

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**CARACTERIZACIÓN DINÁMICA DE UNA VÍA FERROVIARIA
MEDIANTE UN DISPOSITIVO DE MASA DESBALANCEADA
COMPONENTE: DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL DISPOSITIVO DE
MASA DESBALANCEADA CON DOBLE DISCO RIGIDO Y
PRECARGA EN SU ESTRUCTURA**

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

ERICK DAVID SANDOVAL VALENCIA

erick.sandoval01@epn.edu.ec

DIRECTOR: ING. WASHINGTON SALVATORE REINA GUZMÁN, PhD

salvatore.reina@epn.edu.ec

DMQ, agosto 2023

CERTIFICACIONES

Yo, ERICK DAVID SANDOVAL VALENCIA 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.

ERICK DAVID SANDOVAL VALENCIA

Certifico que el presente trabajo de integración curricular fue desarrollado por WASHINGTON SALVATORE REINA GUZMÁN, bajo mi supervisión.

ING. WASHINGTON SALVATORE REINA GUZMÁN, 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.

ERICK DAVID SANDOVAL VALENCIA

ING. WASHINGTON SALVATORE REINA GUZMÁN, PhD

DEDICATORIA

Dedico este trabajo enteramente a mi familia, a mi papá José Luis y a mi mamá Katia, que con su amor, comprensión, apoyo incondicional y aliento constante han sido la fuente de inspiración y fuerza motriz detrás de este arduo camino y con su dedicación y esfuerzo incansable en brindarme una educación sólida y oportunidades para crecer. A mis hermanos, Jhoseline y Martín, por ser mis amigos invaluable y cómplices en este viaje, que con su aliento y guía me han inspirado a superar obstáculos y alcanzar mi meta académica que me han mantenido motivado y firme en cada desafío.

AGRADECIMIENTO

En primer lugar, agradezco a Dios por darme salud y vida para continuar con el camino académico y profesional, ya que sin él esto no podría ser posible. Agradezco a mi familia por su inquebrantable apoyo emocional y comprender mi ausencia en momentos de jornadas largas de estudio, su aliento fue mi motivación constante. Agradezco a los profesores de la Escuela Politécnica Nacional que, cuya orientación experta fueron fundamentales en cada paso que di en este camino, sus consejos y comentarios constructivos enriquecieron mi conocimiento y mi trabajo de manera invaluable

ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIONES	I
DECLARACIÓN DE AUTORÍA	II
DEDICATORIA	III
AGRADECIMIENTO	IV
ÍNDICE DE CONTENIDO.....	V
RESUMEN	VI
ABSTRACT.....	IX
INTRODUCCIÓN	1
Objetivo general.....	2
Objetivos específicos	2
Alcance.....	2
1 MARCO TEÓRICO	2
Vibraciones en vías ferroviarias.....	3
Dispositivos de excitación de estructuras ferroviarias.....	5
Benchmarking.....	8
Modelo matemático.....	11
2 METODOLOGÍA.....	12
Consideraciones para la determinación de aspectos técnicos.....	13
Casa de la calidad.....	13
Análisis funcional.....	15
Análisis de alternativas.....	17
Diseño virtual.....	26
Diseño y cálculo.....	27
3 ANÁLISIS Y RESULTADOS.....	35
Análisis estático.....	35
Análisis modal.....	38
Análisis de masas.....	39
Caracterización dinámica del dispositivo de masa desbalanceada.....	41
4 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	43
5 BIBILIGRAFÍA	44
6 ANEXOS.....	46

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Excitador de fuerza dinámica.....	8
Figura 1.2 Excitador de vibración para minería y estructuras ligeras.....	9
Figura 1.3 Vibtec VU exciter.....	10
Figura 1.4 Shaker Modal DYNALABS MS.....	10
Figura 2.1 Diagrama funcional nivel 0.....	16
Figura 2.2 Diagrama funcional nivel 1.....	17
Figura 2.3 Diseño virtual del dispositivo.....	26
Figura. 2.4. Ingreso de parámetros para la selección de poleas y correas en el programa Optibelt.....	32
Figura 2.5. Bancada del dispositivo.....	34
Figura 3.1. Diagrama de cuerpo libre de la bancada para el análisis estático.....	35
Figura 3.2. Tensión de Von Mises. (a) Placa Superior de la bancada. (b) Placa inferior de la bancada.....	36
Figura 3.3. Simulación de desplazamiento.....	37
Figura 3.4. Simulación de coeficiente de seguridad.....	37
Figura 3.5. Diagrama de cuerpo libre para el análisis modal. (a) Placa superior de la bancada. (b) Placa inferior de la bancada.....	39
Figura. 3.6. Simulación de desplazamiento a una frecuencia de 80 Hz.....	39
Figura. 3.7. Caracterización y respuesta del dispositivo de masa desbalanceada.....	42

INDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Aspectos técnicos.....	13
Tabla 2.2 Alternativas para el Modulo 1: Fuerza Dinámica.....	18
Tabla 2.3 Alternativas para el Modulo 2: Medición de la señal de entrada.....	18
Tabla 2.4 Alternativas para el Modulo 3: Respuesta vibracional de la superestructura.....	19
Tabla 2.5 Criterios de valoración.....	20
Tabla 2.6 Criterios de valoración para el Modulo Fuerza Dinámica y Mantenimiento.....	20
Tabla 2.7 Criterios de valoración para el Modulo Fuerza Dinámica y Materiales..	21
Tabla 2.8 Criterios de valoración para el Modulo Fuerza Dinámica y Rango de frecuencias de vibración.....	21
Tabla 2.9 Criterios de valoración para el Modulo Fuerza Dinámica y Fuerza de vibración generada.....	22
Tabla 2.10 Criterios de valoración para el Modulo Fuerza Dinámica y Costo.....	22
Tabla 2.11 Solución para el Modulo Fuerza Dinámica.....	23
Tabla 2.12 Solución para el Modulo Medición de la señal de entrada.....	24
Tabla 2.13 Solución para el Modulo Respuesta vibracional de la superestructura.....	24
Tabla 2.14 Solución Módulo Fuerza Dinámica.....	25
Tabla 2.15. Solución Módulo Respuesta vibracional a la superestructura.....	25
Tabla 2.16. Solución Módulo Medición de la señal de respuesta.....	25
Tabla 2.17 Selección del vibrador mecánico VU de Vibtec.....	28
Tabla 2.18 Dimensiones del vibrador mecánico Vibtec.....	29
Tabla. 2.19 Selección del motor eléctrico WEG.....	30
Tabla 2.20 Resultado de las poleas y correas mediante Optibelt.....	32
Tabla 2.21 Dimensiones de transductores de fuerza HBM U2B.....	33
Tabla 3.1. Análisis de masas a varias frecuencias.....	40

RESUMEN

Una estructura o vía ferroviaria incluye varios elementos que va desde el carril hasta la plataforma donde se asienta dicha estructura. Cada uno de estos elementos la superestructura en cuanto a seguridad como la fiabilidad o estabilidad de la misma, efectos ambientales que se producen como ruido y vibraciones y altos costos de mantenimiento. El conocimiento de las propiedades dinámicas como la rigidez y su amortiguamiento de cada elemento que conforma la estructura ferroviaria es esencial para predecir prestaciones de la estructura en fase de proyecto para optimizar su mantenimiento con el fin de que se mantenga dentro de margen de seguridad e impacto ambiental teniendo en cuenta también los pequeños defectos o desgaste con respecto al tiempo. Es posible caracterizar la vía ferroviaria mediante ensayos dinámicos en un laboratorio con equipos específicos, pero es para prueba en infraestructuras ensambladas es imposible. El dispositivo de masa desbalanceada que genera vibraciones en vías ferroviarias evaluará las propiedades mecánicas y dinámicas de una vía en funcionamiento dándonos información relevante sobre el amortiguamiento y rigidez de la vía con parámetros dinámicos como la fuerza vertical generada por este excitador a más de defectos o desgaste que tenga dicha estructura evitando la contaminación auditiva y ambiental.

PALABRAS CLAVE: superestructura, fiabilidad, vibración, dinámico, excitador

ABSTRACT

A railway structure or track includes several elements that go from the rail to the platform where said structure sits. Each of these elements the superstructure in terms of safety such as its reliability or stability, environmental effects that occur such as noise and vibrations and high maintenance costs. Knowledge of the dynamic properties such as stiffness and damping of each element that makes up the railway structure is essential to predict performance of the structure in the project phase to optimize its maintenance so that it remains within the safety and impact margin. also taking into account small defects or wear over time. It is possible to characterize the railway through dynamic tests in a laboratory with specific equipment, but it is impossible for tests on assembled infrastructures. The unbalanced mass device that generates vibrations on railway tracks will evaluate the mechanical and dynamic properties of a track in operation, giving us relevant information on the damping and stiffness of the track with dynamic parameters such as the vertical force generated by this exciter in addition to defects or wear. that this structure has, avoiding auditory and environmental contamination.

KEYWORDS: superstructure, reliability, vibration, dynamic, exciter

INTRODUCCIÓN

El paso de los trenes que viajan a alta velocidad genera un gran nivel de tensiones en la estructura ferroviaria que se debe al aumento de cargas que se producen por el carácter dinámico de los esfuerzos, ya que, el aumento generado por la caracterización dinámica puede tener múltiples razones o focos de origen, pero esto mayormente es debido a la acción que tiene la carga móvil que se desplaza a lo largo de la vía y también por la velocidad también ha llegado consigo un aumento de aquellos movimientos y también de las vibraciones, que pueden llegar a ser muy específicamente altas en el caso de que la velocidad se aproxime a la velocidad crítica de propagación de ondas que se producen por el balasto y el terreno por donde se encuentra la vía a velocidades muy bajas en el caso de ser suelos blandos, pudiendo ser alcanzadas o puede sobrepasar por los vagones de los trenes de velocidades altas que pueden llegar a afectar el comportamiento mecánico produciendo un fenómeno de vibración o de resonancia.

El fenómeno de las vibraciones en el campo ferroviario, que está lejos de ser controlado y similar en muchas o en toda situación, es altamente variable, ya que este fenómeno está compuesto por un gran número de ondas simples que tienen una determinada amplitud y frecuencia. Dentro del campo de la naturaleza de este fenómeno, este se produce mediante la rigidez que existe en el contacto que tiene la rueda y el carril, ya que estos pueden ser de acero, con este hecho y algunas irregularidades adicionales que pueden aparecer en el contacto, se produce la aparición de importantes esfuerzos dinámicos sobrecargados en la vía ferroviaria.

La velocidad, ya estas sean bajas o altas, producen sobre la vía sollicitaciones verticales que son superiores con respecto a las cargas estáticas normales o habituales, ya que estas provienen del paso de una fuerza o carga por un punto a cierta velocidad, pero estas también pueden aumentar debido a las condiciones y características que tiene la vía, los trenes y su equipamiento. De esta manera se pueden ampliar y de una manera análoga se pueden generar las deformaciones, llegando a superar los rangos y ser hasta tres veces superiores comparado con la que la produciría una carga de igual magnitud en reposo. Por lo que el presente Trabajo de Integración Curricular refiere al diseño de un dispositivo de masa desbalanceada de dos discos para medir las frecuencias de vibración y verificar que cumplan con los estándares específicos.

Objetivo general

Diseñar y simular un dispositivo masa desbalanceada de dos discos para excitar estructuras de vías ferroviarias.

Objetivos específicos

- Determinar las vibraciones provocadas por la excitación por el dispositivo de masa desbalanceada de dos discos en estructuras ferroviarias.
- Conocer los diferentes mecanismos patentados utilizados en dispositivos de masas desbalanceadas para vías ferroviarias.
- Analizar el modelo matemático provocado por las vibraciones que se producen en vías ferroviarias.
- Seleccionar los materiales de forma adecuada para el diseño de dispositivo de masa desbalanceada.

Alcance

El Trabajo de Integración Curricular comienza con la recopilación bibliográfica para obtener la información necesaria para la elaboración de dicho trabajo que está relacionada con las vibraciones en vías ferroviarias y el diseño del dispositivo de masa desbalanceada. A continuación, se realizará el marco teórico relacionado a los diferentes dispositivos de vibración. Luego se definirá las especificaciones técnicas que tendrá el dispositivo con base a las vías ferroviarias y sus estándares, realizando un análisis y seleccionar de manera adecuada las alternativas para el diseño de los componentes del dispositivo de masa desbalanceada. Una vez obtenido del diseño se realizará un modelado en 3D y se procederá a realizar la simulación y caracterización dinámica analizando el resultado con su respectiva elaboración de los planos.

1 MARCO TEÓRICO

En esta sección se hablará sobre las vibraciones en vías ferroviarias, defectos, efectos dinámicos y los orígenes de excitación que se genera al paso de un tren a alta velocidad. También se enfocará en los tipos de excitadores que existen para generar vibraciones en

estructuras. También se hablará de los tipos de desbalanceo mecánico que existen y el modelo matemático empleado en este tipo de dispositivos.

Vibraciones en vías ferroviarias

Mediante el uso de un dispositivo de estimulación, es posible inducir una fuerza en la superestructura o vía ferroviaria para generar vibraciones verticales. Estas vibraciones pueden ser originadas tanto por influencias estáticas, como cuando el vehículo está cargado y equipado de forma estática, como por efectos dinámicos, que surgen al poner el tren en movimiento a una cierta velocidad.

Efectos dinámicos

Las velocidades de desplazamiento de los trenes, especialmente a alta velocidad, generan sobre las vías unas fuerzas verticales mayores que las cargas normales en reposo. Estas fuerzas resultan de la interacción entre la velocidad de un tren en movimiento y diversos factores relacionados con la vía, los vehículos y sus equipamientos. En consecuencia, los esfuerzos dinámicos pueden ser significativamente más intensos, lo que a su vez conlleva deformaciones considerables. Estas deformaciones pueden alcanzar magnitudes hasta tres veces mayores que las inducidas por una carga estática del mismo tamaño. (Vidal, 2009)

En dicha figura referenciada ilustra las disparidades entre las condiciones dinámicas y estáticas en una vía ferroviaria, comparando las cargas por eje en reposo con las cargas capturadas mediante sensores de tensión durante el movimiento. La gráfica demuestra cómo las cargas dinámicas, particularmente en tramos comerciales con velocidades elevadas, aumentan en relación con las cargas estáticas, incluso superando los 200 kN. (Vidal, 2009)

Estas medidas ilustran cómo las velocidades elevadas o incluso pequeñas imperfecciones y daños tienen un impacto directo en la excitación dinámica. Esto conlleva una ampliación en la magnitud de las vibraciones, resultando en un deterioro acelerado de la vía. Como resultado, las cargas dinámicas continúan incrementándose gradualmente.

La relación dinámica entre el vehículo y el riel, que conlleva la generación de fuerzas verticales, puede ser representada mediante una variedad de modelos, que muestra un

modelo discreto de la suspensión del vehículo mediante resortes y amortiguadores. Otro conjunto de resortes y amortiguadores representa la vía, incluyendo la placa de asiento, las traviesas y el balasto. Por último, el sistema de contacto entre la rueda y el riel también forma parte de esta interacción dinámica. (Vidal, 2009)

Origen de excitaciones

Todas las excitaciones tienen un carácter puramente dinámico, o sea solo se producen en caso donde actúa una carga móvil, pero tienen orígenes muy distintos.

