205-13 UC205-14 UC205-15 UC205-16	P205	0,81 0,85 0,83 0,82 0,81
UCP206 UCP206-17 UCP206-18 UCP206-19 UCP206-20	30 11/16 11/8 13/16 1 1/4	42,9 17/16	165 6 1/2	121 4 3/4	48 1 7/8	17 43/64	20 25/32	17 21/32	84 35/16	53 25/64	38,1 1,5000	15,9 0,626	M14 1/2	18525	10735	UC206 UC206-17 UC206-18 UC206-19 UC206-20	P206	1,24 1,27 1,26 1,24 1,23
UCP207 UCP207-20 UCP207-21 UCP207-22 UCP207-23	35 1 1/4 15/16 13/8 17/16	47,6 17/8	167 69/16	127 5	48 1 7/8	17 43/64	20 25/32	18 45/64	93 321/32	59,5 211/32	42,9 1,6890	17,5 0,689	M14 1/2	24415	14630	UC207 UC207-20 UC207-21 UC207-22 UC207-23	P207	1,58 1,64 1,61 1,58 1,55
UCP208 UCP208-24 UCP208-25	40 1 1/2 19/16	49,2 115/16	184 7 1/4	137 513/32	54 2 1/8	17 43/64	20 25/32	18 45/64	100 315/16	69 223/32	49,2 1,9370	19 0,748	M14 1/2	27645	16910	UC208 UC208-24 UC208-25	P208	1,89 1,93 1,90
UCP209 UCP209-26 UCP209-27 UCP209-28	45 15/8 11/16 1 1/4	54,0 2 1/8	190 715/32	146 5 3/4	54 2 1/8	17 43/64	20 25/32	20 25/32	106 411/64	69 223/32	49,2 1,9370	19 0,748	M14 1/2	32395	20235	UC209 UC209-26 UC209-27 UC209-28	P209	2,14 2,24 2,20 2,14
UCP210 UCP210-29 UCP210-30 UCP210-31 UCP210-32	50 113/16 17/8 115/16 2	57,2 2 1/4	206 81/8	159 6 1/4	60 2 3/8	20 25/32	23 29/32	21 53/64	113 429/64	74,5 215/16	51,6 2,0315	19 0,748	M16 5/8	33345	22135	UC210 UC210-29 UC210-30 UC210-31 UC210-32	P210	2,66 2,78 2,73 2,68 2,64
UCP211 UCP211-32 UCP211-33 UCP211-34 UCP211-35	55 2 21/16 21/8 23/16	63,5 2 1/2	219 85/8	171 647/64	60 2 3/8	20 25/32	23 29/32	23 29/32	125 459/64	76 3	55,6 2,1890	22,2 0,874	M16 5/8	41230	27930	UC211 UC211-32 UC211-33 UC211-34 UC211-35	P211	3,31 3,46 3,40 3,35 3,29
UCP212 UCP212-36 UCP212-37 UCP212-38 UCP212-39	60 2 1/4 25/16 23/8 27/16	69,8 2 3/4	241 9 1/2	184 7 1/4	70 2 3/4	20 25/32	23 29/32	25 63/64	138 57/16	89 3 1/2	65,1 2,5630	25,4 1,000	M16 5/8	49780	34390	UC212 UC212-36 UC212-37 UC212-38 UC212-39	P212	4,90 5,03 4,95 4,88 4,81
UCP213 UCP213-40 UCP213-41	65 2 1/2 3	76,2 107/16	265 8	203 8	70 2 3/4	25 63/64	28 13/32	27 11/16	150 529/32	89 3 1/2	65,1 2,5630	25,4 1,000	M20 3/4	54340	38095	UC213 UC213-40 UC213-41	P213	5,15 5,24 5,15
UCP214 UCP214-42 UCP214-43 UCP214-44	70 25/8 21/16 2 1/4	79,4 31/8	266 1015/32	210 817/64	72 227/32	25 63/64	28 13/32	27 11/16	156 69/64	-	74,6 2,9370	30,2 1,189	M20 3/4	59090	41895	UC214 UC214-42 UC214-43 UC214-44	P214	6,20 6,41 6,31 6,21
UCP215 UCP215-45 UCP215-46 UCP215-47 UCP215-48	75 213/16 27/8 215/16 3	82,6 3 1/4	275 1053/64	217 835/64	74 229/32	25 63/64	28 13/32	28 13/32	162 63/8	-	77,8 3,0630	33,3 1,311	M20 3/4	64030	45885	UC215 UC215-45 UC215-46 UC215-47 UC215-48	P215	7,16 7,41 7,30 7,19 7,07
UCP216 UCP216-49 UCP216-50 UCP216-51	80 31/16 31/8 33/16	88,9 3 1/2	292 11 1/2	232 91/8	78 3 1/16	25 63/64	28 13/32	30 13/16	174 627/32	-	82,6 3,2520	33,3 1,311	M20 3/4	69065	50350	UC216 UC216-49 UC216-50 UC216-51	P216	8,10 8,28 8,15 8,02
UCP217 UCP217-52 UCP217-53 UCP217-55	85 31/4 35/16 37/16	95,2 3 3/4	310 1213/64	247 923/32	83 317/64	25 63/64	28 13/32	32 1 1/4	185 79/32	-	85,7 3,3740	34,1 1,343	M20 3/4	79800	58805	UC217 UC217-52 UC217-53 UC217-55	P217	9,81 10,03 9,89 9,60
UCP218 UCP218-56	90 3 3/4	101,6 4	327 127/8	262 105/16	88 315/32	27 11/16	30 13/16	33 119/64	198 751/64	-	96 3,7795	39,7 1,5630	M22 7/8	91295	67925	UC218 UC218-56	P218	11,96 12,07

Figura 39. Selección de rodamientos de chumacera [23] [24]

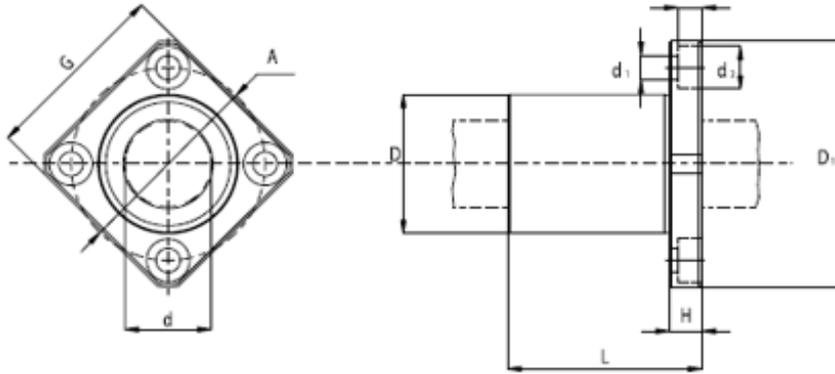
# ANEXO VII: CATÁLOGO RODAMIENTOS PARA SISTEMAS DE GUIADO LINEAL NSB

CUSCINETTI PER MOVIMENTAZIONE LINEARE - LINEAR BEARINGS



**KBK**  
Gabbia in poliammide

**KBK**  
Polyamide cage



Tipologia Type	N° riciccoli Number of ball rows	Peso Weight [kg]	d [mm]	d Tolleranza Tolerance [µm]	D [mm]	D Tolleranza Tolerance [µm]	L [mm]	L Tolleranza Tolerance [mm]	D <sub>1</sub> [mm]	D <sub>1</sub> Tolleranza Tolerance [µm]
KBK 08	4	0.033	8	+8 + 0	16	0 + -8	25	0 + -0.2	32	0 + -0.2
KBK 12	4	0.066	12	+8 + 0	22	0 + -9	32	0 + -0.2	42	0 + -0.2
KBK 16	5	0.090	16	+9 + -1	26	0 + -9	36	0 + -0.2	46	0 + -0.2
KBK 20	5	0.149	20	+9 + -1	32	0 + -11	45	0 + -0.2	54	0 + -0.2
KBK 25	6	0.295	25	+11 + -1	40	0 + -11	58	0 + -0.3	62	0 + -0.2
KBK 30	6	0.460	30	+11 + -1	47	0 + -11	68	0 + -0.3	76	0 + -0.2
KBK 40	6	0.995	40	+13 + -2	62	0 + -13	80	0 + -0.3	98	0 + -0.3
KBK 50	6	1.550	50	+13 + -2	75	0 + -13	100	0 + -0.3	112	0 + -0.3
KBK 60	6	2.740	60	+13 + -2	90	0 + -15	125	0 + -0.4	134	0 + -0.3

Tipologia Type	G [mm]	H [mm]	A [mm]	d1xd2xh [mm]	Tolleranza perpendicolarità flangia Flange perpendicularity Tolerance [µm]	Eccentricità max Max eccentricity [µm]	Tolleranza gloco radiale Radial clearance tolerance [µm]	Capacità di Carico Load capacity rating [N]	
								C	C <sub>0</sub>
KBK 08	25	5	24	3.4 x 6.5 x 3.3	12	12	-5	270	410
KBK 12	32	6	32	4.5 x 8 x 4.4	12	12	-5	520	790
KBK 16	35	6	36	4.5 x 8 x 4.4	12	12	-7	590	910
KBK 20	42	8	43	5.5 x 9 x 5.4	15	15	-9	880	1400
KBK 25	50	8	51	5.5 x 9 x 5.4	15	15	-9	1000	1600
KBK 30	60	10	62	6.6 x 11 x 6.5	15	15	-9	1600	2800
KBK 40	75	13	80	9 x 14 x 8.6	20	20	-13	2200	4100
KBK 50	88	13	94	9 x 14 x 8.6	20	20	-13	3900	8100
KBK 60	106	18	112	11 x 17.5 x 10.8	25	25	-13	4800	10200

Figura 40. Selección de rodamientos para sistemas de guiado lineal [13]

## ANEXO VIII: BARRA PERFORADA

### BARRA PERFORADA



#### INFORMACIÓN GENERAL



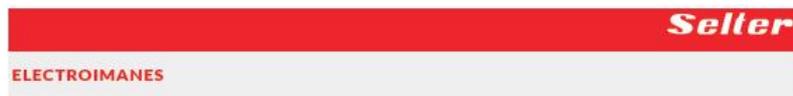
#### MEDIDAS EN STOCK

##### REDONDO

Diámetro (mm)	Peso (Kg/m)						
30 x 15	5,3	70 x 45	20,9	100 x 60	46,6	130 x 75	82,1
30 x 20	3,9	75 x 45	26,2	100 x 65	42,0	130 x 110	34,9
35 x 20	6,5	75 x 50	22,7	100 x 80	26,2	140 x 70	
40 x 20	9,4	75 x 60	14,7	105 x 55	58,2	140 x 75	101,7
40 x 25	7,7	80 x 40	34,9	105 x 60		140 x 85	
45 x 30	8,8	80 x 45	31,8	105 x 65	49,5	140 x 105	62,4
50 x 30	12,6	80 x 50	28,4	108 x 55		150 x 85	111,2
50 x 35	10,0	80 x 55		108 x 60		159 x 90	
55 x 30	16,7	85 x 45	37,8	110 x 60	61,9	160 x 95	120,6
55 x 40	11,2	85 x 50	34,4	110 x 80	41,5	168 x 96	
57 x 30		85 x 55	30,6	110 x 90	29,1	170 x 125	96,6
60 x 35	17,3	90 x 50	40,8	115 x 65	65,5	180 x 130	112,8
60 x 40	14,6	90 x 55	36,9	115 x 80	49,7	200 x 150	127,4
65 x 35	21,8	95 x 50	47,5	120 x 70	69,1	210 x 170	119,4
65 x 40	19,1	95 x 55	43,7	125 x 70	78,0	250 x 150	314,3
70 x 40	24,0	95 x 60	39,5	125 x 90	54,8	250 x 170	264,0
						250 x 190	207,4

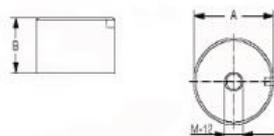
Figura 41. Especificaciones técnicas de la barra perforada [24]

## ANEXO IX: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL ELECTROIMÁN CIRCULAR



#### CIRCULAR

Tensión de alimentación a 24 V DC  
Cable de conexión de 1 m de longitud  
Salida de cable superior o lateral.



CÓDIGO	A mm	B mm	AGUJEROS FLANJEACIÓN	POTENCIA W	FUERZA TRACCIÓN	PESO Kg
63.99.002	60	40	M-12	3,5	65 daN	0,6
63.99.003	80	50	M-12	12	200 daN	1,5
63.99.004	100	60	M-12	7,5	360 daN	2,9
63.99.005	120	80	M-12	22	520 daN	5,4

NOTA: Para otras medidas, consultar.

Figura 42. Selección del electroimán circular para el sistema de sujeción de la máquina [17]

# ANEXO X: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL EJE DE TRANSMISIÓN

**EJES**  
**ACERO DE TRANSMISIÓN**

**Especificaciones Generales:**

Norma: AISI 1018

Descripción: Es un acero de cementación no aleado principalmente utilizado para la elaboración de piezas pequeñas, exigidas al desgaste y donde la dureza del núcleo no es muy importante.

Aplicaciones: Levas uniones, bujes, pines, pivotes, pernos grado 3.

Largo: 6 mts



COMPOSICIÓN QUÍMICA				
%C	%Si	%Mn	%P	%S
0 - 0,20	0 - 0,25	0 - 0,70	0 - 0,04	0 - 05

PROPIEDADES MECÁNICAS			
RESISTENCIA MECÁNICA (N/mm <sup>2</sup> )	PUNTO DE FLUENCIA (N/mm <sup>2</sup> )	Elongación % Min.	DUREZA ROCKWELL B
410 - 520	235	20	143

DIMENSIONES	
DIÁMETRO	
3/8"	
1/2"	
5/8"	
3/4"	
7/8"	
1"	
1-1/4"	
1-1/2"	
1-3/4"	
2"	
2-1/4"	
2-1/2"	
2-3/4"	
3"	
3-1/2"	
4"	
4-1/2"	
5"	
6"	

Figura 43. Selección del eje de transmisión [25]

# ANEXO XI: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL ACTUADOR ELÉCTRICO LINEAL

## Electrak® 1 S – Technical Features



### Standard Features

- Compact and lightweight
- Integrated end of stroke limit switches
- Corrosion resistant housing
- Self-locking acme screw drive system
- Maintenance free
- Ideal for replacement of comparable size pneumatic and hydraulic cylinders

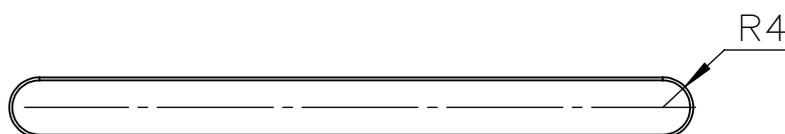
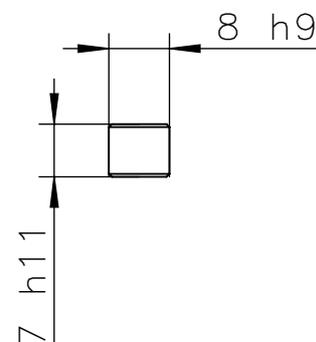
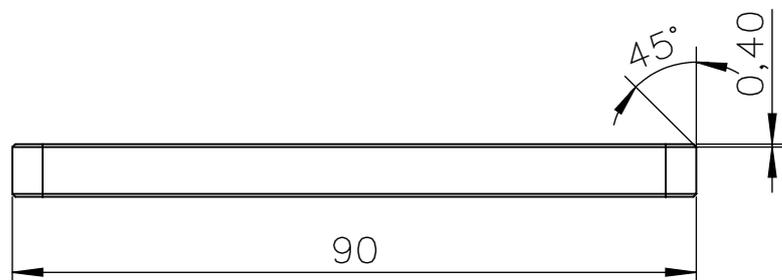
Mechanical Specifications		
Max. static load <sup>(1)</sup>	[N (lbf)]	1300 (300)
Max. dynamic load (Fx)	[N (lbf)]	
Sxx-09A04		110 (25)
Sxx-09A08		225 (50)
Sxx-17A08		340 (75)
Sxx-17A16		340 (75)
Speed @ no load/max. load	[mm/s (in/s)]	
Sxx-09A04		78/64 (3.1/2.5)
Sxx-09A08		39/29 (1.5/1.1)
Sxx-17A08		21/16 (0.8/0.6)
Sxx-17A16		10/8 (0.4/0.3)
Min. ordering stroke (S) length	[in]	1
Max. ordering stroke (S) length	[in]	8
Ordering stroke length increments	[in]	1
Operating temperature limits	[°C (°F)]	-25 - 65 (-13 - 150)
Full load duty cycle @ 25 °C (77 °F)	[%]	25
End play, maximum	[mm (in)]	0.9 (0.04)
Restraining torque	[Nm (lbf-in)]	2.3 (1.7)
Protection class - static		IP66
Salt spray resistance	[h]	96

<sup>1)</sup> Max. static load at fully retracted stroke

Figura 44. Selección del actuador lineal eléctrico para el sistema de bloqueo de la máquina [26]

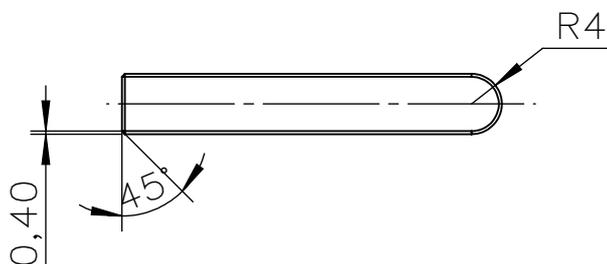
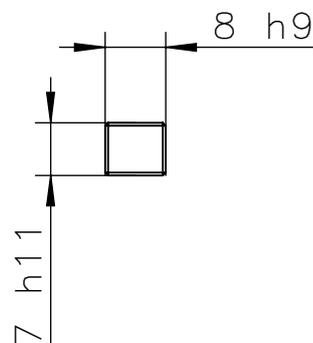
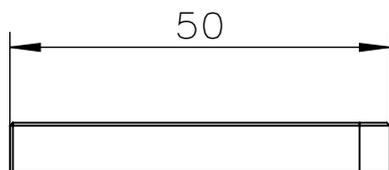
## **ANEXO XII: PLANOS DE CONJUNTO Y TALLER**

N7/



Tolerancias	
h9	0
	-0.036
h11	0
	-0.090

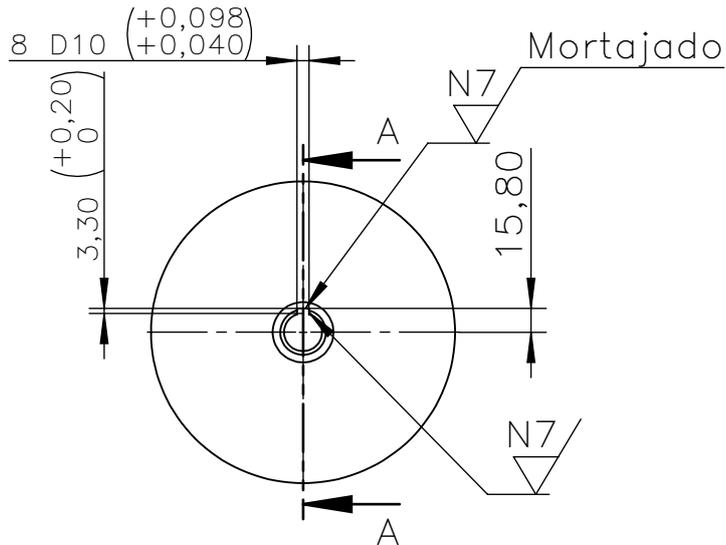
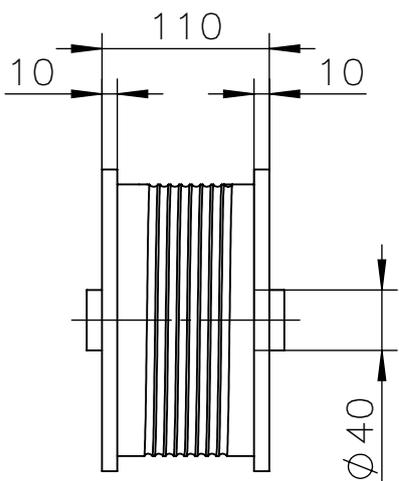
Trat. Térmico: Ninguno	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento: Ninguno		Dib: Jefferson Piure	Dis: Jefferson Piure
MATERIAL: ACERO AISI 1018-CD	Tol.Gral. ±0.05	Escala: 1:1	Rev: Ing. Wilson Wachamín
CHAVETA DEL TAMBOR		FIM-MPEI-010	FECHA: 9/2/2023



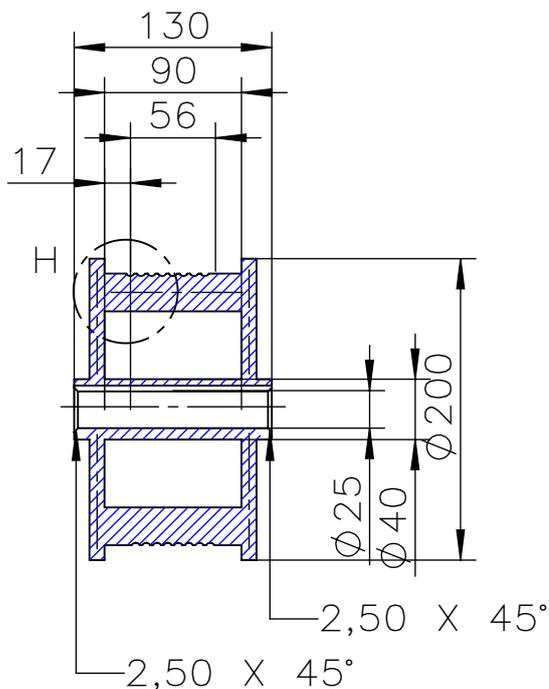
Tolerancias	
h9	0
	-0.036
h11	0
	-0.090

Trat. Térmico: Ninguno		EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento: Ninguno				
MATERIAL: ACERO AISI 1018-CD		Tol.Gral. ±0.05	Escala: 1:1	Dib: Jefferson Piure
				Dis: Jefferson Piure
				Rev: Ing. Wilson Wachamín
CHAVETA DEL MOTORREDUCTOR			FIM-MPEI-020	
			FECHA: 9/2/2023	