Contacto hertziano

El encuentro entre dos cuerpos y las acciones que ocurren al interactuar entre sí conforman una cuestión abordada en la mecánica clásica, resuelta por Hertz en el siglo XIX, de ahí su denominación (Rubio, 2017). Esto se aplica a la descripción del contacto entre la rueda y el riel, una situación que surge en circunstancias de alta velocidad y en un área de contacto extremadamente reducida.

En este tipo de contacto, siempre surgen ciertas excitaciones, incluso cuando todo el sistema se encuentra en condiciones óptimas. Esto se debe a la naturaleza del contacto y a la deformación resultante, que, aunque sea mínima en las superficies de la rueda y el riel, produce efectos. Sin embargo, por lo general, no suele ser una fuente importante de problemas. Aunque origina ondas de frecuencia muy elevada, alrededor de los 100 a 1000 Hz, con longitudes de onda muy cortas, sus efectos son comparativamente insignificantes en comparación con otros fenómenos generadores. (Rubio, 2017)

Pequeños desperfectos

Cuando los trenes pasan a cierta velocidad, algunas imperfecciones en el carril, como áreas de contacto defectuosas o soldaduras mal ejecutadas, generan excitaciones de alta frecuencia y longitud de onda corta. Lo mismo ocurre con las crestas presentes en las ruedas más desgastadas, que producen contactos muy similares. Estas oscilaciones se sitúan en un rango de 20 a 100 Hz, con longitudes de onda que varían entre centímetros y uno o dos metros.

La aparición de estas irregularidades marca el primer paso hacia un aumento gradual en el deterioro, cuyos efectos serán más notorios y perjudiciales a medida que los trenes sigan

circulando sobre ellas durante más tiempo. Esto se debe a que, al tratarse de puntos de contacto entre elementos no suspendidos, los efectos dinámicos directamente intensifican las fuerzas verticales. (Rubio, 2017) (Segundo, 2019)

Vibraciones ocasionadas a paso de elementos fijos del tren y la vía

De manera general, las vibraciones originadas por componentes estacionarios del tren y la vía se caracterizan por la frecuencia de las pasadas de los ejes, la frecuencia de los bogíes y sus armónicos de mayor orden, así como la frecuencia de los pasos de las traviesas.

Los elementos característicos presentes en la vía y el tren, tales como las traviesas, los bogíes y los ejes, se encuentran dispuestos a una distancia fija entre sí. Esto genera una secuencia repetitiva de cargas a medida que el tren avanza a una velocidad constante. Dicha secuencia da lugar a pulsaciones que se transmiten al carril y, por ende, a las traviesas y, finalmente, al balasto. Estas vibraciones pueden dar lugar a frecuencias que oscilan entre 5 y 25 Hz, las cuales pueden coincidir con las frecuencias propias de resonancia de los puentes. Esta coincidencia puede originar situaciones desfavorables. (Segundo, 2019)

Dispositivos de excitación de estructuras ferroviarias

Los excitadores utilizados en estructuras ferroviarias son componentes diseñados para inducir vibraciones controladas en el suelo o en las propias estructuras cercanas a las vías de tren.

Estos dispositivos se emplean en pruebas de vibración y monitoreo, proporcionando una respuesta dinámica de las estructuras ferroviarias sometidas a prueba.

Existen varios tipos de excitadores que se utilizan para estimular las estructuras ferroviarias:

- Martillo shaker.
- Martillo de caída o hammer.
- Vibrador hidráulico.
- Vibrador neumático.

Estos dispositivos se emplean en pruebas de vibración para analizar la respuesta dinámica de estructuras ferroviarias, incluyendo puentes, estaciones, túneles y edificios ubicados cerca de las vías. Los resultados obtenidos de estas pruebas nos permiten identificar posibles daños causados por las vibraciones, evaluar la seguridad de las estructuras y encontrar soluciones efectivas para mitigar adecuadamente las vibraciones.

Martillo shaker

El martillo shaker, también conocido como martillo de impacto o martillo de choque, es una herramienta empleada para llevar a cabo pruebas de vibración en estructuras ferroviarias, vías férreas, puentes y plataformas.

El martillo shaker genera una vibración controlada y de alta frecuencia al golpear la estructura, permitiendo analizar el comportamiento dinámico de la misma. Esto facilita la detección de posibles problemas como resonancias, deficiencias estructurales o desgaste en elementos de sujeción. Este dispositivo ejerce cargas repetitivas y rápidas en la estructura ferroviaria. (Sensing, 2019)

Las pruebas de vibración realizadas con el martillo shaker son fundamentales para garantizar la seguridad y la solidez de la estructura. Además, contribuyen a identificar puntos vulnerables, mejorar su diseño y evaluar su rendimiento en condiciones reales de carga y vibración. Es relevante resaltar que la operación de este martillo shaker es llevada a cabo por ingenieros especializados en dinámica estructural. (Sensing, 2019)

Martillo de caída o hammer

Se trata de un mecanismo que emplea un peso suspendido para crear una carga o fuerza controlada, ya sea en el suelo o en la propia estructura. Este aparato produce vibraciones que se extienden a través del terreno donde se localiza la estructura, o incluso dentro de la estructura misma, y estas vibraciones se pueden cuantificar y estudiar mediante mediciones y análisis. (Bance, 2014)

Vibrador hidráulico

Consiste en un mecanismo que se utiliza en el sistema hidráulico para crear o generar vibraciones. Este se lo acopla a la superestructura o a la vía férrea y produce vibraciones mediante un fluido hidráulico. (Engineering, 2016)

Vibrador neumático.

Estos aparatos emplean aire comprimido para inducir vibraciones en la mencionada estructura. El vibrador se conecta a la estructura y, mediante pulsos controlados de aire, provoca vibraciones en la superestructura. (Engineering, 2016)

Desbalanceo mecánico

La causa principal de vibraciones en sistemas con componentes rotativos es el desequilibrio mecánico. Podemos afirmar que prácticamente todos los rotores tienen un cierto grado de desequilibrio residual, el cual puede dar lugar a vibraciones en función de si se encuentra dentro de los estándares de calidad establecidos en las normativas respecto a las características y velocidades del rotor.

Hay distintas categorías de desequilibrio mecánico, que incluyen el desequilibrio estático, el desequilibrio de par y el desequilibrio dinámico. (Schenck, 2015)

Desbalanceo estático

Este es el caso más básico y sencillo de todos. Sucede en un rotor uniforme con masa, y podemos ilustrarlo como se muestra en dicha figura (Schenck, 2015). Consideramos que la masa "m" está colocada en el eje de rotación de manera que concuerda con su eje de simetría geométrica. Si ubicamos la masa "m" en el rotor a una distancia "r" desde el eje de rotación, el rotor adquiere un desequilibrio. (Schenck, 2015)

Desbalanceo par

En esta situación, se presenta un cilindro con dos masas idénticas posicionadas equidistantemente, pero en direcciones opuestas con respecto al centro de gravedad. En consecuencia, el rotor se halla en un estado de equilibrio estático. Sin embargo, la disposición de estas dos masas induce una alteración en la orientación de los ejes

principales de inercia centrados. Esto da lugar a la generación de fuerzas centrífugas en los rodamientos que se encuentran en fase contraria.

La corrección del desequilibrio dinámico implica la conjunción de desequilibrio estático y desequilibrio de par. Por ende, para abordar el desequilibrio dinámico de manera efectiva, se requiere llevar a cabo mediciones de vibración durante el funcionamiento del motor. De esta manera, se logran implementar las correcciones necesarias. (Schenck, 2015)

Benchmarking

El benchmarking es el espacio donde se exponen varios tipos de dispositivos de masa desbalanceada o similares que se encuentran disponibles a la venta o en el mercado. Presentaremos algunos dispositivos con sus características principales y costo.

Excitador de fuerza dinámica para el análisis modal de estructuras

Superpone fuertes fuerzas dinámicas sobre las fuerzas estáticas en un amplio rango de frecuencia es compacto y ligero.

Características:

- Carga estática: 450 kg configurable
- Carga dinámica: ± 400 kg configurable
- Frecuencia: rango dependiendo de la rigidez estructural. (ETA, 2022)



Figura 1.1 Excitador de fuerza dinámica. (ETA, 2022)

En la Figura 1.1, Se presenta el excitador EH que tiene muchas ventajas frente los excitadores electromagnéticos. Tiene extensas características como un transductor insertado de posición, una celda de carga integral y una válvula de servo EH. (ETA, 2022)

Excitador de vibración para minería y estructura ligera

Este tipo de Excitador sirve para generar vibraciones en estructura ligera para el análisis dinámico y con varias aplicaciones en la minería. (Alibaba, 2019)

Características:

- Buen sellado
- Disipación de calor para pantalla
- Precio: \$56.875,00. (Alibaba, 2019)



Figura 1.2 Excitador de vibración para minería y estructuras ligeras. (Alibaba, 2019)

En la Figura 1.2, Se presenta un excitador para el campo de la minera, el cual contiene 4 masas desbalanceadoras que permiten las fuerzas horizontales se anulen. También contiene un disipador de calor para pantalla a un bajo costo.

Vibtec VU exciter.

Vibrador mecánico para superestructuras de hierro fundido que consta de dos discos giratorios y masas excéntricas depende de las velocidad angular y frecuencia de trabajo.

Características:

- Momento estático: de 3140 hasta 119525 kgmm
- Fuerza centrífuga: hasta 453 kN

- Temperatura ambiental: -40°C a 70 °C. (Vibtec, 2019)



Figura 1.3 Vibtec VU exciter. (Vibtec, 2019)

En la Figura 1.3, se tiene al excitador Vibtec de serie VU de una carcasa de hierro fundido que en su parte interna contiene rodamientos que contienen los ejes sincronizados a través de dos engranes cilíndricos helicoidales. (Vibtec, 2019)

Shaker Modal DYNALABS MS

Shaker modal ligero y de fácil transportación que sirve para análisis modal en el campo o laboratorios. Contiene generador y amplificador. (Sensing, 2019)

Características

- Fuerza en seno de 20 a 400N.
- Rango de frecuencia de 0 a 12 kHz.
- Amplificador integrado.
- Con desplazamientos máximos hasta 25 mm. (Sensing, 2019)



Figura 1.4 Shaker Modal DYNALABS MS. (Sensing, 2019)

En la Figura 1.4, se presenta al Shaker Modal el cual nos indica que es muy útil en ensayos de tipo modal ya que este equipo es muy ligero y compacto. Su característica principal es que este dispositivo trabaja a altas frecuencias o también pruebas que se controlan por señal. (Sensing, 2019)

Modelo matemático

El modelo matemático para la caracterización dinámica del dispositivo, se analiza como una respuesta de un sistema amortiguado sometido a un desbalance de rotación, Donde la masa total M con masa que son excéntricas $m/2$ que estas giran en direcciones opuestas con una velocidad ω constante (Rao, 2012). Estas masas generan una fuerza centrífuga $m\omega^2$ que excitará todo el sistema y también los componentes horizontales de las fuerza se eliminarán entre sí. La fuerza vertical total de excitación es de $F(t) = me\omega^2 \text{sen}(\omega t)$. La ecuación de movimiento se deriva de la siguiente ecuación:

$$M\ddot{z} + c\dot{z} + kz = me\omega^2 \text{sen}(\omega t) \quad (1.1)$$

Donde:

M : Masa total del sistema (kg)

c : Coeficiente de amortiguamiento ($N \cdot s/m$)

k : Constante de rigidez del material (N/m)

m : Masas excentricas (kg)

e : radio de masas excentricas (m)

ω : Velocidad angular (rad/s)

t : tiempo de trabajo (s). (Rao, 2012).

2 METODOLOGÍA

En esta sección se analizará e identificará las características más importantes del dispositivo de masa desbalanceada con el método de diseño conceptual mediante la Casa de la Calidad y la identificación de sus funciones principales con el análisis funcional y selección de alternativas siguiendo el método de la ponderación y finalizando con el diseño virtual y cálculos de elementos normalizados.

Identificación del propósito

Se busca lograr el diseño del dispositivo de masa desbalanceada con doble disco rígido y utilizando una precarga en la estructura para generar vibraciones en una superestructura o vía ferroviaria que nos permite analizar el comportamiento de la estructura a altas velocidades de un tren teniendo en cuenta los parámetros necesarios para tener una proporcionar una fuente controlada de vibraciones.

Detección de defectos

Con el dispositivo se puede llegar a detectar defectos en las vías ferroviarias como fisuras, desgaste excesivo o la desalineación de los rieles con el fin de identificar áreas que necesitarían inspección y mantenimiento. (Vidal, 2009)

Estudio del comportamiento dinámico

Cuando se generan vibraciones se puede utilizar para el estudio de efectos dinámicos entre la interacción de los trenes y las estructuras ferroviarias y esto nos ayuda a entender de mejor manera el comportamiento de los trenes o la optimización del diseño de las vías ferroviarias. (Segundo, 2019)

Pruebas y validación

Este dispositivo de masa desbalanceada se puede utilizar en pruebas y validación de nuevas construcciones o en reparaciones de dicha estructura y esto nos permite evaluar la resistencia estructural de las vías y la garantizarían de su adecuación para poder soportar carga y el paso de trenes a velocidades altas. (J. Romeu, 2016)

Calibración de instrumentos

Este dispositivo también puede ayudar a calibrar y verificar precisión de los instrumentos de medición utilizados en el monitoreo de las vibraciones que se dan en la estructura. Al

generar las vibraciones conocidas, se puede verificar la confiabilidad y la exactitud de los instrumentos de medición. (J. Romeu, 2016)

Consideraciones para la determinación de aspectos técnicos

Para el diseño del dispositivo de masa desbalanceada se considera los siguientes aspectos técnicos

Tabla 2.1 Aspectos técnicos.

Empresa/cliente: EPN	Producto: Dispositivo de masa desbalanceada			Fecha inicial Última revisión
Diseñador: Erick David Sandoval Valencia				Página 1/1
Especificaciones				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Amplitud y frecuencia de vibración	03/07/2023	C+I	R	Establecer amplitud y frecuencia requerida
Fuerza requerida	03/07/2023	C+I	R	Fuerza requerida para impulsar y generar vibraciones
Rango de velocidades	03/07/2023	C+I	D	Trabajar a velocidades deseadas
Mantenimiento	03/07/2023	C+I	D	Bajo costo de mantenimiento
Seguridad	03/07/2023	I	R	Considerar normas de seguridad
Peso	03/07/2023	C	D	Menor peso deseado
Costo	03/07/2023	C	D	Bajo costo del equipo

Propone: C=Cliente, P=producción, F=Fabricación, I=ingeniería; R/D: R=Requerimiento, D=Deseo, MR= Modificación del requerimiento

En la Tabla 2.1, se observa los aspectos técnicos entre el cliente y el diseñador. Se toma con más importante a la Amplitud y frecuencia de vibración, la Fuerza Requerida, Rango de velocidades y Mantenimiento por parte de cliente y el Diseñador. El peso y el Costo son deseables y a la vez solo se propone el Cliente o solo el Diseñador.