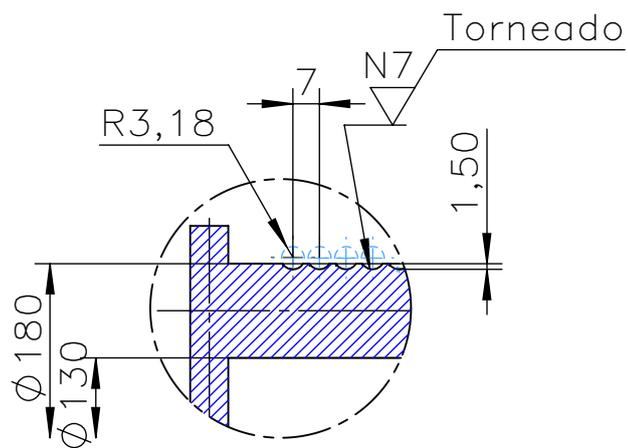
✓ ( N7 / )



CORTE A-A

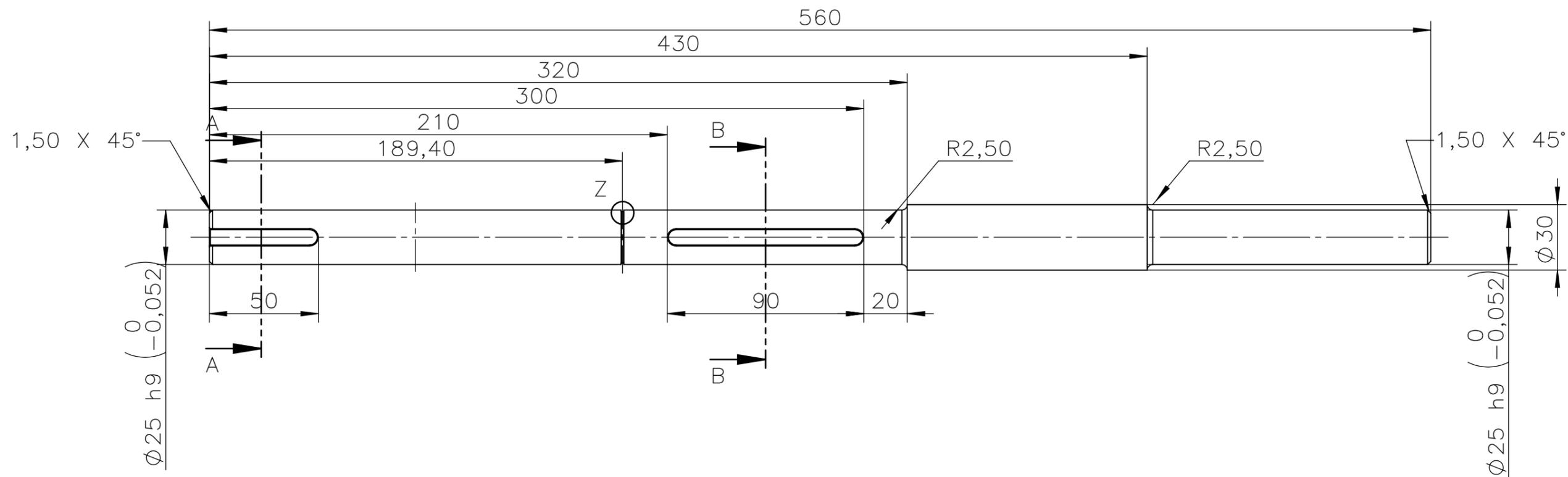


DETALLE H  
ESCALA 1 : 2

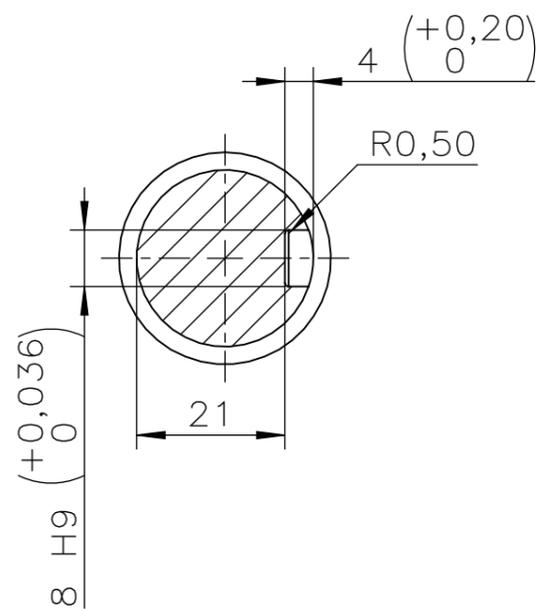


Datos del Tambor	
Paso	7
N° de ranuras	8
Radio ranura	3.18

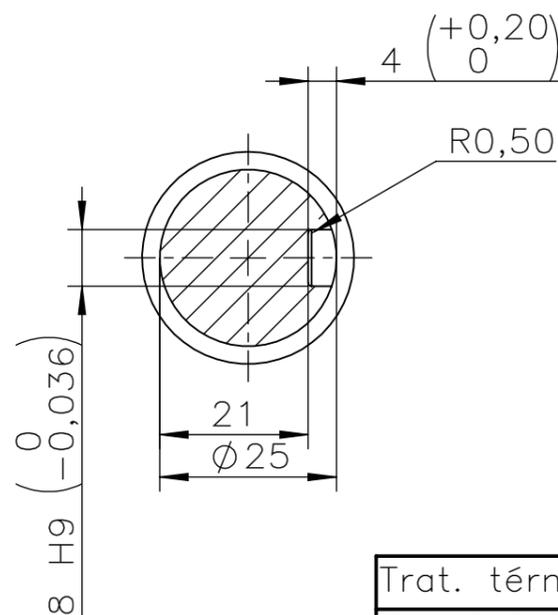
Trat. Térmico: Ninguno	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento: Ninguno		Dib: Jefferson Piure	Dis: Jefferson Piure
MATERIAL: BARRA PERFORADA DE ACERO ASTM A53	Tol. Gral. ±0.05	Escala: 1:5	Rev: Ing. Wilson Wachamín
TAMBOR RANURADO		FIM-MPEI-030	FECHA: 9/2/2023



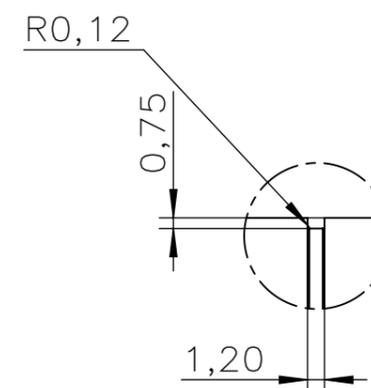
CORTE A-A  
ESCALA 1 : 1



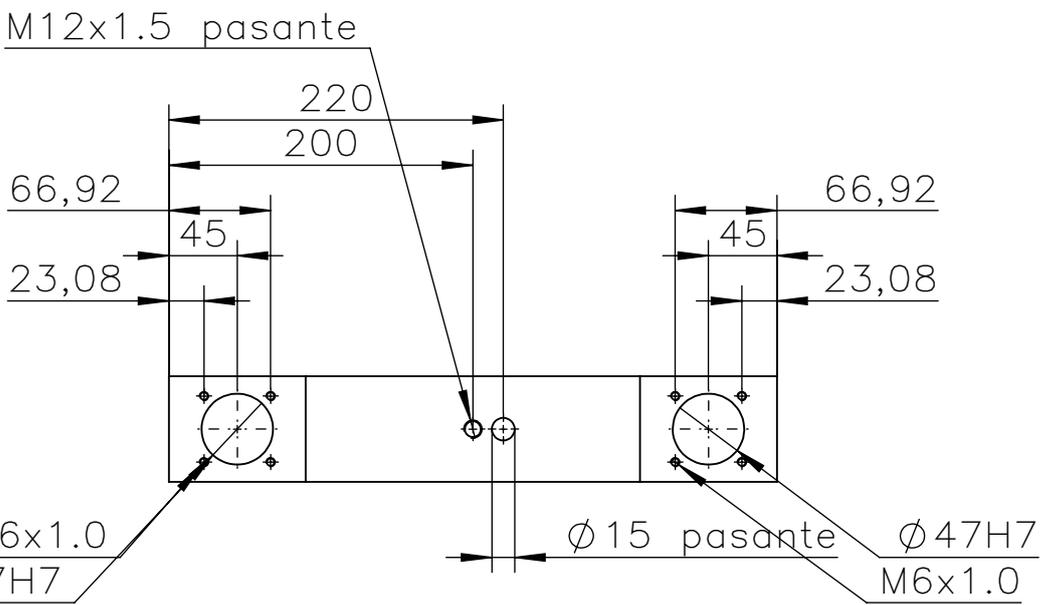
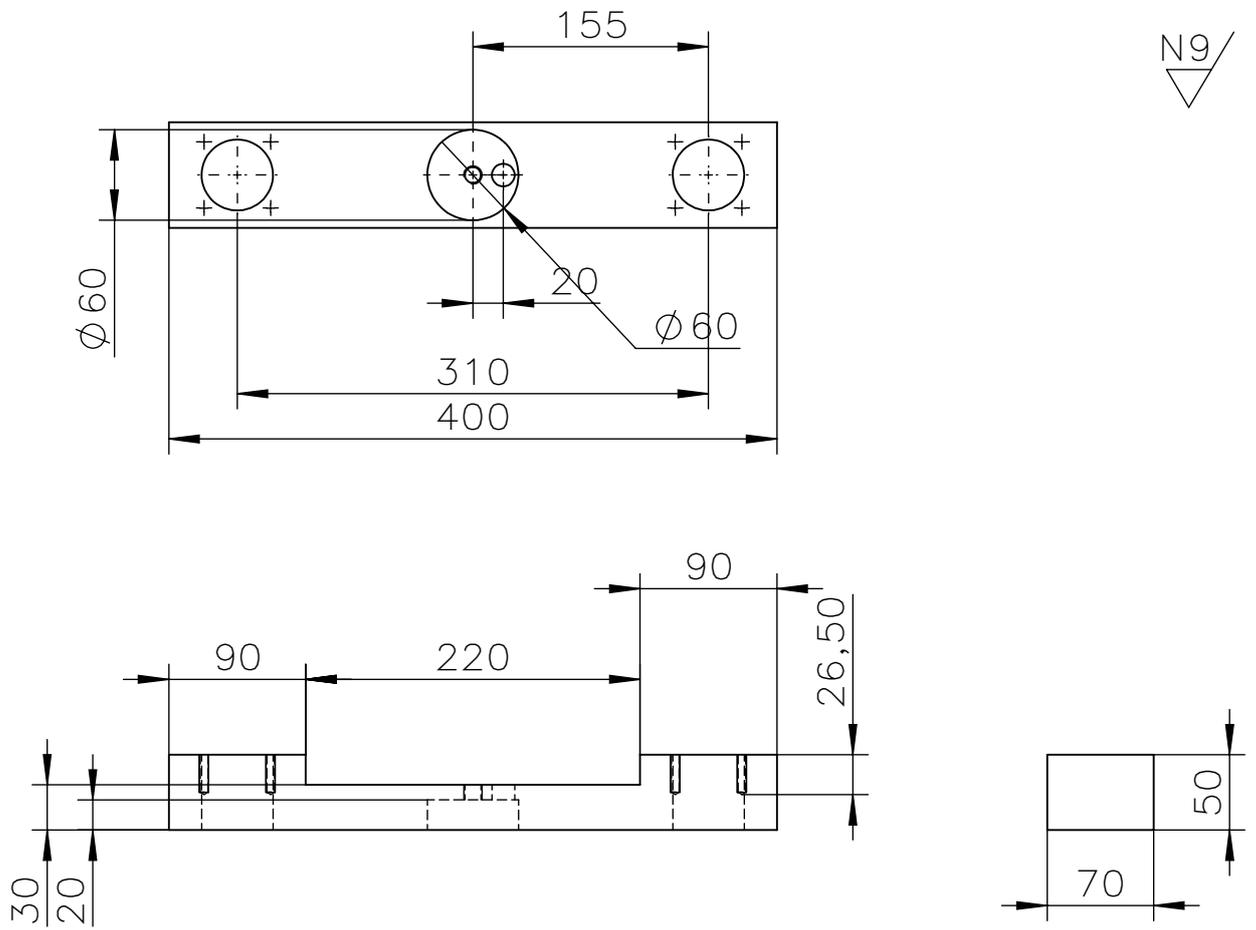
CORTE B-B  
ESCALA 1 : 1



DETALLE Z  
ESCALA 2 : 1



Trat. térmico:	Ninguno	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento:	Ninguno		Dib:	Jefferson Piure
MATERIAL: ACERO AISI 1018 CD	Tol.Gral. ±0.05	Escala: 1:10	Dis:	Jefferson Piure
			Rev:	Wilson Wachamín
			Fecha: 9/2/2023	
EJE DE TRANSMISIÓN		FIM-MPEI-040		

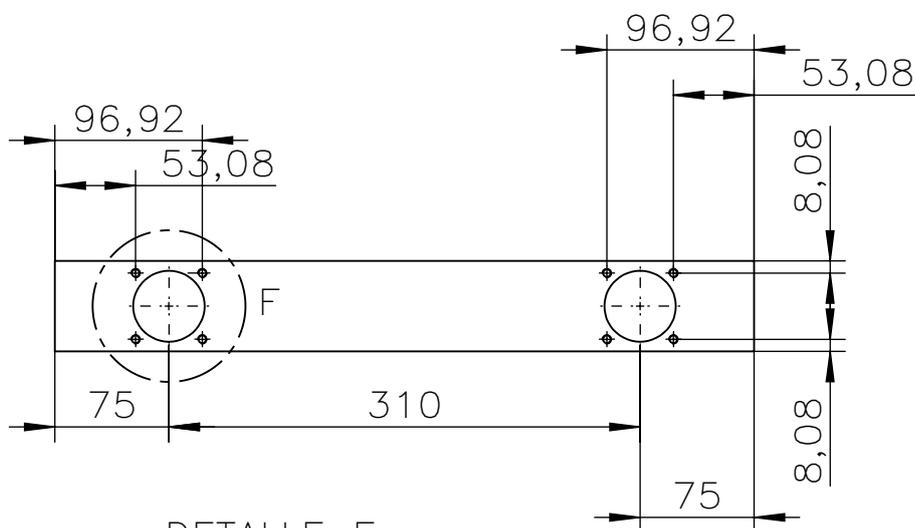
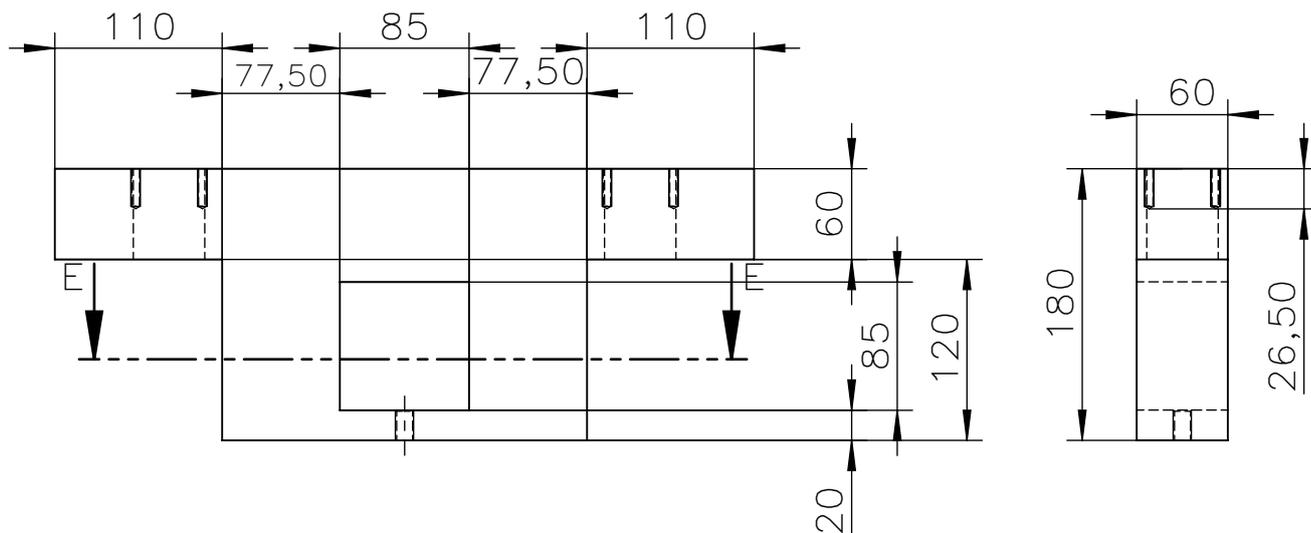


Nota:  
- Eliminar aristas vivas

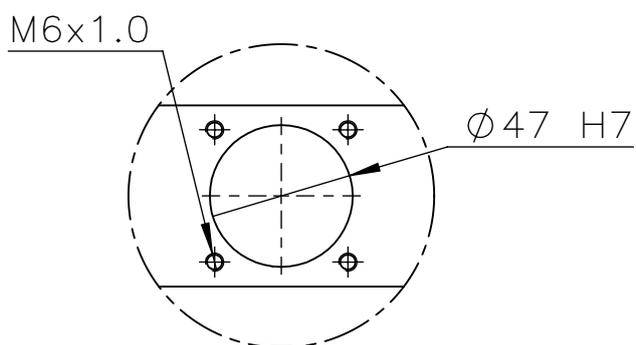
Tolerancia	
H7	+0.025
	0

Trat. Térmico: Ninguno		EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento: Ninguno				
MATERIAL: ACERO AISI 1020-CD		Tol.Gral. ±0.05	Escala: 1:5	Dib: Jefferson Piure
				Dis: Jefferson Piure
			Rev: Ing. Wilson Wachamín	
SOPORTE DEL BLOQUE IMPACTADOR			FIM-MPEI-050	
			FECHA: 9/2/2023	

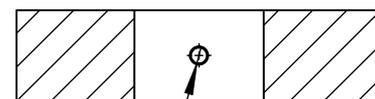
N9



DETALLE F  
ESCALA 2 : 5



CORTE E-E

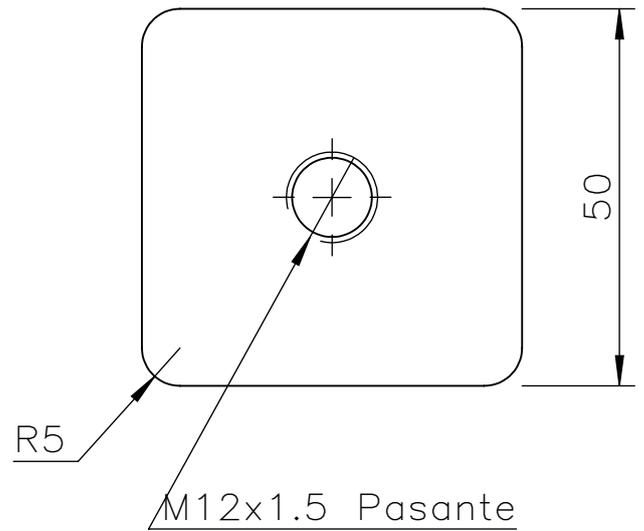
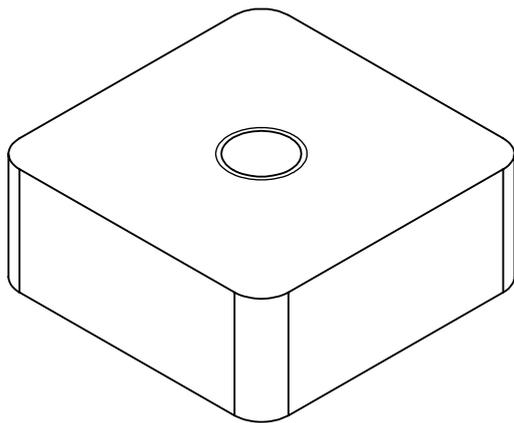
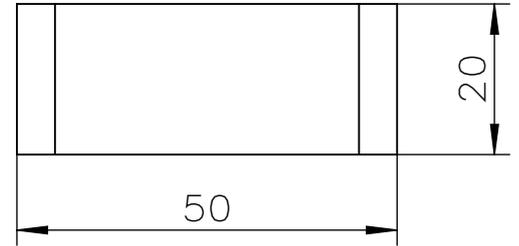