Casa de la calidad

La casa de la calidad es una herramienta utilizada en el enfoque de la gestión de calidad total para visualizar y organizar las especificaciones del cliente y los requerimientos técnicos que necesita el producto y el diseño. Al diseñar un producto, se deben tener en cuenta varios aspectos que estos sean diversos, esto se trata de comprometerse y tomar decisiones críticas de manera constante, para que el resultado nos de un producto de

mayor calidad o de muy alta calidad, ya que se busca los deseos y la satisfacción del cliente sin olvidarnos de la rentabilidad y las especificaciones técnicas que le producto necesita. (Oinos, 2020)

La casa de la calidad que se trata del despliegue de la funciona de la calidad que se denomina QDF, esta parte nos ayuda en la determinación de la calidad del producto o también que puede ser de un servicio prestado con la ayuda de matrices, en donde se separan las exigencias del cliente en la parte técnica se analizan los dos focos de manera independiente.

Al utilizar la casa de la calidad se pueden establecer relaciones entre lo que requiere el cliente, las especificaciones técnicas, las medidas de calidad y los métodos de control y lo que se consigue es garantizar el diseño que cumpla con las expectativas y relaciones del cliente, así como las regulaciones y estándares. (Oinos, 2020)

Voz del usuario

La voz del usuario son las características o requerimiento que desea el cliente o el usuario para el producto o un proceso. En el caso de un dispositivo de masa desbalanceada para generar vibraciones en vías ferroviarias los requisitos del cliente son:

- Amplitud y frecuencia de vibración requerida.
- Que tenga sensibilidad para detectar defectos en las vías ferroviarias.
- Durabilidad y fiabilidad del dispositivo.
- Seguridad en operación del dispositivo y cumplimiento de normas.
- Fácil mantenimiento de los componentes del dispositivo.
- Barato.
- Bajo peso. (J. Romeu, 2016)

Voz del ingeniero

La voz del ingeniero es importante en el proceso de la casa de calidad. El ingeniero, en este caso aporta de su experiencia y también de su conocimiento técnico para establecer las especificaciones técnicas del dispositivo que se vaya a diseñar. Para le dispositivo de masa desbalanceada se ha tomado en cuenta las siguientes características técnicas:

- Rango de frecuencia de vibración

- Fuerza de vibración generada
- Resistencia y durabilidad
- Requisitos de seguridad operacional
- Mantenimiento
- Costo
- Peso
- Potencia requerida

Se observa la casa de la calidad en el Anexo 1, y se observa las especificaciones técnicas más importantes o tienen mayor peso relativo son:

- Mantenimiento
- Materiales
- Rango de frecuencias de vibración
- Fuerza de vibración generada
- Costo

Análisis funcional

El dispositivo de masa desbalanceada que genera vibraciones en superestructuras es diseñado específicamente para producir vibraciones controladas en la vía ferroviaria, por lo tanto, su propósito u objetivo principal es la evaluación del comportamiento dinámico. El cual se debe considerar los siguientes aspectos

- **Masa desbalanceadora:** el dispositivo debe contener una masa desequilibrada que con ella se generan las vibraciones, Esta masa se encuentra en movimiento giratorio o rotativo que genera una fuerza centrífuga y por ende se producen las vibraciones en la vía
- **Actuador:** El dispositivo de masa desbalanceada requiere de un actuador, el cual genera el movimiento rotativo de la masa desbalanceada, este puede ser un motor eléctrico o hidráulico. También puede ser un mecanismo que proporcione la energía necesaria para girar la masa

- **Sistema de control:** El dispositivo requiere de un sistema de control que es fundamental para regular la frecuencia, amplitud y duración de las vibraciones. Estos pueden ser unos sensores de retroalimentación para monitorear las vibraciones en tiempo real y se ajustaría el funcionamiento del actuador para condiciones deseadas
- **Contrapeso:** El dispositivo requiere de un contrapeso para el cumplimiento de contrarrestar el desequilibrio de la masa principal y proporcionar estabilidad al sistema. Estos contra pesos pueden ser placas de acero o también tanques de agua agua. (J. Romeu, 2016)

Diagramas funcionales

Los diagramas funcionales nos ayudan a identificar las funciones y subfunciones principales que cumple el dispositivo de una manera general y también específica que se pueden identificar las entradas y salidas que nos permiten llevar a cabo las funciones y los resultados de estas. Cabe recalcar que en los diagramas funcionales podemos ver la interacción de las funciones y subfunciones del dispositivo que se está diseñando.

Para el dispositivo de masa desbalanceada hemos realizado los diagramas Nivel 0 y Nivel 1.



Figura 2.1 Diagrama funcional nivel 0

En la Figura 2.1, se observa el diagrama funcional nivel 0 que su función principal es excitar la superestructura ferroviaria donde sus entradas son la energía eléctrica y el accionamiento manual y donde tenemos una salida es generar una respuesta dinámica que nos proporcione información sobre los aspectos técnicos.

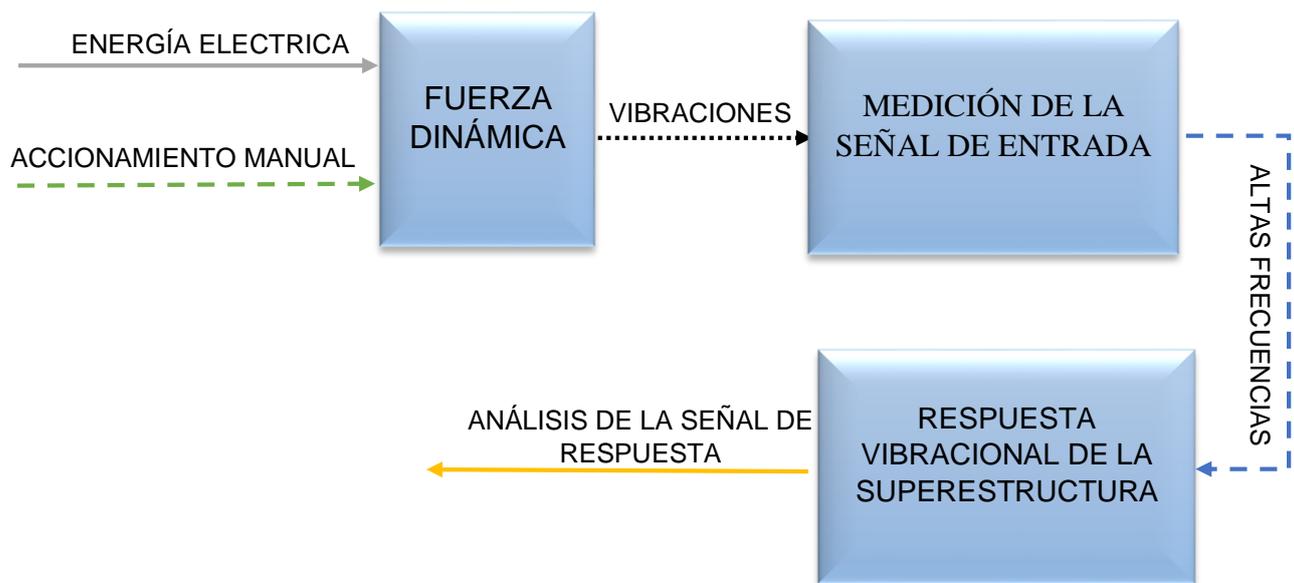


Figura 2.2 Diagrama funcional nivel 1

En la Figura 2.2, se tiene el diagrama funcional nivel 1 donde las funciones principales se despliegan en subfunciones. Las entradas son de igual manera la energía eléctrica y el accionamiento manual siguiendo de un subfunción fuerza dinámica que nos proporciona el dispositivo de masa desbalanceada, esta fuerza dinámica genera vibraciones. Después mediremos la señal de entrada donde proporcione altas frecuencias y nos brinde una respuesta dinámica para el análisis.

Análisis de alternativas

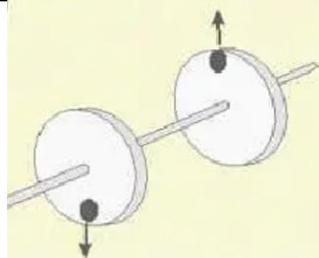
Para el análisis de alternativas del dispositivo de masa desbalanceada ya mencionados en este ítem, podemos observar las funciones y subfunciones en los diagramas funcionales son importantes en el diseño del dispositivo.

En esta selección de alternativas tenemos

- Fuerza Dinámica
- Respuesta vibracional de la superestructura
- Medición de la señal de la respuesta

Módulo 1: Fuerza Dinámica

Tabla 2.2 Alternativas para el Modulo 1: Fuerza Dinámica.

Alternativas	Características	Descripción
Vibrador mecánico de 2 masas desbalanceada	<ul style="list-style-type: none"> -Estandarizado -Bajo costo -Todas las posiciones -Ajustable a cualquier estructura -Fuerza centrífuga hasta 450kN 	
Mecanismo de masa desbalanceada	<ul style="list-style-type: none"> -Diseñado -Alto costo -Posición vertical -Una sola estructura -Fuerza centrífuga depende del diseño 	

En la Tabla 2.2, se observa las alternativas del módulo 1 llamada Fuerza Dinámica y se observa que vamos a utilizar un vibrador mecánico de dos masas desbalanceadas y un mecanismo de masa desbalanceada, el cual tienen sus características respectivamente.

Módulo 2: Medición de la señal de entrada

Tabla 2.3 Alternativas para el Modulo 2: Medición de la señal de entrada.

Alternativas	Características	Descripción
Sensores de fuerza	<ul style="list-style-type: none"> - Medición directa - Amplio rango de medición - Buena respuesta dinámica - Calibración requerida - Costo relativo 	
Sensores de presión	<ul style="list-style-type: none"> - Medición directa - Sensible - Monitoreo de impacto - Influencia a otros factores - Alto costo 	

En la Tabla 2.3, en el módulo Medición de señal de entrada se observa que vamos a utilizar sensores de fuerza o sensores de presión para poder medir de manera adecuada la señal de entrada.

Módulo 3: Respuesta vibracional de la superestructura

Tabla 2.4 Alternativas para el Modulo 3: Respuesta vibracional de la superestructura.

Alternativas	Características	Descripción
Acelerómetro	<ul style="list-style-type: none"> - Amplio rango de frecuencia - Sensibilidad - Tamaño compacto - Bajo costo - Sensibles a otras fuerza - Limitaciones en el rango dinámico 	
Medidor de desplazamiento	<ul style="list-style-type: none"> - Amplios rango de frecuencia - Alta precisión - Gran tamaño y peso - Alto costo - Limitaciones en instalaciones - Dependencia de configuración. 	

En la Tabla 2.4, para la selección de alternativas del módulo Respuesta vibracional de la superestructura se tiene como opciones los acelerómetros que son los las comunes utilizados en este tipo de dispositivos y los medidores de desplazamiento que son comunes en este tipo de mediciones

Criterio de Valoración

En el criterio de valoración, evaluaremos varios aspectos o las especificaciones técnicas más importantes del dispositivo de masa desbalanceada ya planteados en la Casa de la Calidad, la cual utilizaremos el método de criterios ponderados.

El método de criterios ponderados es una técnica utilizada para la toma de decisiones basadas en varios criterios. Este criterio se utiliza cuando los criterios tienen diferentes niveles de importancia o peso en la toma de decisiones.

Tabla 2.5 Criterios de valoración

Criterios de valoración	Mantenimiento	Materiales	Rango de frecuencias de vibración	Fuerza de vibración generada	Costo	$\Sigma+1$	Ponderación
Mantenimiento	--	0,5	0	0	1	2,5	0,17
Materiales	0,5	--	0	0	1	2,5	0,17
Rango de frecuencias de vibración	0	0	--	1	1	3	0,2
Fuerza de vibración generada	0	0	1	--	1	3	0,2
Costo	1	1	1	1	--	4	0,26
Total						15	1

En la Tabla 2.5, para el diseño del dispositivo de masa desbalanceada se analiza cada especificación técnica y se verifica qué relación tiene cada una y se pondera con calificación de 0 a 1 en donde las ponderaciones más altas son de rango de frecuencia de vibración, fuerza de vibración generada y el costo.

Tabla 2.6 Criterios de valoración para el Modulo Fuerza Dinámica y Mantenimiento

Mantenimiento	Vibrador mecánico de 2 masas desbalanceada	Mecanismo de masa desbalanceada	$\Sigma+1$	Ponderación
Vibrador mecánico de 2 masas desbalanceada	--	1	2	0,67
Mecanismo de masa desbalanceada	0	--	1	0,33
Total			3	1

En la Tabla 2.6, se relaciona la especificación técnica de Mantenimiento con las dos alternativas de modulo Fuerza Dinámica, en donde la ponderación más alta da es del vibrador mecánico de dos masas desbalanceadas con un valor de 0,67.

Tabla 2.7 Criterios de valoración para el Modulo Fuerza Dinámica y Materiales

Materiales	Vibrador mecánico de 2 masas desbalanceada	Mecanismo de masa desbalanceada	$\Sigma+1$	Ponderación
Vibrador mecánico de 2 masas desbalanceada	--	1	2	0,67
Mecanismo de masa desbalanceada	0	--	1	0,33
Total			3	1

En la Tabla 2.7, se tiene la especificación Materiales relacionado con las alternativas del modula Fuerza dinámica, el cual la ponderación más alta es el vibrador mecánico de dos masas desbalanceadas con un valor de 0,67.

Tabla 2.8 Criterios de valoración para el Modulo Fuerza Dinámica y Rango de frecuencias de vibración.

Rango de frecuencias de vibración	Vibrador mecánico de 2 masas desbalanceada	Mecanismo de masa desbalanceada	$\Sigma+1$	Ponderación
Vibrador mecánico de 2 masas desbalanceada	--	1	2	0,67

Mecanismo de masa desbalanceada	0	--	1	0,33
Total			3	1

En la Tabla 2.8, se observa la especificación técnica Rango de frecuencia de vibración relacionadas con las alternativas del módulo Fuerza dinámica, donde la ponderación más alta es del vibrador mecánico de dos masas desbalanceadas con un valor de 0,67

Tabla 2.9 Criterios de valoración para el Modulo Fuerza Dinámica y Fuerza de vibración generada.