M12x1.5 pasante 85

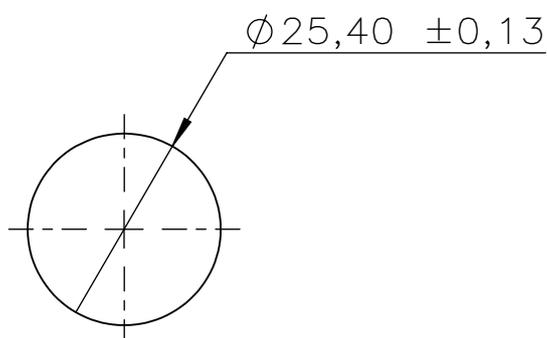
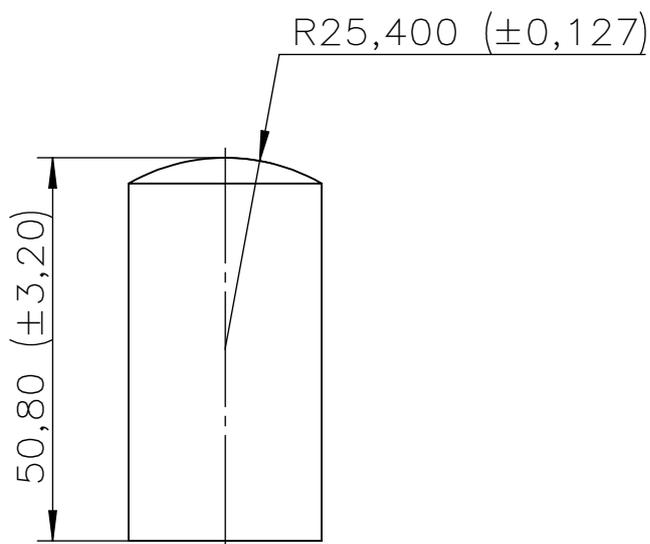
Tolerancia	
H7	+0.025
	0

Trat. Térmico: Ninguno	Ninguno	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento: Ninguno	Ninguno		Dib: Jefferson Piure	Dis: Jefferson Piure
MATERIAL: ACERO AISI 1020-CD	Tol.Gral. ±0.05	Escala: 1:5	Rev: Ing. Wilson Wachamín	
BLOQUE IMPACTADOR		FIM-MPEI-060		FECHA: 9/2/2023

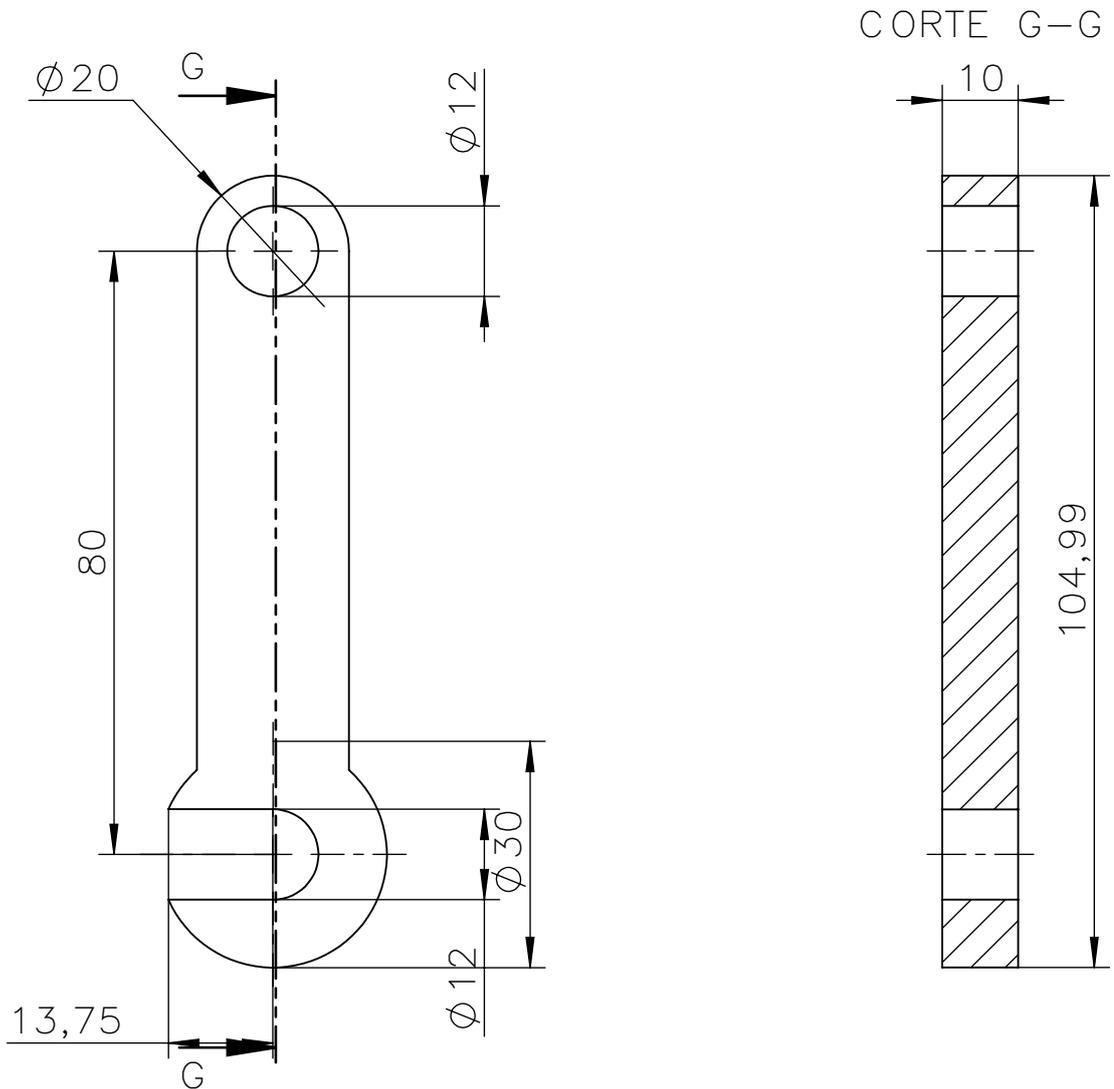
N9/



Trat. Térmico: Ninguno		EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento: Ninguno			Dib: Jefferson Piure	Dis: Jefferson Piure
MATERIAL: ACERO AISI 1020-CD		Tol.Gral. ±0.05	Escala: 1:1	Rev: Ing. Wilson Wachamín
ACOPLE DEL IMPACTADOR			FIM-MPEI-070	FECHA: 9/2/2023



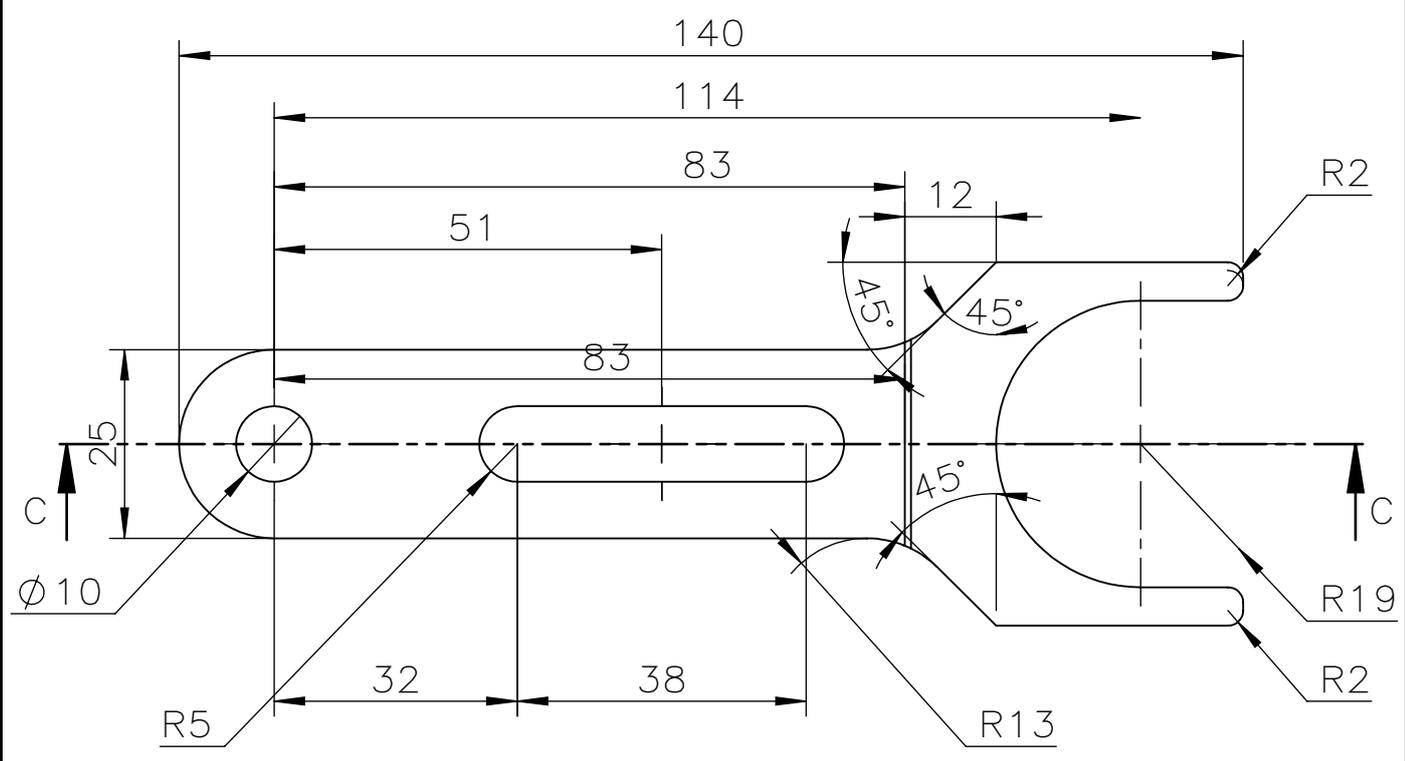
Trat. Térmico: Ninguno		EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento: Ninguno			Dib:	Jefferson Piure
MATERIAL:		Escala: 2:1	Dis:	Jefferson Piure
ACERO AISI 1020-CD			Rev:	Ing. Wilson Wachamín
Tol.Gral. ±0.05		CILINDRO IMPACTADOR		FIM-MPEI-080
				FECHA: 9/2/2023



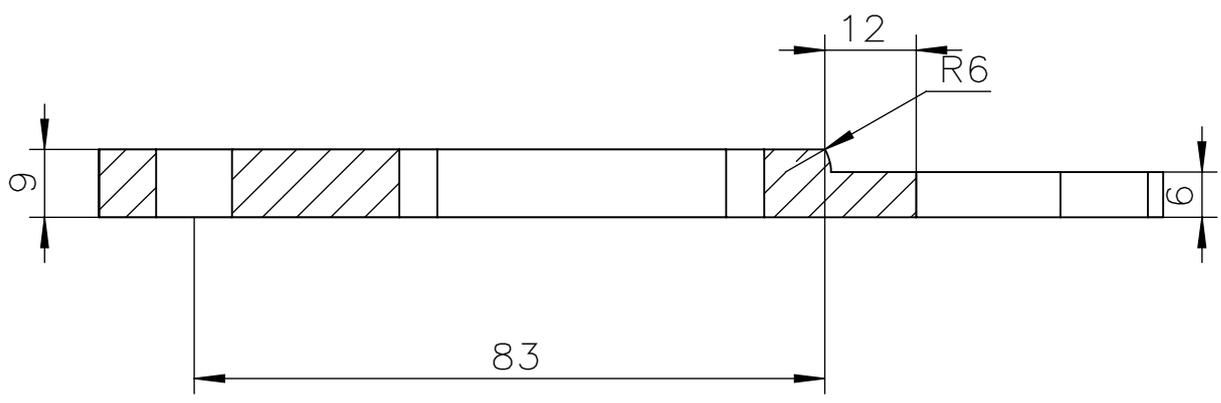
Nota:  
 - Eliminar aristas vivas

Trat. Térmico: Ninguno		EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento: Ninguno			Dib: Jefferson Piure	Dis: Jefferson Piure
MATERIAL: ACERO ASTM A36		Tol.Gral. $\pm 0.05$	Escala: 1:1	Rev: Ing. Wilson Wachamín
PESTILLO DE SEGURIDAD		FIM-MPEI-090		FECHA: 9/2/2023