Fuerza de vibración generada	Vibrador mecánico de 2 masas desbalanceada	Mecanismo de masa desbalanceada	$\Sigma+1$	Ponderación
Vibrador mecánico de 2 masas desbalanceada	--	1	2	0,67
Mecanismo de masa desbalanceada	0	--	1	0,33
Total			3	1

En la Tabla 2.9, se relaciona la especificación técnica Fuerza de vibración con las alternativas del módulo Fuerza dinámica, en donde se obtuvo el vibrador mecánico de dos masas desbalanceadas un valor alto de ponderación de 0,67

Tabla 2.10 Criterios de valoración para el Modulo Fuerza Dinámica y Costo

Costo	Vibrador mecánico de 2 masas desbalanceada	Mecanismo de masa desbalanceada	$\Sigma+1$	Ponderación
--------------	--	---------------------------------	------------	-------------

Vibrador mecánico de 2 masas desbalanceada	--	1	2	0,67
Mecanismo de masa desbalanceada	0	--	1	0,33
Total			3	1

En la Tabla 2.10, se relaciona el costo con las dos alternativas del módulo Fuerza dinámica, en el cual, la mayor ponderación es del vibrador mecánico de dos masas desbalanceadas con un valor de 0,67

Las tablas de ponderación de los Módulos Medición de señal de entrada y Respuesta vibracional de la superestructura se encuentran en el Anexo II

Tabla 2.11 Solución para el Modulo Fuerza Dinámica

Criterio de valoración	Mantenimiento	Materiales	Rango de frecuencias de vibración	Fuerza de vibración generada	Costo	$\Sigma+1$	Ponderación
Vibrador mecánico de 2 masas desbalanceada	0,17*0,67	0,17*0,67	0,2*0,67	0,2*0,67	0,26*0,67	2,40	0,64
Mecanismo de masa desbalanceada	0,17*0,33	0,17*0,33	0,2*0,33	0,2*0,33	0,26*0,33	1,33	0,36
Total						3,73	1

En la Tabla 2.11, se tiene la solución para el modulo Fuerza Dinámica, la respuesta se obtiene de los criterios de valoración de la Tabla 2.5, y se multiplica por los valores relacionada con las alternativas y las especificaciones técnica de las Tablas 2.6, hasta la Tabla 2.10. Lo mismo procedimiento se realiza para los módulos Medición de

Tabla 2.12 Solución para el Modulo Medición de la señal de entrada.

Criterio de valoración	Mantenimiento	Materiales	Rango de frecuencias de vibración	Fuerza de vibración generada	Costo	$\Sigma+1$	Ponderación
Sensores de fuerza	0,17*0.5	0,17*0.5	0,2*0,67	0,2*0,67	0,26*0,67	1,61	0,54
Sensores de presión	0,17*0.5	0,17*0.5	0,2*0,33	0,2*0,33	0,26*0,33	1,39	0,46
Total						3	1

En la Tabla 2.12, se observa de igual manera en el módulo Medición de la señal de entrada la multiplicación de la relación de las especificaciones técnica con sus alternativas. El cual el valor más alto es de 0,54 de los sensores de fuerza.

Tabla 2.13 Solución para el Modulo Respuesta vibracional de la superestructura.

Criterio de valoración	Mantenimiento	Materiales	Rango de frecuencias de vibración	Fuerza de vibración generada	Costo	$\Sigma+1$	Ponderación
Acelerómetro	0,17*0,5	0,17*0,5	0,2*0,67	0,2*0,5	0,26*0,67	1,58	0,53
Medidor de desplazamiento	0,17*0,5	0,17*0,5	0,2*0,33	0,2*0,5	0,26*0,33	1,42	0,47
Total						3	1

En la Tabla 2.13, De igual manera para el modulo Respuesta vibracional de la superestructura la ponderación de la relación de las especificaciones técnicas con las ponderaciones de las alternativas de dicho modulo, dando un valor alto para el acelerómetro con un valor de 0,53.

Análisis de selección de alternativas

Se puede evidenciar en la selección de alternativas mediante el método de criterios ponderados son los que se encuentran con mayor ponderación en el Modulo Fuerza Dinámica, medición de señal de entrada y Respuesta vibracional de la superestructura:

Tabla 2.14 Solución Módulo Fuerza Dinámica.

Solución	Características	Descripción
Vibrador mecánico de 2 masas desbalanceada	<ul style="list-style-type: none"> -Estandarizo -Bajo costo -Todas las posiciones -Ajustable a cualquier estructura -Fuerza centrífuga hasta 450kN 	

Como en el resultado en la Tabla 2.11, se observa en la Tabla 2.14, que como alternativa más idónea para la generación de Fuerza Dinámica es el vibrador mecánico de dos masas desbalanceadas con un valor de 0,64.

Tabla 2.15. Solución Módulo Respuesta vibracional a la superestructura

Solución	Características	Descripción
Sensores de fuerza	<ul style="list-style-type: none"> - Medición directa - Amplio rango de medición - Buena respuesta dinámica - Calibración requerida - Costo relativo 	

En la Tabla 2.15, para el módulo Medición de la señal de entrada se observa en la Tabla 2.12, la alternativa con mayor valoración es los sensores de fuerza con un valor de 0,54 como la alternativa más acertada para medir la fuerza dinámica.

Tabla 2.16. Solución Módulo Medición de la señal de respuesta

Solución	Características	Descripción
Acelerómetro	<ul style="list-style-type: none"> - Amplio rango de frecuencia - Sensibilidad - Tamaño compacto - Bajo costo - Sensibles a otras fuerza 	

	- Limitaciones en el rango dinámico	
--	-------------------------------------	--

En la Tabla 2.16, se observa que la mayor valoración para el Modulo Respuesta vibracional de la superestructura es el acelerómetro ya que tiene mayores ventajas para el diseño del dispositivo.

Diseño virtual

Tomando en cuenta la selección de alternativas tenemos el vibrador mecánico, sensores de fuerza y acelerómetros, estos elementos deben estar ensamblada a una estructura y se propone el siguiente diseño

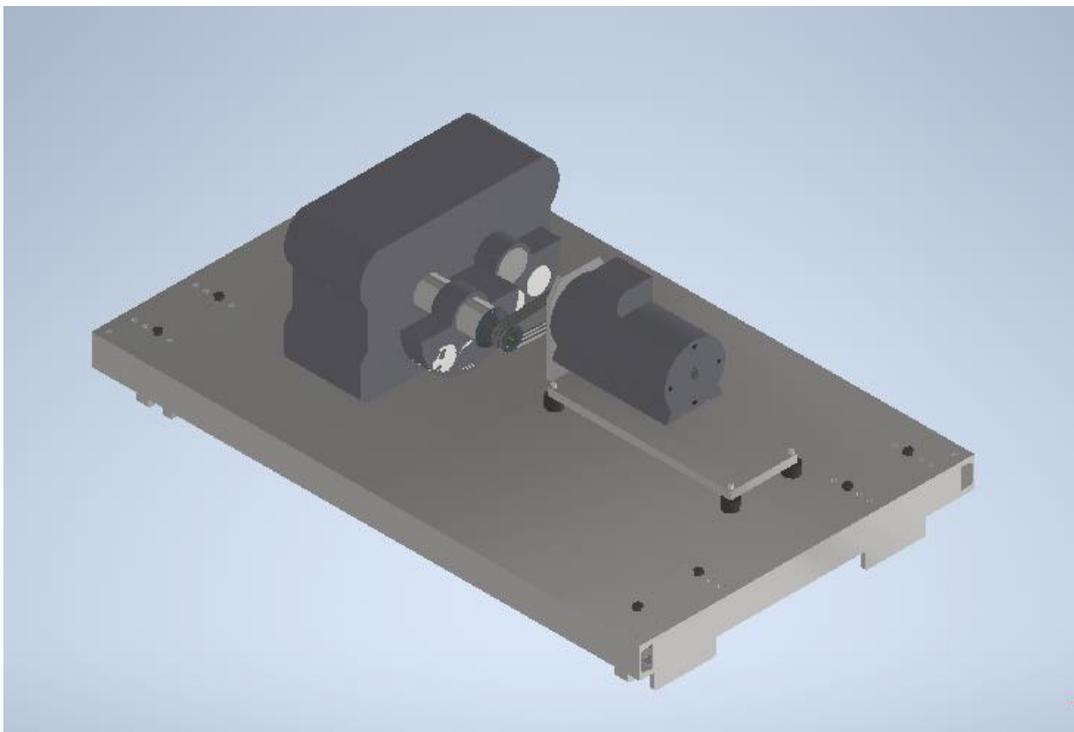


Figura 2.3 Diseño virtual del dispositivo

En la Figura 2.3, se observa el diseño virtual del dispositivo de masa desbalanceada con el vibrador mecánico accionado mediante un motor eléctrico que se encuentran una estructura llamada bancada, estos dos componentes estarán conectados mediante poleas y correas. Los sensores o transductores de fuerza se encuentran en los extremos de bancada protegidos por una estructura.

Diseño y Cálculo

Para el cálculo y diseño del dispositivo de masa desbalanceada se debe tener aspectos y parámetros muy importantes, lo cual en la investigación el dispositivo deberá transmitir una fuerza de 10 kN en sentido vertical hacia arriba y hacia abajo en frecuencia entre 20 y 80 Hz. (J. Romeu, 2016)

Selección de vibrador mecánico.

Como se sabe el cálculo de fuerza centrífuga esta accionada por cada masa desbalanceada que cada una de ellas deberá transmitir una fuerza centrífuga de 5 kN. Dada la ecuación:

$$F_c = me\omega^2 \quad (2.1)$$

Donde:

F_c : Fuerza centrífuga (N)

m : Masa desbalanceada (kg)

e : Radia (m)

ω : Vleocidad angular ($\frac{rad}{s}$) (Rao, 2012)

Para el cálculo de fuerza centrífuga se había dicho que se necesita 5 kN para cada masa desbalanceada y seleccionamos el vibrador mecánico más conveniente para nuestro propósito. En nuestro caso utilizaremos un vibrador mecánico VU con las siguientes características:

- Masas excéntricas y adicionales de acero o plomo regulables en función de la configuración demandada
- Acoplamiento al eje motriz mediante un motor de accionamiento
- Accionamiento externo mediante motor eléctrico, hidráulico etc.

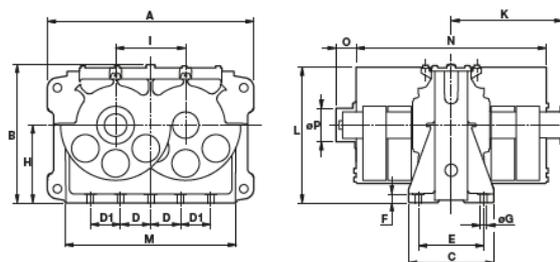
Tabla 2.17 Selección del vibrador mecánico VU de Vibtec. (Vibtec, 2019)

■ VU

Descripción			Características						
Código	Tipo	TAM	Configuración masas	Momento estático kgmm	Máx RPM	Fuerza Centrífuga kN	Peso kg	Potencia motor accionamiento kW	
								1 VU	2 VU
0605033	VU 5000/6-S08	270	Min	3140	1475	74,9	240	3	7,5
			Max	5435	1163	80,5	265		
0605021	VU 8000/6-S08	280	Min	4130	1534	107	298	5,5	11
			Max	8065	1098	107	340		
0605020	VU 10000/6-S08	280	Min	4294	1500	106	301	5,5	11
			Max	9693	1000	106	357		
0605022	VU 14000/6-S08	295	Min	7642	1460	179	430	7,5	15
			Max	13955	1080	179	490		
0605032	VU 16000/6-S08	295	Min	7963	1430	179	433	11	18,5
			Max	15950	1000	175	509		
0605023	VU 18000/6-S08	297	Min	8225	1600	231	563	11	18,5
			Max	17980	1138	256	649		

En la Tabla 2.17, se verifica las características del vibrador mecánico VU de la empresa Vibtec donde se proporciona una fuerza centrífuga máxima de 80,5 kN con un accionamiento externo de 3 kW si se trata de un solo excitador mecánico. Además, se proporciona información de su tamaño y configuración de masas entre otros aspectos técnicos.

Tabla 2.18 Dimensiones del vibrador mecánico Vibtec. (Vibtec, 2019)



Dimensiones (mm)																	
Tipo	A	B	C	D	D1	E	ØG	N°	F	H	I	K	L	M	N	O	ØP
VU 5000/6-S08	655	410	250	1x190	2x110	165	22	8xM20	25	225	210	320,5	407,5	545	530	69,5	97
VU 8000/6-S08	700	453,5	260	1x190	2x110	165	22	8xM20	30	240	232	330,5	442,5	575	555	69,5	97
VU 10000/6-S08	700	453,5	260	1x190	2x110	165	22	8xM20	30	240	232	331,5	442,5	575	555	69,5	97
VU 14000/6-S08	760	508,5	270	1x220	2x110	190	26	8xM24	30	280	256	389	497,5	640	670	69,5	107
VU 16000/6-S08	760	508,5	270	1x220	2x110	190	26	8xM24	30	280	256	389	497,5	640	670	69,5	107
VU 18000/6-S08	825	551,5	340	4x120	-	260	26	10xM24	35	310	280	407	540,5	685	685	80,5	133
VU 23000/6-S08	825	551,5	340	4x120	-	260	26	10xM24	35	310	280	446	540,5	685	760	80,5	133
VU 27000/8-S08	825	551,5	340	4x120	-	260	26	10xM24	35	310	280	476	540,5	685	820	80,5	133

En la Tabla 2.18, se observa las dimensiones del vibrador mecánico Vibtec VU 5000/6-S06 seleccionado y sus pernos que conectan en la estructura que queremos brindar una fuerza vertical dinámica

Selección de accionamiento externo o motor

Para que el vibrador mecánico funcione con sus especificaciones o características se debe escoger un accionamiento externo o motor, esto permitirá el funcionamiento eficiente del vibrador. En este caso para el dispositivo de masa desbalanceada seleccionaremos un motor eléctrico.

Tabla. 2.19 Selección del motor eléctrico WEG. (WEG, 2020)

MOTOR TRIFÁSICO CERRADO W22 IE2 IP55 3600RPM - 2 POLOS



Código	Potencia	Carcasa	Voltaje VAC	Forma Construc.	Precio
14684659	1HP (0.75kW)	71	220 - 380 - 440	B3L	122.68
11982194	2HP (1.5kW)	80	220 - 380 - 440	B3L	153.69
12001573	3HP (2.2kW)	90S	220 - 380 - 440	B3L	186.57
11707437	5HP (3.7kW)	100L	220 - 380 - 440	B3L	264.61
12127330	7.5HP (5.5kW)	112M	220 - 380 - 440	B3L	336.34
12100891	10HP (7.5kW)	132S	220 - 380 - 440	B3L	425.53
11587175	15HP(11kW)	132M	220 - 380 - 440	B3L	551.76
11579501	20HP (15kW)	160M	220 - 380 - 440	B3L	842.05
11938060	25HP (18.5kW)	160M	220 - 380 - 440	B3L	982.29
11938062	30HP (22kW)	160L	220 - 380 - 440	B3L	1,233.91
11743005	40HP (30kW)	200M	220 - 380 - 440	B3L	1,799.21

En la Tabla 2.19, se selecciona el motor trifásico cerrado WEG W22 IE2 IP55 con una velocidad máxima de 3600 RPM con dos polos, que tiene una potencia de 3.7 kW. Su carcasa es de 100L que es el código de dimensionamiento del motor que funciona voltajes entre 220 V a 440 V con un bajo costo. (WEG, 2020)

Relación de transmisión

Para la relación de transición, el vibrador mecánico debería vibrar a un mínimo de 1200 RPM para llegar a una frecuencia de 20 Hz y un máximo de 4800 RPM con una frecuencia de 80 Hz. Para el acoplamiento del vibrador con el motor eléctrico se utilizará poleas con correas (LH, 2013). En este caso se debe conocer que la velocidad angular máxima del vibrador mecánico será de 4800 RPM y la velocidad angular máxima del motor eléctrico es de 3600 RPM. Entonces a relación de transmisión es:

$$RT = \frac{\omega_{maxv}}{\omega_{maxm}} \quad (2.2)$$

Donde:

RT: Relación de transmisión

ω_{maxv} : Velocidad angular máxima del vibrador mecánico (RPM)

ω_{maxm} : Velocidad angular máxima del motor eléctrico (RPM) (LH, 2013)

$$RT = \frac{4800 \text{ RPM}}{3600 \text{ RPM}}$$

$$RT = 1,33$$

La relación de transmisión entre el vibrador mecánico y el motor eléctrico es de 1,33

Selección de poleas y correas

Se tiene en cuenta la relación de transmisión entre el vibrador mecánico y el motor eléctrico es de 1,33, se puede escoger el diámetro de las poleas del vibrador mecánico y del motor eléctrico y la correa donde transmitirá el movimiento del motor hacia el vibrador.

Para los diámetros de las poleas para el acople del vibrador mecánico y del motor eléctrico se necesita conocer los diámetros del vibrador mecánico y el eje del motor eléctrico. Los parámetros necesarios para la selección de las poleas y correas son los siguientes:

- Accionamiento externo

Potencia de motor eléctrico:

$$P_m = 3,7kW$$

Máxima velocidad angular:

$$\omega_m = 3600 \text{ RPM}$$

Diámetro del eje del motor:

$$\phi_m = 28 \text{ mm}$$

- Vibrador mecánico.

Máxima velocidad angular:

$$\omega_v = 4800 \text{ RPM}$$

Diámetro del eje del vibrador:

$$\phi_v = 97 \text{ mm}$$

Teniendo en cuenta estos parámetros, se utilizará el programa Optibelt que ayudará con la selección de poleas y correas.

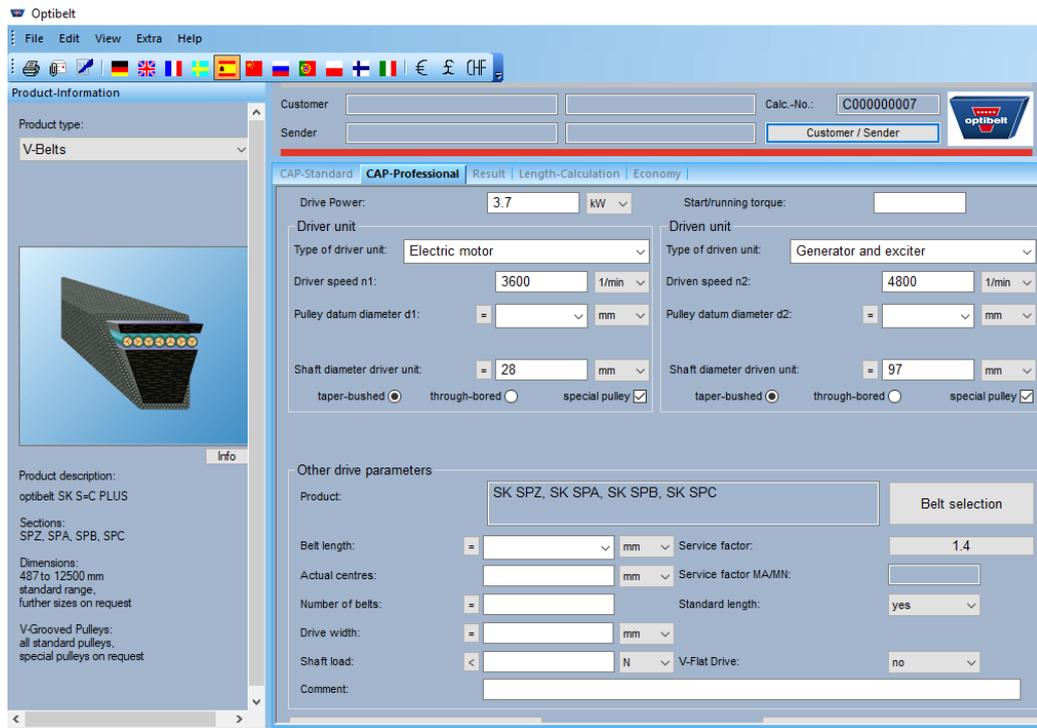


Figura. 2.4. Ingreso de parámetros para la selección de poleas y correas en el programa Optibelt.

En la Figura 2.4, se ingresa los datos al programa Optibelt donde se ingresa la potencia, el diámetro de eje del motor, el diámetro del eje vibrador y su velocidad angular deseada.

Ingresando estos datos nos arroja el resultado que es el siguiente:

Tabla 2.20 Resultado de las poleas y correas mediante Optibelt.

Calculo de transmisión		Sobre la base de una vida teórica de 25000 h	
Correas trapeciales con 2 poleas			
Núm. de calculo :	C000000007	datos :	13.08.2023
Proyecto :	0001	Nº de plano :	0001
		Nº de serie :	
		Transmisión :	0001
La transmisión está dimensionada con:			
- 3 x Correa trapecial estrecha Optibelt-SK SPZ 637 Ld			
- Polea acanalada para casquillo cónico TB SPZ 85-3			
- Casquillo cónico Optibelt TB 1610 (Diámetro de perforación 28 mm)			
- Polea acanalada para casquillo cónico TB SPZ 64-3			
- Polea especial			
		<u>Observaciones</u>	
Maquina motriz	:	Electric motor	
Maquina accionada	:	Generator and exciter	
Potencia calculada	PB :	5.18 kW	
Potencia de máquina motriz	P :	3.70 kW	
Par de giro polea motriz	M :	10 Nm	
Velocidad de giro	n1 :	3600 1/min	
Velocidad de giro efectiva	n2 :	4800 1/min	0 1/min
Diámetro de referencia polea 1	dd1 :	85.00 mm	
Diámetro de referencia polea 2	dd2 :	63.75 mm	
desarrollo de referencia	Ld :	637 mm	
Entreeje real	a :	201.39 mm	--- mm
Relación de transmisión efectiva	i :	0.75	--- %
Recorrido libre para montaje	y :	10.00 mm	
Recorrido libre para tensado / montaje	x :	10.00 mm	
Factor de carga real	c2 :	1.69	
Velocidad lineal de la correa	v :	16.02 m/s	
Frecuencia de vibración	fB :	50.30 1/s	
Potencia nominal transmitible por correa	PN :	2.51 kW	
Factor de angulo de contacto	c1 :	1.00	
Factor de longitud	c3 :	0.83	
Arco de contacto polea pequeña	β :	173.95 °	
Ancho de la polea	b2 :	40.00 mm	
Longitud del ramal	l :	201.11 mm	
Número de correas calculado	zth :	2.49	Para c2 recalculado = 1.40
Peso de la transmisión	:	0.14 kg	
Fuerza estática sobre el eje, primer montaje	Sast :	578 N	
Fuerza axial estática (retensado)	Sast :	445 N	
Fuerza axial dinámica	Sadyn :	338 N	

Se observa en la Tabla 2.20, que se pide correas trapezoidales SK SPZ 637. para el accionamiento externo o motor eléctrico una polea acanalada para casquillo cónico TB 1610 con una perforación de 28 mm para el eje motor. De igual manera para el vibrador mecánico se pide una polea con casquillo cónico SK SPZ 64-3 Y el casquillo cónico será diseñado para el funcionamiento del vibrador.

Selección de Sensores de fuerza.

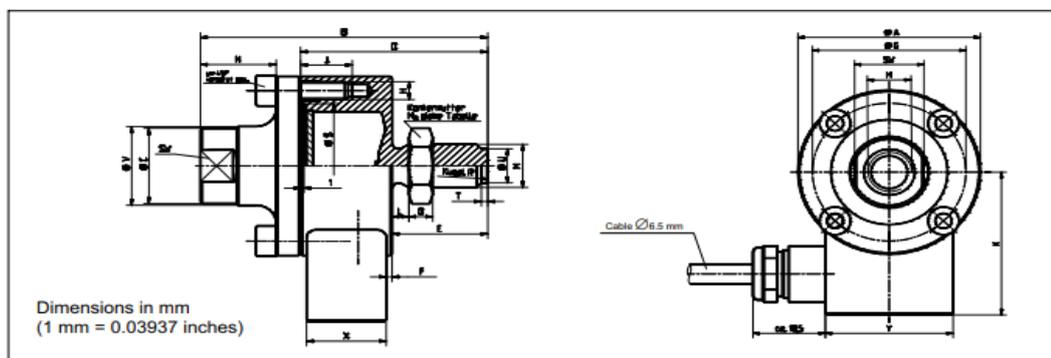
Para la selección de sensores de fuerza o transductores necesitamos 4 para cada extremo de la bancada donde se asienta el dispositivo, estos traductores se selecciona depende de la fuerza vertical que produce el vibrador mecánico, más la masa total de todo el dispositivo. Estos sensores estarán acoplados a una base que va emperrada en la bancada. Los parámetros para la selección de los transductores de fuerza son:

- Transductores, uno en cada extremo
- Fuerza aproximadamente de 20 kN
- De bajo costo

Se selecciona los transductores de fuerza HBM U2B-10kN que tiene las siguientes dimensiones:

Tabla 2.21 Dimensiones de transductores de fuerza HBM U2B. (HBK, 2012)

Dimensions



Nominal (rated) force	∅A _{0.2}	B	∅C	D	E	F	∅G	H	J	K	L	M	N	O	∅S ₁₆ ^H	A F	T	∅U	∅V	X	Y	M _A (N-m)	Ball R
0.5-5 kN 10 kN	50	72	21	47	24	1.5	42	4xM5	13	43.5	4.2 7.6	M12	19	6	34	19	1.6	9.5	22	20	35	60	60
20 kN	90	112	33	72	38	2	70	4xM10	20.5	63.5	10.6	M20x1.5	15	10	55	30		17	34			300	100
50 kN	100	141	40	86	47	6	78	4xM12	19	68	13.2	M24x2	20	12	61	36	2	20	42			500	
100 kN	135	197	68	122	67	17	105	8xM12	16	85.5	19	M39x2	29	19	79	60		36	70	30	50	-	160
200 kN	155	232	82	142	85	19	125	8xM16	26	95.5	24.2	M48x2	32	22	97	70	2.2	43	84			-	

En la Tabla 2.21, se observa las dimensiones que tiene el transductor de fuerza seleccionado de 10 kN. Se ensambla estos transductores en los extremos de la bancada de la maquina ya que tiene un contrapeso que genera más fuerza tanto en lo estático como en lo dinámico

Bancada.

La bancada está diseñada por dos placas de acero al carbono de 1100x1800 mm con un espesor de 10 mm cada una en la parte inferior que forman una placa tipo sandwich, unidos mediante vigas tipo C UNP 80 que tiene una masa total de 562,5 kg

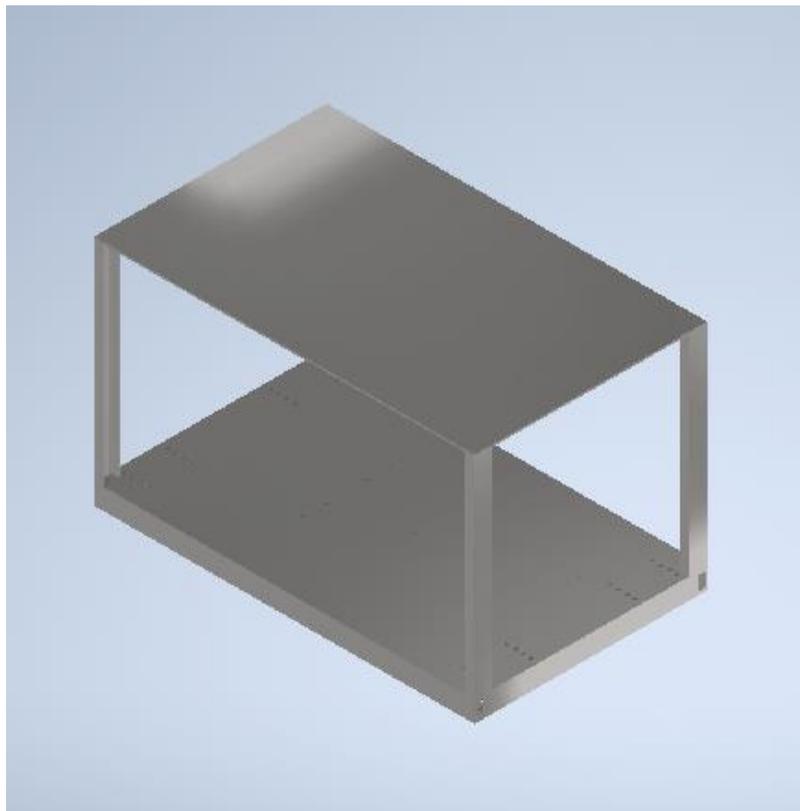


Figura 2.5. Bancada del dispositivo

En la Figura 2.5, se verifica que tiene una estructura en la parte superior que están soldadas a la parte inferior de la bancada con vigas tipo C UPN 80. Esta estructura ayudará a colocar la precarga de 80 kg el cual consiste en planchas de acero de 500x500 mm

3 ANALISIS Y RESULTADOS

En esta sección, se analizará la simulación de la bancada donde se montará el dispositivo de masa desbalanceada, realizando el análisis estático con una precarga definida y el análisis modal con una frecuencia máxima de 80 Hz. Posteriormente se analizará las masas que se insertarán en el dispositivo de excitación

Análisis de tensión de la bancada.

Para el análisis y simulación de la parte inferior de la bancada se diseñará en el programa Inventor Professional 2022 y se hará un análisis estático y modal para verificar los esfuerzos y las deformaciones que producirá el dispositivo de masa desbalanceada con las condiciones máximas de fuerza y restricciones.