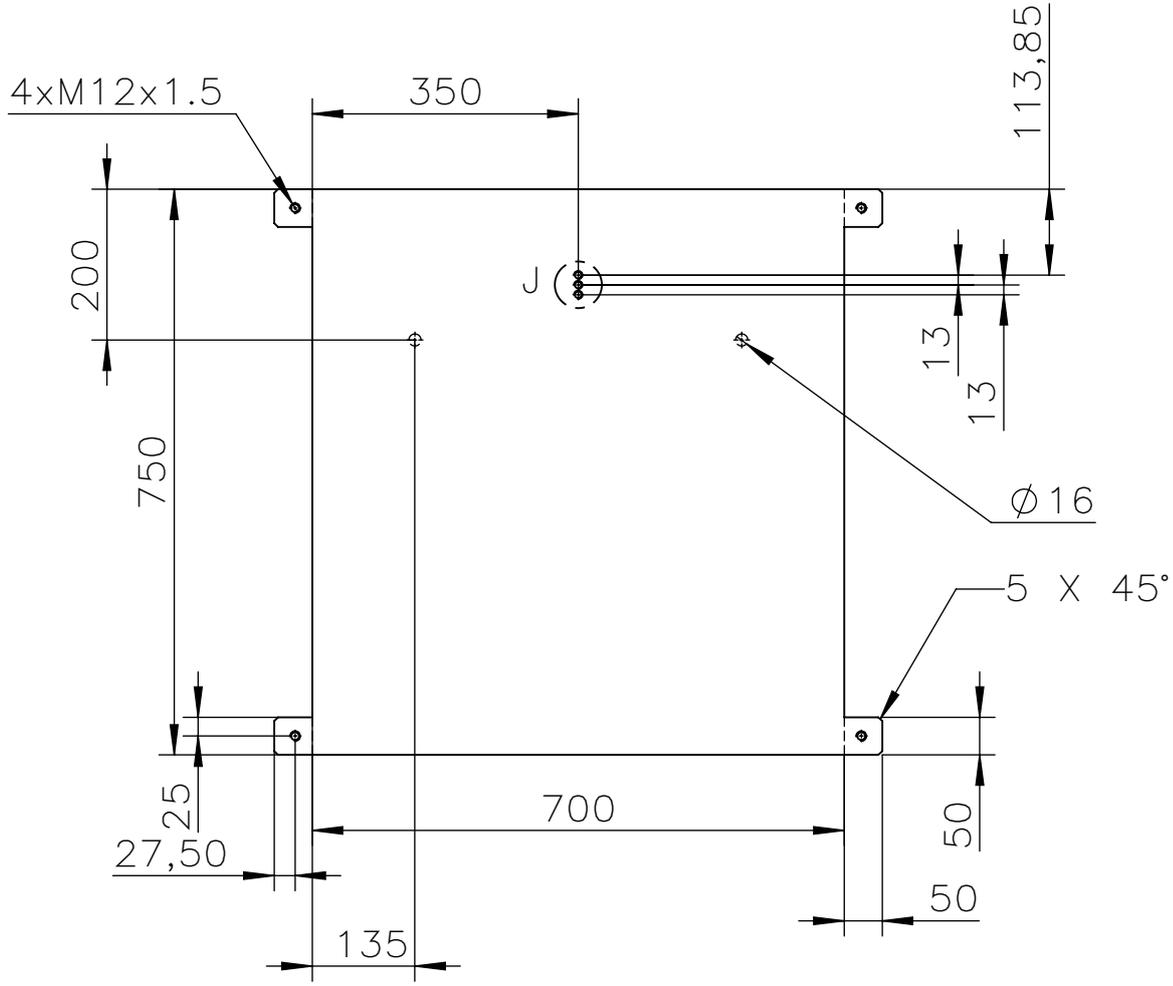
N7/



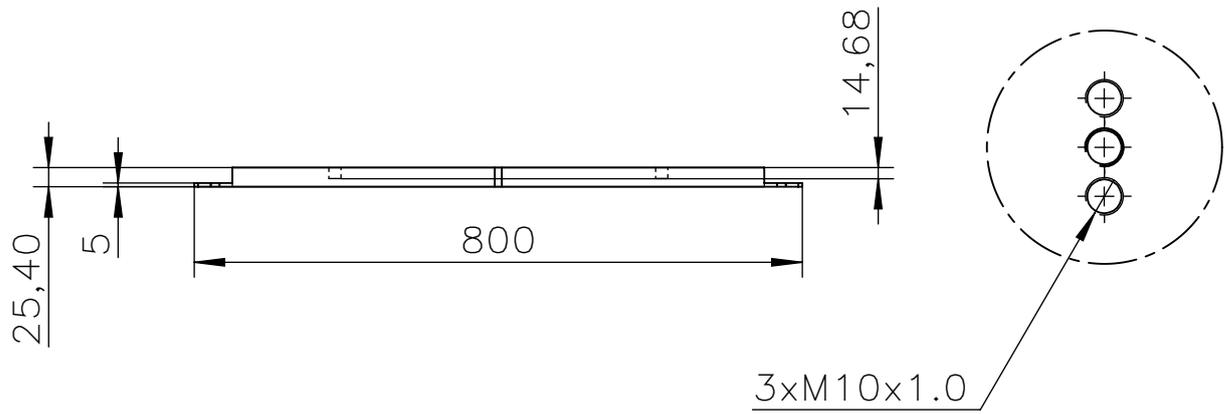
CORTE C-C  
ESCALA 1 : 1



Trat. Térmico: Ninguno		EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento: Ninguno			Dib:	Jefferson Piure
MATERIAL:		Escala: 1:2	Dis:	Jefferson Piure
ACERO AISI 1020-CD			Rev:	Ing. Wilson Wachamín
Tol.Gral. ±0.05			HORQUILLA DE SUJECIÓN	
FIM-MPEI-100		FECHA: 9/2/2023		

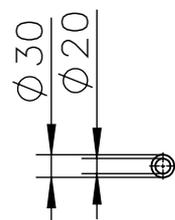
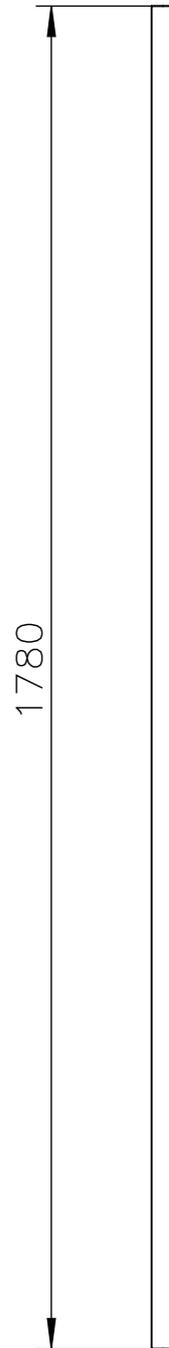


DETALLE J  
ESCALA 1 : 2

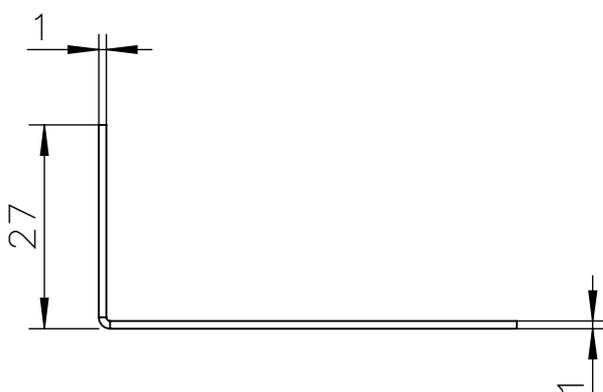
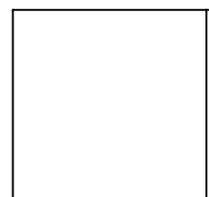