Análisis estático

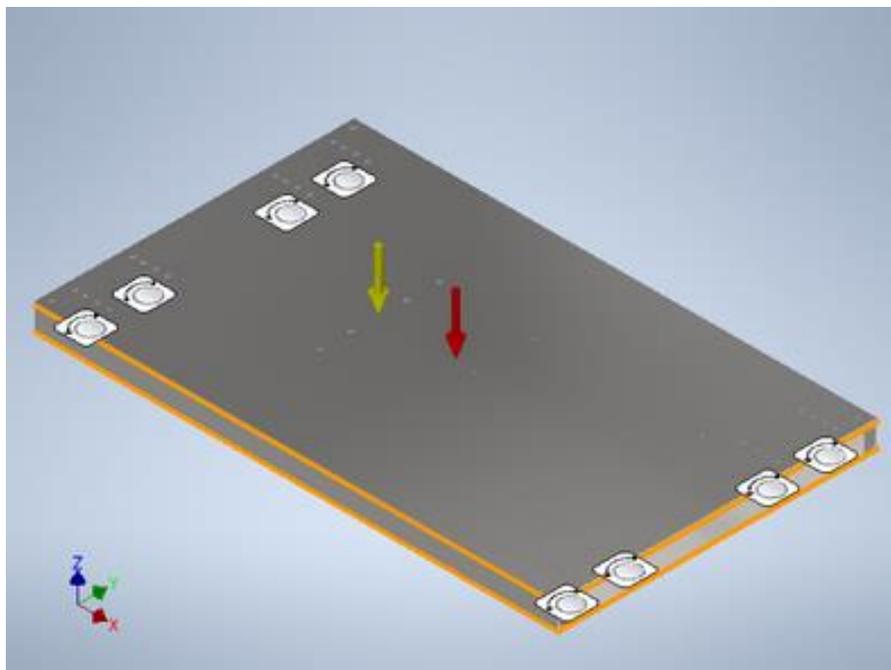
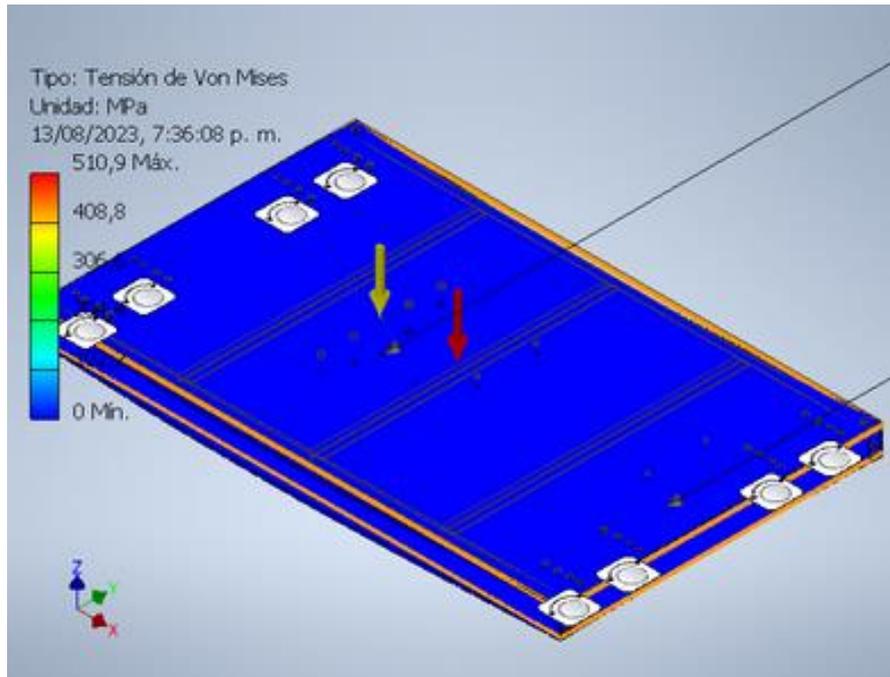


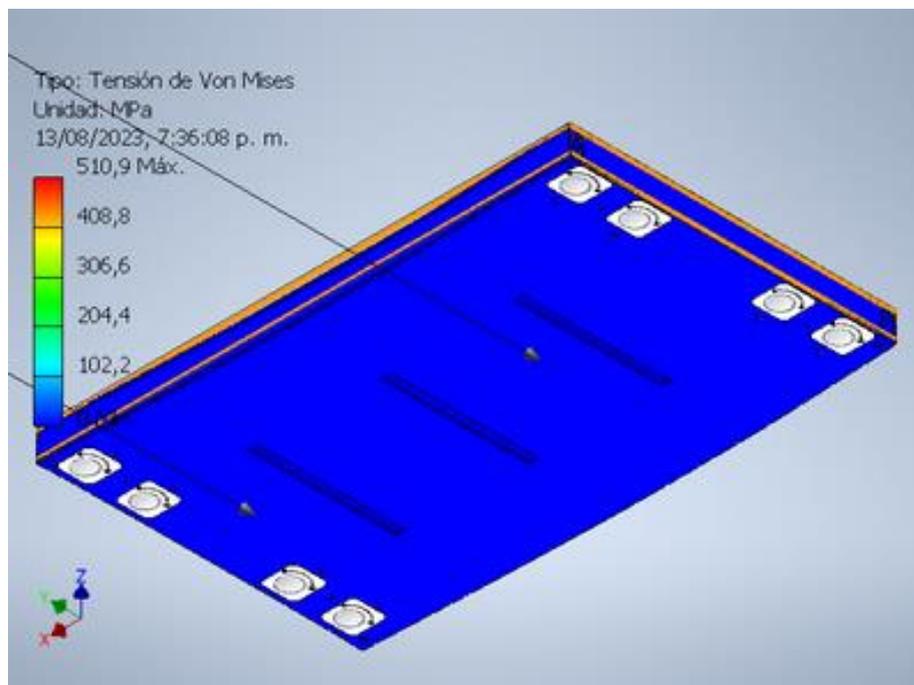
Figura 3.1. Diagrama de cuerpo libre de la bancada para el análisis estático.

En la Figura 3.1, para el análisis estático se colocan la fuerza gravitacional y el peso del vibrador mecánico que tiene una fuerza de 8000 N y sus restricciones los pernos que van anclados a los transductores de fuerza.

Realizando la simulación se obtiene los siguientes resultados:



(a)



(b)

Figura 3.2. Tensión de Von Mises. (a) Placa Superior de la bancada. (b) Placa inferior de la bancada

En la Figura 3.2 (a), se observa la simulación de la placa superior de la bancada y la tensión de Von Mises que es casi nula que no se determina ningún esfuerzo.

En la Figura 3.2 (b), se observa la placa inferior de la bancada que la tensión de Von Mises es casi nula ya que se observa que el material no determina ningún esfuerzo.

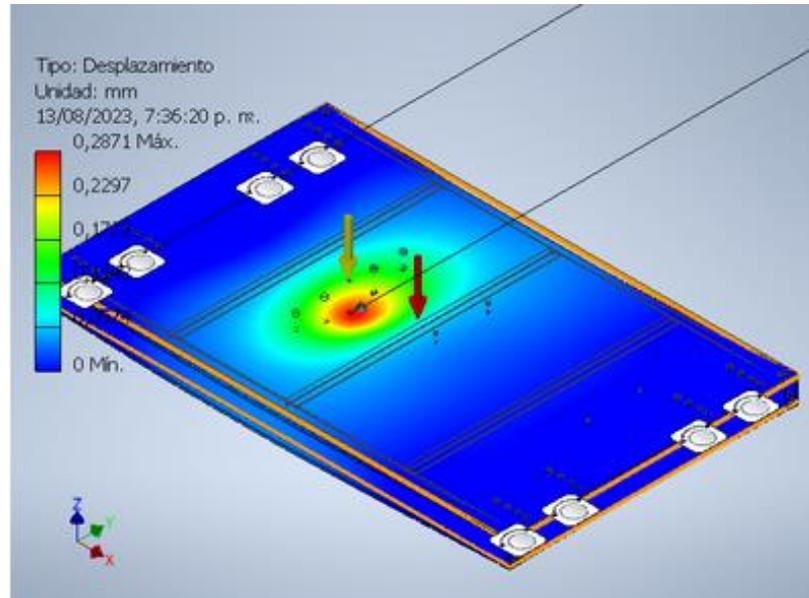


Figura 3.3. Simulación de desplazamiento.

Se observa en la Figura 3.3, que el máximo desplazamiento en la bancada en la dirección Z es 0,2871 mm que se encuentra en la zona del vibrador mecánico. Por lo tanto, no se verifica ninguna deformación significativa.

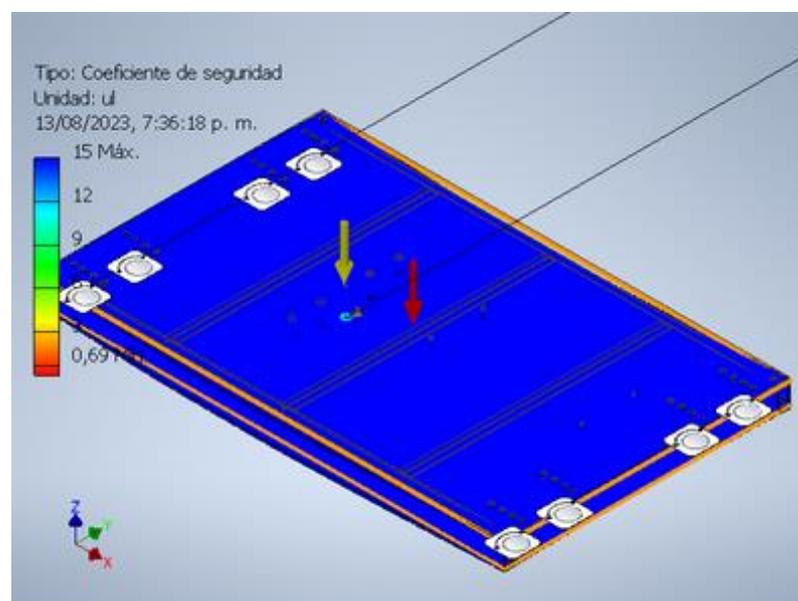
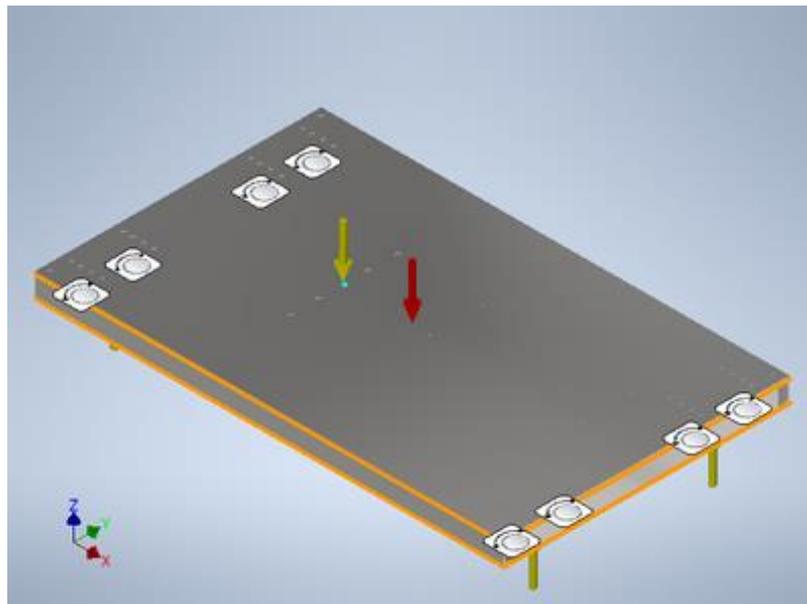


Figura 3.4. Simulación de coeficiente de seguridad.

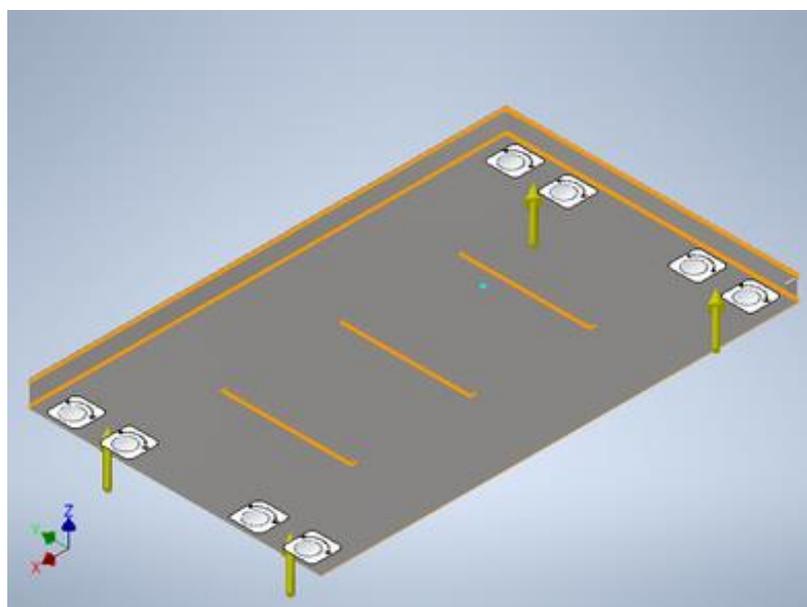
Se analiza en la Figura 3.4, el coeficiente o factor de seguridad es de 15 en bancada, lo que quiere decir que la estructura no tendrá ningún problema al estar en reposo.

Análisis modal

Para el análisis modal de la bancada de igual manera se simula y se analiza en el programa Inventor Professional 2022 para verificar deformaciones en varias frecuencias hasta aproximadamente 80 Hz.



(a)



(b)

Figura 3.5. Diagrama de cuerpo libre para el análisis modal. (a) Placa superior de la bancada. (b) Placa inferior de la bancada

En la Figura 3.5 (a), se observa el diagrama de cuerpo libre de la placa superior de la bancada que tiene la fuerza 12000 N al trabajar en una frecuencia de 80 Hz.

En la Figura 3.5 (b), se verifica el diagrama de cuerpo libre de la placa inferior de la bancada con las cargas de los transductores de fuerza de 10000 N en los extremos de dicha placa.

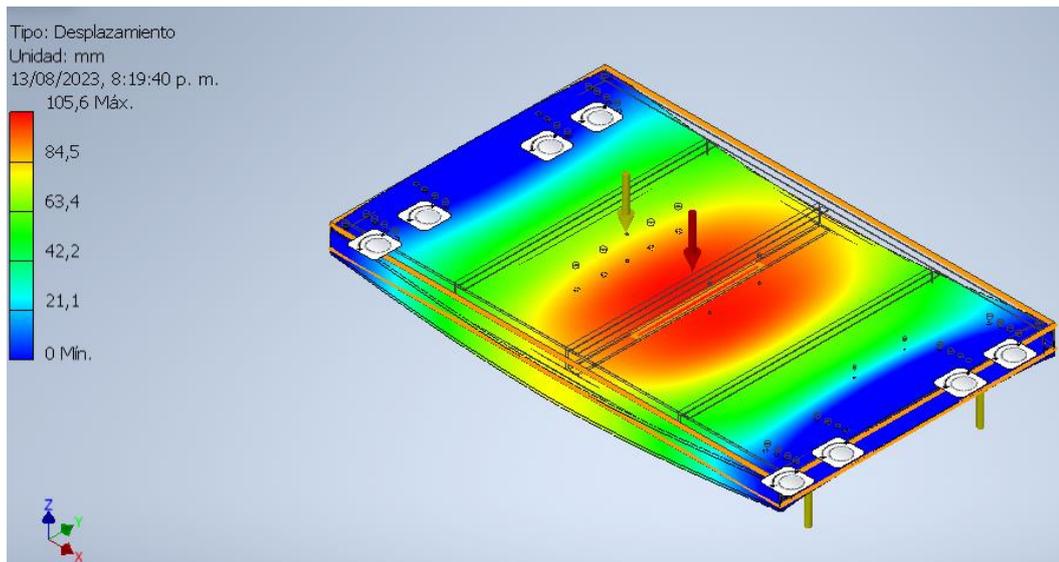


Figura. 3.6. Simulación de desplazamiento a una frecuencia de 80 Hz.

Se observa en la Figura 3.6, que el desplazamiento o deformación en el eje Z, la máxima es la zona media donde se encuentra el movimiento del vibrador mecánico con un desplazamiento máxima de 105,6 mm.

Análisis de masas

En este análisis, se verifica las masas para ser insertadas en el vibrador mecánico, se debe tomar en cuenta la fuerza centrífuga generada por el dispositivo de masa desbalanceada. La fuerza centrífuga generada debe ser de 10 kN y debe trabajar de 20 a 80 Hz, por lo tanto, se presenta los siguientes resultados:

Tabla 3.1. Análisis de masas a varias frecuencias.

Frecuencia (Hz)	Velocidad angular (rad/s)	Radio (m)	Fuerza (N)	Masa (kg)
20	125,66	0,12	10000	5,28
21	131,95	0,12	10000	4,79
22	138,23	0,12	10000	4,36
23	144,51	0,12	10000	3,99
24	150,80	0,12	10000	3,66
25	157,08	0,12	10000	3,38
26	163,36	0,12	10000	3,12
27	169,65	0,12	10000	2,90
28	175,93	0,12	10000	2,69
29	182,21	0,12	10000	2,51
30	188,50	0,12	10000	2,35
31	194,78	0,12	10000	2,20
32	201,06	0,12	10000	2,06
33	207,35	0,12	10000	1,94
34	213,63	0,12	10000	1,83
35	219,91	0,12	10000	1,72
36	226,19	0,12	10000	1,63
37	232,48	0,12	10000	1,54
38	238,76	0,12	10000	1,46
39	245,04	0,12	10000	1,39
40	251,33	0,12	10000	1,32
41	257,61	0,12	10000	1,26
42	263,89	0,12	10000	1,20
43	270,18	0,12	10000	1,14
44	276,46	0,12	10000	1,09
45	282,74	0,12	10000	1,04
46	289,03	0,12	10000	1,00
47	295,31	0,12	10000	0,96
48	301,59	0,12	10000	0,92
49	307,88	0,12	10000	0,88
50	314,16	0,12	10000	0,84
51	320,44	0,12	10000	0,81
52	326,73	0,12	10000	0,78
53	333,01	0,12	10000	0,75
54	339,29	0,12	10000	0,72
55	345,58	0,12	10000	0,70
56	351,86	0,12	10000	0,67
57	358,14	0,12	10000	0,65
58	364,42	0,12	10000	0,63
59	370,71	0,12	10000	0,61
60	376,99	0,12	10000	0,59

61	383,27	0,12	10000	0,57
62	389,56	0,12	10000	0,55
63	395,84	0,12	10000	0,53
64	402,12	0,12	10000	0,52
65	408,41	0,12	10000	0,50
66	414,69	0,12	10000	0,48
67	420,97	0,12	10000	0,47
68	427,26	0,12	10000	0,46
69	433,54	0,12	10000	0,44
70	439,82	0,12	10000	0,43
71	446,11	0,12	10000	0,42
72	452,39	0,12	10000	0,41
73	458,67	0,12	10000	0,40
74	464,96	0,12	10000	0,39
75	471,24	0,12	10000	0,38
76	477,52	0,12	10000	0,37
77	483,81	0,12	10000	0,36
78	490,09	0,12	10000	0,35
79	496,37	0,12	10000	0,34
80	502,65	0,12	10000	0,33

Se analiza en la Tabla 3.1, que el dispositivo de masa desbalanceada al trabajar en frecuencias de 20 Hz a 29 las masas que se debe insertar en el vibrador mecánico están entre 5,28 y 2,51 kg, ya que la norma indica que se debe trabajar también a una frecuencia mínimo de 20 Hz a 30 Hz, la mínima frecuencia de trabajo será de 30 Hz tomando en cuenta que la masa de 2,35 kg se repartirá entre los dos discos teniendo en cada uno una masa de 1,18 kg.

Caracterización dinámica del dispositivo de masa desbalanceada

Para la caracterización dinámica del dispositivo, se analizará como una respuesta de un sistema amortiguado sometido a un desbalance de rotación como el modelo matemático expuesto anteriormente con la ecuación 1.1

$$M\ddot{z} + c\dot{z} + kz = me\omega^2 \text{sen}(\omega t). \quad (3.1)$$

Se toma en cuenta todos los elementos, la masa total es de 1675 kg incluida la precarga de 80 kg. A altas velocidades, el coeficiente de amortiguamiento es insignificante. La constante de rigidez del material calculado es de 104761,905 N/m. El dispositivo trabajará a 80 Hz con una masa de 0,33 kg y una velocidad angular de 4800 RPM que equivale a

502,65 rad/s con un radio de 0,12 m por catálogo del vibrador mecánico (Vibtec, 2019) a un tiempo de 3 minutos. La ecuación de movimiento sería la siguiente:

$$1675\ddot{z} + 104761,905z = 0,33 * 0,12 * (502,65)^2 \text{sen}(502,65 * t). \quad (3.2)$$

Resolviendo la ecuación diferencial en el programa Matlab se observa la respuesta dinámica del sistema:

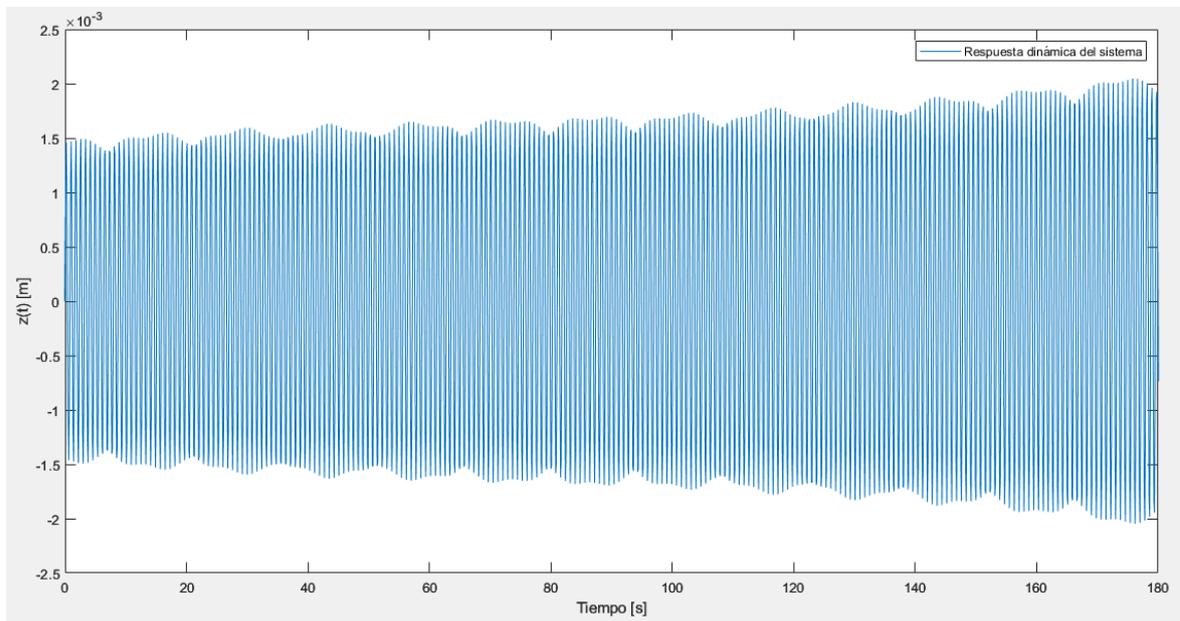


Figura. 3.7. Caracterización y respuesta del dispositivo de masa desbalanceada

En la Figura 3.7, se analiza la respuesta del dispositivo de masa desbalanceada al trabajar en una frecuencia de 80 Hz, ya que su velocidad angular es alta de 4800 RPM, se verifica que la amplitud incrementa con respecto al tiempo que, al tiempo 0 segundos tiene una amplitud aproximadamente de 1,5 mm, y al tiempo de 180 segundos una amplitud aproximadamente hasta 2 mm. Esto refleja que el comportamiento no es homogéneo debido a la respuesta en dicha frecuencia de la receptancia que tiene la estructura ferroviaria y también debe ser a la respuesta de la frecuencia por el propio dispositivo de masa desbalanceada. Esto quiere decir que tiene una buena receptancia en la vía si se conecta si se dispone correctamente con el transductor de fuerza para su inspección.

4 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- El diseño del dispositivo de masa desbalanceada puede generar vibraciones en la superestructura ferroviaria, lo que puede tener un impacto en la infraestructura a largo plazo. Para esto se debe llevar a cabo un estudio y análisis riguroso de los efectos que generan las vibraciones en varios términos como fatiga, deterioro o desgaste de los componentes de la vía ferroviaria
- El diseño del dispositivo de masa desbalanceada se optimizó e innovó con nueva tecnología para cumplir con las características deseadas, en este caso como amplitud y frecuencia. Esto requiere que tengo un equilibrio entre la masa desbalanceada, velocidad angular y otros parámetros donde estos se los ajusta mediante simulaciones.
- Es crucial revisar y cumplir con las normas y regulaciones pertinentes establecidas, ya que estas establecen límites para las vibraciones generadas por el sistema para garantizar la seguridad y anular molestias a las comunidades cercanas a la vía.
- El modelo matemático de movimiento del dispositivo de excitación es una aproximación ya que el coeficiente de amortiguamiento es insignificante para velocidades altas y se necesita un estudio exhaustivo para verificar el valor de dicho parámetro mediante simulaciones.
- Como cualquier dispositivo mecánico, el excitador está sujeto a desgaste y tener posibles fallas. Por lo cual, se debe desarrollar un plan de mantenimiento muy sólido para garantizar el funcionamiento del dispositivo o implementar sistemas de control de supervisión en tiempo real que pueda ayudar a detectar problemas antes de que se convierta en emergencias.
- Los materiales escogidos para el diseño del dispositivo como el acero al carbono F1110 son aceptables ya que cumplen con el funcionamiento con los parámetros requeridos y cumplen con las propiedades mecánicas mediante factores de seguridad y esfuerzos principales observados en la simulación.

4.2 Recomendaciones

- Hacer un estudio riguroso de viabilidad del dispositivo para la determinación de vibraciones sea necesario y para beneficio para propósitos previsto, como puede ser el asentamiento de balasto.
- Acudir a personas con estudios y experiencia en ingeniería mecánica en estructuras ferroviarias para una mejor comprensión de los aspectos tanto operativos como técnicos, así como una evaluación precisa de impactos potenciales
- Llevar a cabo simulaciones para verificar el comportamiento del dispositivo y los efectos que este tendrá en la vía ferroviaria Y llevar a cabo pruebas en entornos controlados antes de implementarlo a gran escala
- Asegurarse de que el excitador cumpla con las normas y regulaciones relevantes como límites de vibraciones aceptables y consideraciones ambientales
- Desarrollar un plan de contingencia para abordar situación inesperada o en casos de emergencias como fallos del dispositivo o reacciones negativas de comunidades cercanas.

5 BIBLIOGRAFÍA

Alibaba. (2019). *Alibaba*. Obtenido de <https://spanish.alibaba.com/product-detail/Light-structure-Good-Sealing-And-Heat-1600553845474.html>

Bance. (2014). <https://bance.com/impact-wrench/>.

Carvajal, L. (2006). *Metodología de la Investigación Científica. Curso general y aplicado* (28 ed.). Santiago de Cali: U.S.C.

Cruz Osmar, L. J. (Mayo de 2022). *Facultad de ingeniería y arquitectura* . Obtenido de <https://ri.ues.edu.sv/id/eprint/27400/1/PROPUESTA%20DE%20DISE%C3%91O%20DE%20BANCO%20DIDACTICO%20PARA%20EL%20BALANCEO%20DIN%C3%81MICO%20DE%20ROTORES.pdf>

Engineering, M. (2016). <https://www.martin-eng.co.za/content/product/2567/brute-pneumatic-vibrator>.

- ETA. (2022). *ETA*. Obtenido de <https://etatechnology.in/es/productos/plataformas-de-prueba/excitador-de-fuerza-din%C3%A1mica-para-an%C3%A1lisis-modal-estructural/>
- Ferrandez, D. (Junio de 2016). *Universidad Politecnica de Madrid*. Obtenido de https://oa.upm.es/42326/1/DANIEL_FERRANDEZ_VEGA.pdf
- HBK. (2012). *HBK*.
- J. Romeu, R. A. (2016). *Sistema de caracterización dinámica de vías ferroviarias*. Obtenido de <https://www.researchgate.net/publication/344467292>
- Jose Bran, R. G. (Agosto de 2009). *Universidad de El Salvador* . Obtenido de https://ri.ues.edu.sv/id/eprint/2053/1/M%C3%A9todos_de_ensayo_para_la_determinaci%C3%B3n_de_las_principales_propiedades_din%C3%A1micas_en_los_suelos_de_El_Salvador.pdf
- LH, B. (2013). *Birth Lh relacione de trasmision* . Obtenido de https://ikastaroak.ulhi.net/edu/es/DFM/DPM/DPM01/es_DFM_DPM01_Contenidos/web_site_51_relacin_de_transmision.html#:~:text=Se%20denomina%20relaci%C3%B3n%20de%20transmisi%C3%B3n,%2C%20correas%2C%20cadenas%2C%20etc.
- Oinos, D. G. (2020). Obtenido de <https://www.ionos.es/digitalguide/online-marketing/analisis-web/house-of-quality/>
- Ordoñez, A. R. (Julio de 2012). *Universidad de Sevilla* . Obtenido de <https://personal.us.es/pedrogalvin/phd-rome-12a.pdf>
- Rao, S. S. (2012). *Vibraciones mecánicas*. Mexico: Pearson.
- Rubio, J. M. (2017). *UC3M*. Obtenido de https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/28268/TFG_Javier_Monje_Rubio.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- Schenck. (2015). *Schecnk*. Obtenido de <https://www.schenck-rotec-ar.com/por-que-balancear/desbalanceo-estatico.html>
- Segundo, C. S. (2019). *CORE*. Obtenido de <https://core.ac.uk/download/pdf/288502266.pdf>
- Sensing. (2019). <https://sensores-de-medida.es/catalogo/shaker-modal-dynalabs-ms/>.
- Vibtec. (2019). *Catalogo General ESO19*. Obtenido de <https://www.vibtec.com/products-italvibras/#mechanical>
- Vidal, A. (2009). *vibraciones en las vías de ferrocarril*. Obtenido de <https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/8478/00.pdf>
- WEG. (2020). *Catalogo WEG 2020*. Obtenido de https://www.weg.net/catalog/weg/EC/es/Motores-El%C3%A9ctricos/c/EU_MT

ANEXO II. Criterios de Ponderación

Tabla II.1 Criterios de valoración para el Modulo Respuesta vibracional a la superestructura y Mantenimiento.

Mantenimiento	Acelerómetro	Medidor de desplazamiento	$\Sigma+1$	Ponderación
Acelerómetro	--	0,5	1,5	0,5
Medidor de desplazamiento	0,5	--	1,5	0,5
Total			3	1

Tabla II.2 Criterios de valoración para el Modulo Respuesta vibracional a la superestructura y Materiales.