- Eliminar aristas vivas

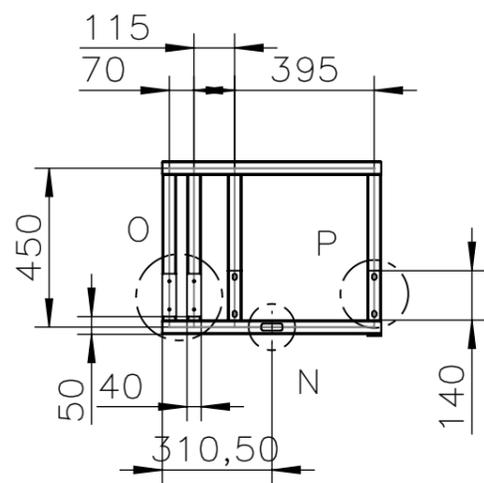
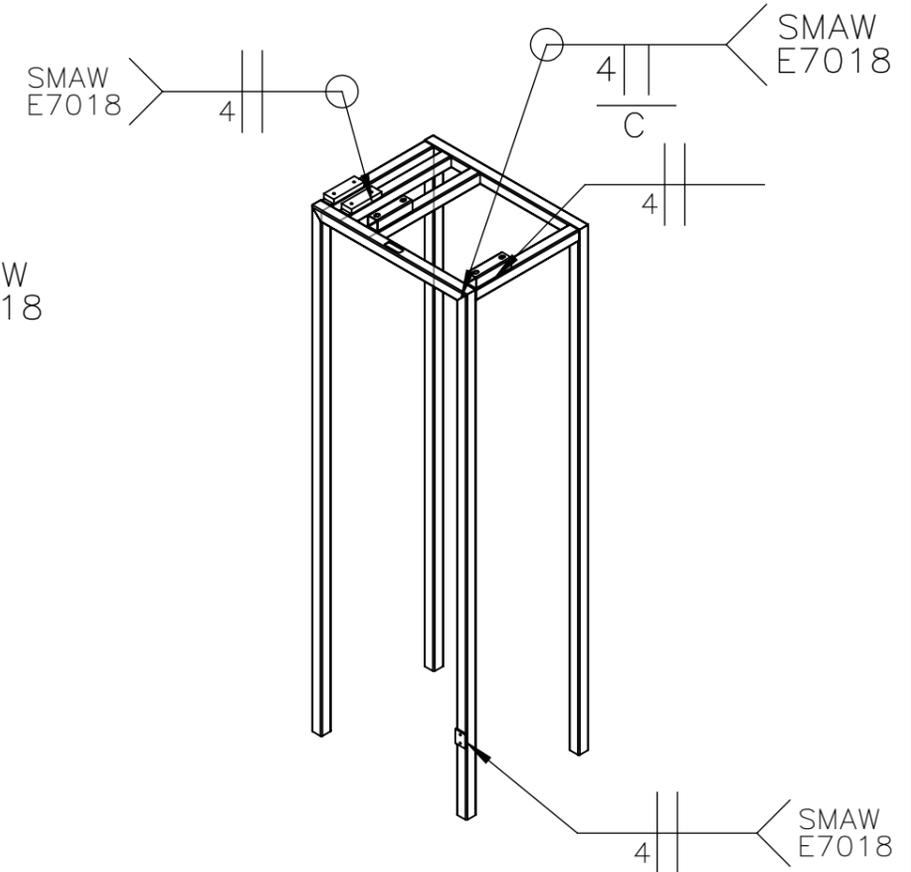
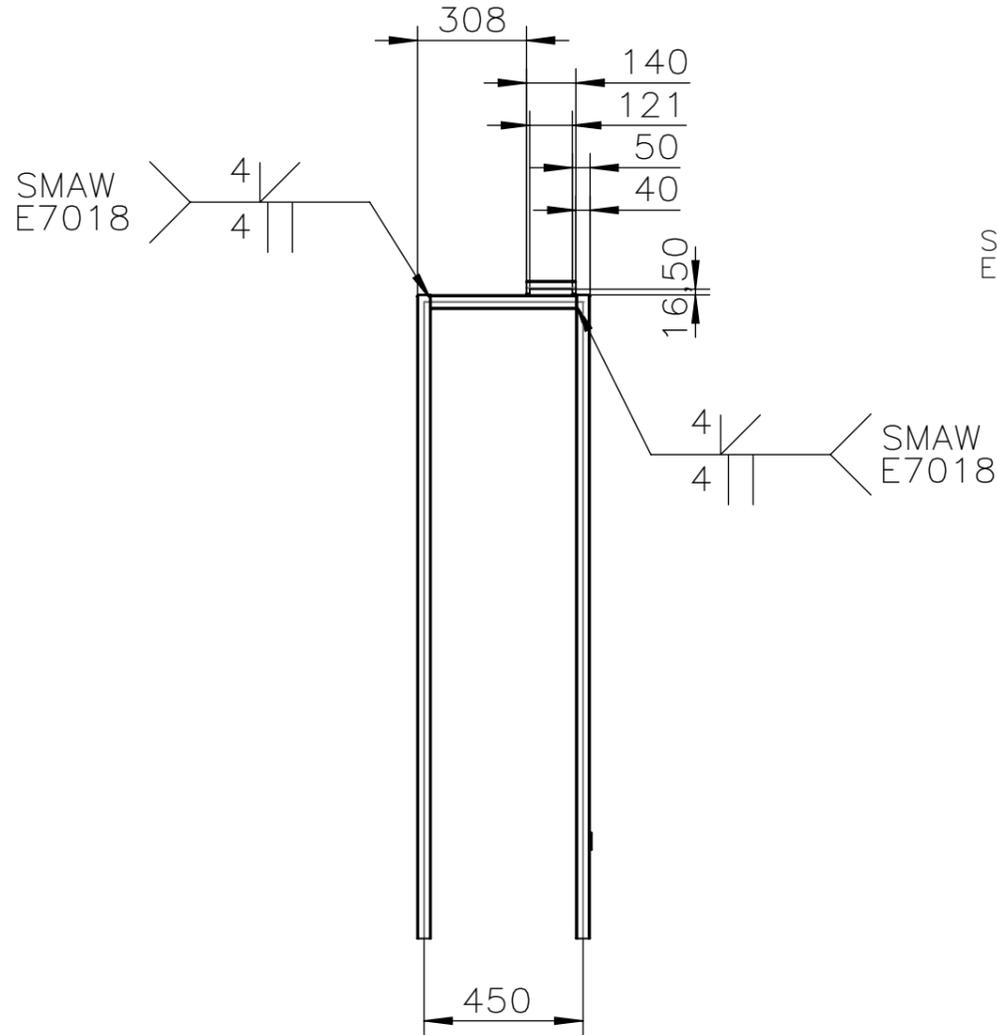
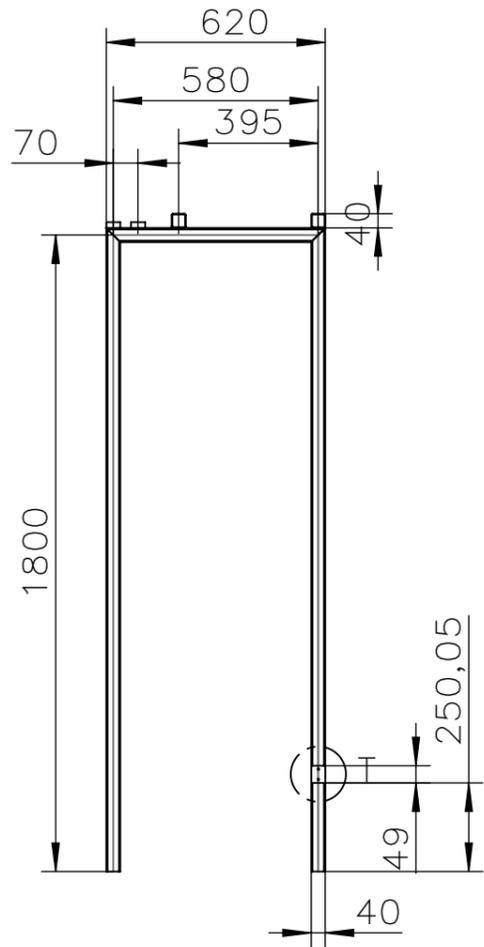
Trat. Térmico: Ninguno		EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento: Ninguno				
MATERIAL: ACERO ASTM-A36		Tol.Gral. ±0.05	Escala: 1:10	Dib: Jefferson Piure
				Dis: Jefferson Piure
			Rev: Ing. Wilson Wachamín	
Placa Base		FIM-MPEI-110		FECHA: 9/2/2023



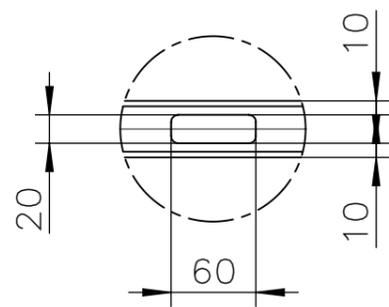
Trat. Térmico:	Ninguno	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento:	Ninguno		Dib:	Jefferson Piure
MATERIAL:	ACERO AISI 1018-CD	Tol.Gral. $\pm 0.05$	Escala:	Dis:
			1:20	Jefferson Piure
			Rev:	Ing. Wilson Wachamín
Eje Guía		FIM-MPEI-120		FECHA: 9/2/2023



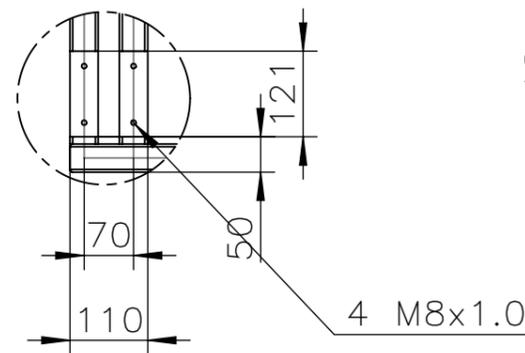
Trat. Térmico:	Ninguno	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento:	Ninguno		Dib:	Jefferson Piure
MATERIAL:	ACERO ASTM A36	Tol.Gral. ±0.05	Escala:	Dis:
			1:1	Jefferson Piure
			Rev:	Ing. Wilson Wachamín
Bandera de velocidad		FIM-MPEI-130		FECHA: 9/2/2023



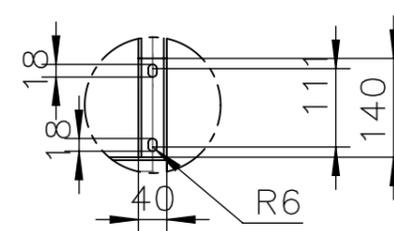
DETALLE N  
ESCALA 1 : 5



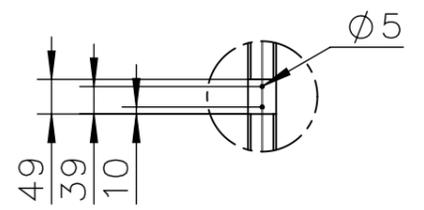
DETALLE O  
ESCALA 1 : 10



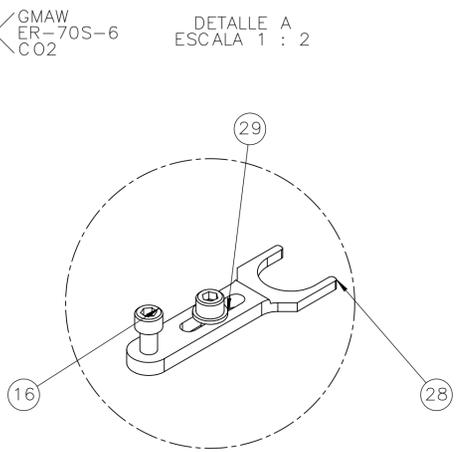
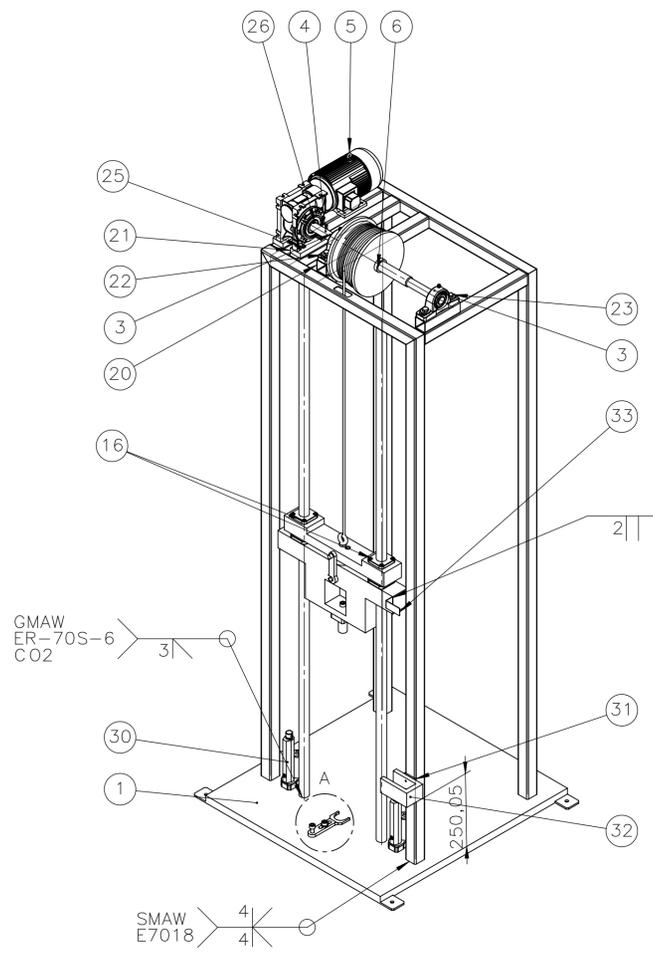
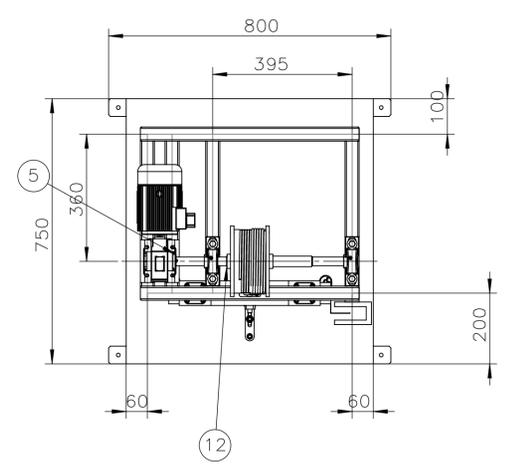
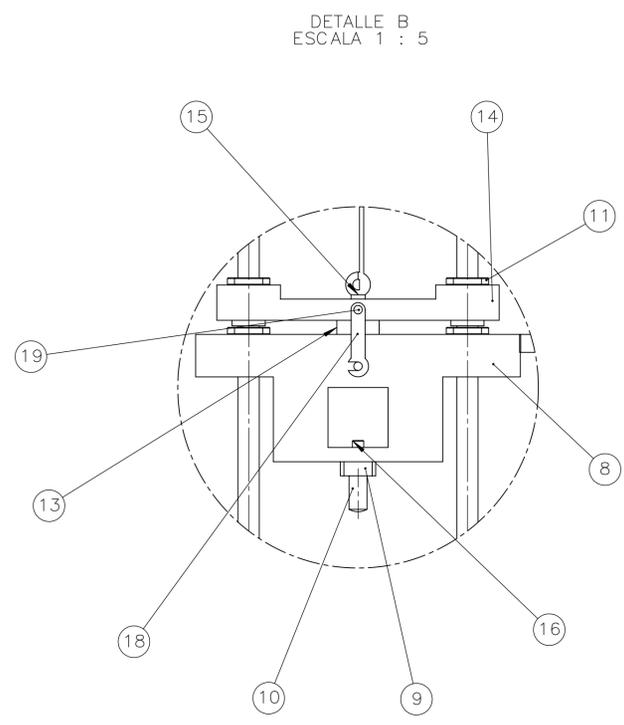
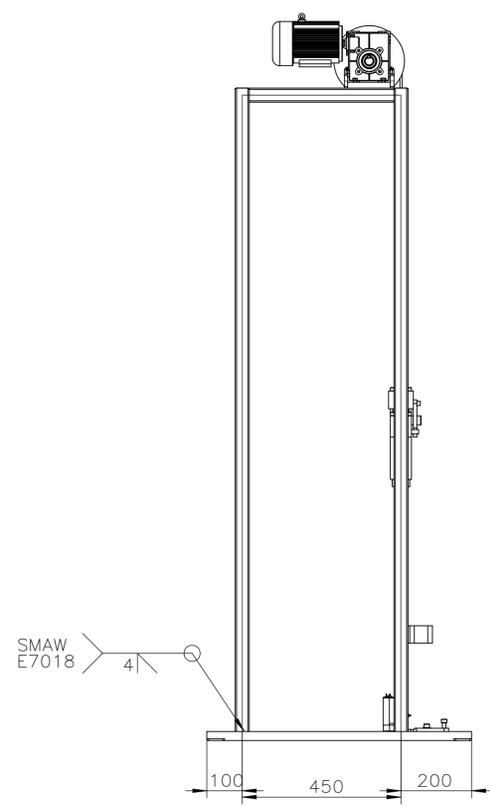
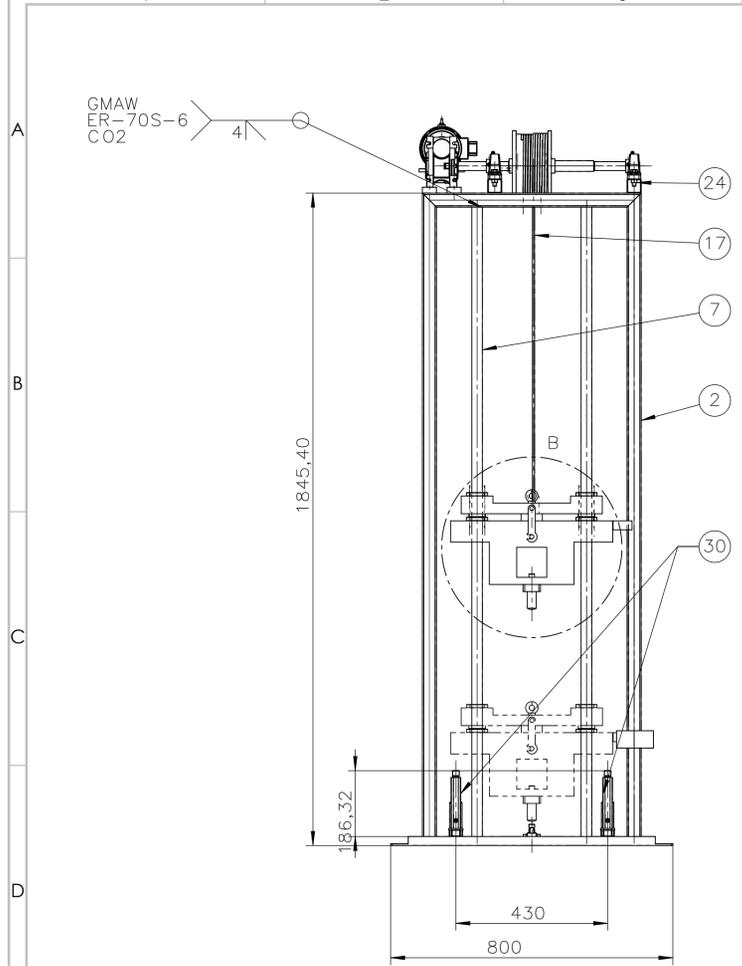
DETALLE P  
ESCALA 1 : 10



DETALLE T  
ESCALA 1 : 10



Trat. térmico:	Ninguno	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento:	Ninguno		Escala:	Dib: Jefferson Piure
MATERIAL:	ACERO ASTM A36	Tol.Gral. ±0.05	1:20	Dis: Jefferson Piure
Bastidor			FIM-MPEI-140	Rev: Wilson Wachamín
				Fecha: 9/2/2023



N.º	DENOMINACIÓN	P/N	CANT.	MATERIAL	DESCRIPCIÓN
33	Bandera de velocidad	FIM-MPEI-130	1	ACERO ASTM A36	Para medición de la velocidad de impacto
32	Velocímetro	Ninguna	1	Aluminio	Módulo de velocímetro con pantalla CADEX
31	Soporte para sensor de velocidad		1	Acero ASTM A36	Soporte para ubicar el sensor de velocidad al bastidor
30	Actuador eléctrico lineal	Ninguna	2	varios	Thomson Linear electrak S24-09A08-03-CAA
29	B18.22M - Plain washer, 10 mm, narrow	ASME B 18.22M	1	Acero al carbono	M10
28	Horquilla de sujeción	FIM-MPEI-100	1	Acero AISI 1020 CD	Segun norma F2412-18a
27	Chaveta del tambor	FIM-MPEI-010 / DIN 6885	1	Acero AISI 1018 CD	Rectangular de 8x7x90mm
26	Chaveta del Motorreductor	FIM-MPEI-020 / DIN 6885	1	Acero AISI 1018CD	Rectangular de 8x7x50mm
25	ISO 4018 - M8 x 16-WN	ISO 4018	4	Acero al carbono	M8x16
24	B18.2.4.2M - Hex nut, Style 2, M10 x 1.5, with 16mm WAF --D-N	ASME B 18.2.4.2M	4	Acero al carbono	M10x1.5x40
23	B18.2.3.1M - Hex cap screw, M10 x 1.5 x 40 --40C	ASME B 18.2.3.1 M	4	Acero al carbono	M10x1.5x40
22	B18.22M - Plain washer, 10 mm, regular	ASME B 18.22M	4	Acero al carbono	M10
21	Base del motorreductor		2	Acero ASTM A36	Tubo cuadrado de 40x40x20mm
20	Base Chumacera		2	Acero ASTM A36	Tubo cuadrado de 40x40x20mm
19	Bloque impactador acople 2		2	Acero ASTM A36	Tubo cilindrico de 10mm de diametro
18	Pestillo de seguridad	FIM-MPEI-090	1	Acero ASTM A36	
17	Cable de acero		1	Acero de arado	6x19 A/A
16	B18.3.1M - 6 x 1.5 x 25 Hex SHCS -- 25NHX	ASME B 18.3.1M	19	Acero al carbono	M6x1.5x25
15	Gancho Forjado	Ninguna	1	Hierro forjado	M12x1.5x10
14	Soporte del bloque impactador	FIM-MPEI-050	1	Acero AISI 1020	
13	Electroimán Circular	Ninguna	1	Aluminio	Selter de 65[daN]
12	B27.7M - 3AM1-25	ANSI/ASME B27.7M	1	Acero al carbono	3AM1-25
11	Rodamiento para guiado lineal	ISO	4	Varios	Rodamiento NSB modelo KBK 30
10	Cilindro Impactador	FIM-MPEI-080	1	Acero AISI 1020 CD	Norma f2412-18a
9	Acople del impactador	FIM-MPEI-070	1	ACERO AISI 1020 CD	Módulo acople del cilindro impactor
8	Bloque Impactador	FIM-MPEI-060	1	Acero AISI 1020 CD	Norma F2412-18a
7	Eje guía	FIM-MPEI-120	2	Acero AISI 1018CD	Barra perforada 30x20mm
6	Tambor ranurado	FIM-MPEI-030	1	Acero ASTM A53	Tambor de 180mm de diametro
5	Motorreductor	Ninguna	1	varios	Motovario NMRVX 050 de 1/3hp y 17rpm
4	Eje de transmision	FIM-MPEI-040	1	Acero AISI 1018 CD	
3	Chumacera ISB	ISO	2	varios	UCP-205
2	Bancada	FIM-MPEI-140	1	Acero ASTM A36	Tubo cuadrado de 40x40x2mm
1	Placa Base	FIM-MPEI-110	1	Acero ASTM A36	norma F2412-18a

Nº	ZONA	DENOMINACION	PLANO Y/O NORMA	CANT.	MATERIAL	OBSERVACION
EPN		FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA		Dib: Jefferson Piure		Escala: 1:10
				Dis: Jefferson Piure		
				Rev: Ing. Wilson Wachamín		
Máquina para ensayos de impacto en calzado de seguridad				FIM-MPEI-001		FECHA: 9/2/2023