Materiales	Acelerómetro	Medidor de desplazamiento	$\Sigma+1$	Ponderación
Acelerómetro	--	0,5	1,5	0,5
Medidor de desplazamiento	0,5	--	1,5	0,5
Total			3	1

Tabla II.3 Criterios de valoración para el Modulo Respuesta vibracional a la superestructura y Rango de frecuencias de vibración.

Rango de frecuencias de vibración	Acelerómetro	Medidor de desplazamiento	$\Sigma+1$	Ponderación
Acelerómetro	--	1	2	0,67
Medidor de desplazamiento	0	--	1	0,33
Total			3	1

Tabla II.4 Criterios de valoración para el Modulo Respuesta vibracional a la superestructura y Fuerza de vibración generada.

Fuerza de vibración generada	Acelerómetro	Medidor de desplazamiento	$\Sigma+1$	Ponderación
Acelerómetro	--	0,5	1,5	0,5
Medidor de desplazamiento	0,5	--	1,5	0,5
Total			3	1

Tabla II.5 Criterios de valoración para el Modulo Respuesta vibracional a la superestructura y Costo.

Costo	Acelerómetro	Medidor de desplazamiento	$\Sigma+1$	Ponderación
Acelerómetro	--	1	2	0,67
Medidor de desplazamiento	0	--	1	0,33
Total			3	1

Tabla II.6 Criterios de valoración para el Modulo Medición de la señal de respuesta y Mantenimiento.

Mantenimiento	Sensores de fuerza	Sensores de presión	$\Sigma+1$	Ponderación
Sensores de fuerza	--	0,5	1,5	0,5
Sensores de presión	0,5	--	1,5	0,5
Total			3	1

Tabla II.7 Criterios de valoración para el Modulo Medición de la señal de respuesta y Materiales.

Materiales	Sensores de fuerza	Sensores de presión	$\Sigma+1$	Ponderación
Sensores de fuerza	--	0,5	1,5	0,5

Sensores de presión	0,5	--	1,5	0,5
Total			3	1

Tabla II.8 Criterios de valoración para el Modulo Medición de la señal de respuesta y Rango de frecuencias de vibración.

Rango de frecuencias de vibración	Sensores de fuerza	Sensores de presión	$\Sigma+1$	Ponderación
Sensores de fuerza	--	1	2	0,67
Sensores de presión	0	--	1	0,33
Total			3	1

Tabla II.9 Criterios de valoración para el Modulo Medición de la señal de respuesta y Fuerza de vibración generada.

Fuerza de vibración generada	Sensores de fuerza	Sensores de presión	$\Sigma+1$	Ponderación
Sensores de fuerza	--	1	2	0,67
Sensores de presión	0	--	1	0,33
Total			3	1

Tabla II.10 Criterios de valoración para el Modulo Medición de la señal de respuesta y Fuerza de vibración generada.

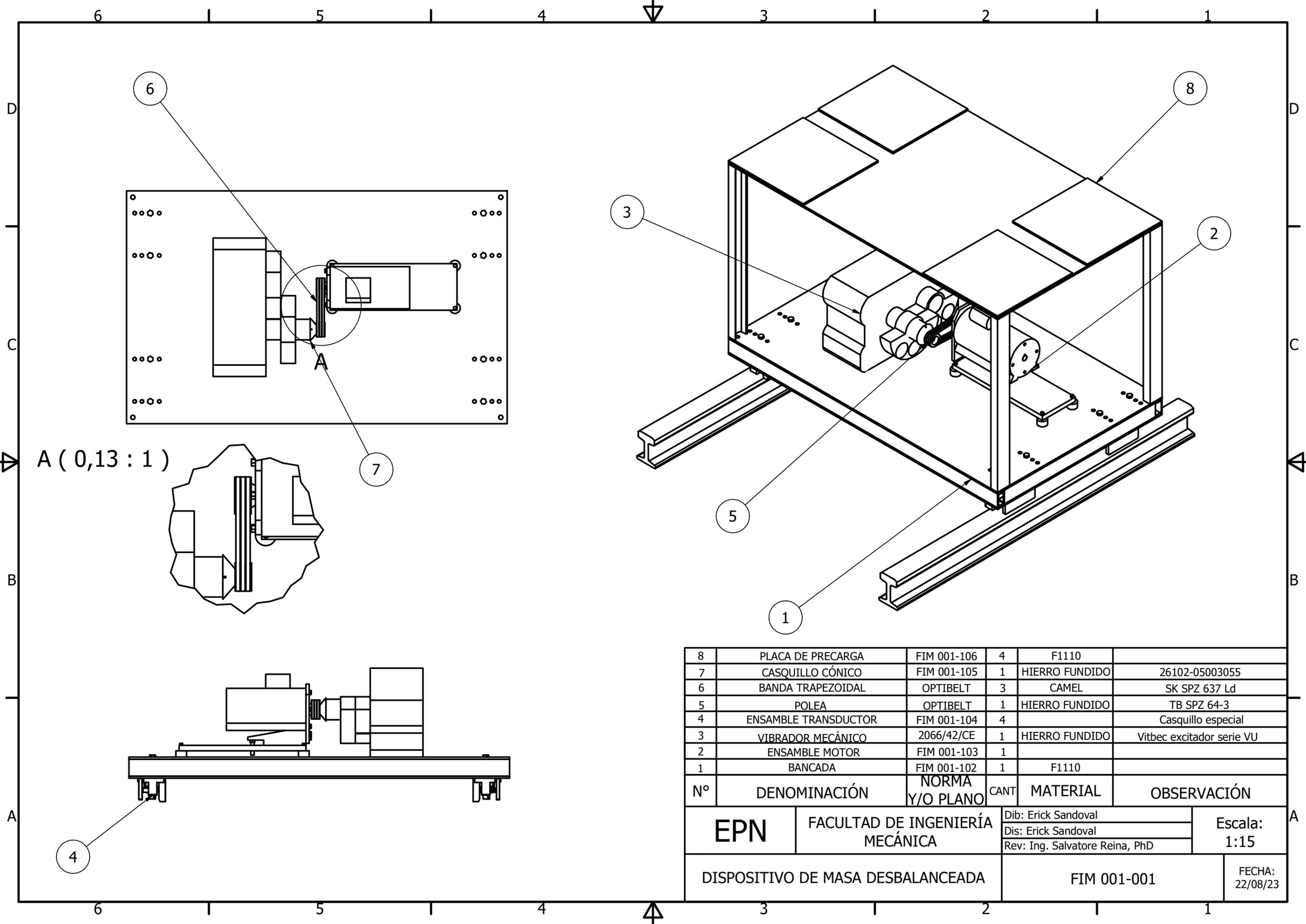
Costo	Sensores de fuerza	Sensores de presión	$\Sigma+1$	Ponderación
Sensores de fuerza	--	1	2	0,67

Sensores de presión	0	--	1	0,33
Total			3	1

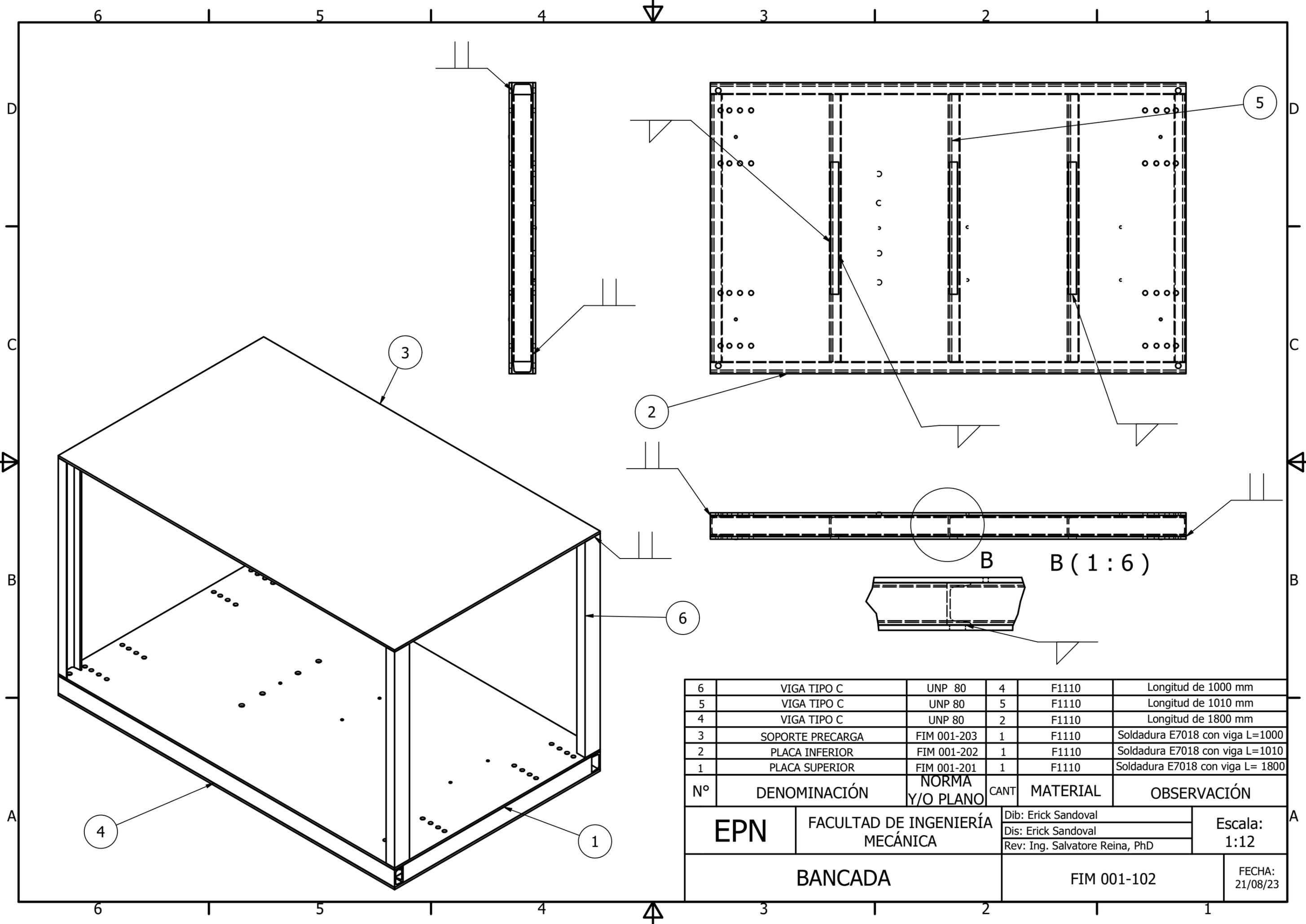
ANEXO III. CÓDIGO DE PROGRAMACIÓN

```
clc; clear;
%Tiempo integración
tspan = (0:0.1:180);
%CI
x0 = [0,0];
%Solver
[t,x] = ode45(@miODE,tspan,x0);
%Graficar
plot(t,x(:,1));
legend('Respuesta dinámica del sistema'); xlabel('Tiempo [s]');
ylabel('z(t) [m]');
%EDO
function dx = miODE(t,x)
dx(1) = x(2);
dx(2) = (10000*sin(509.62*t)-104761.905*x(1))/1675;
dx = [dx(1);dx(2)];
end
```

ANEXO IV. PLANOS

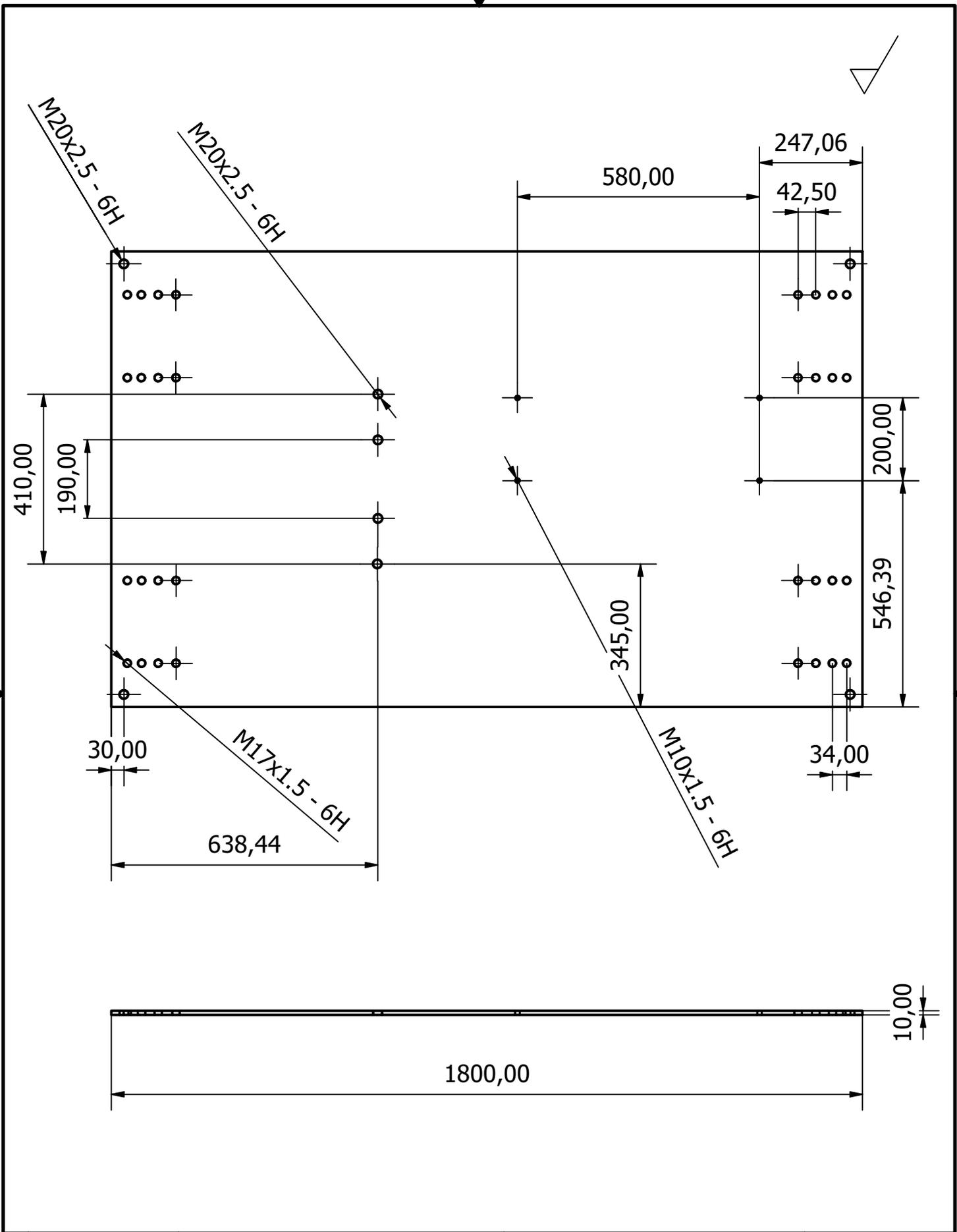


8	PLACA DE PRECARGA	FIM 001-106	4	F1110	
7	CASQUILLO CÓNICO	FIM 001-105	1	HIERRO FUNDIDO	26102-05003055
6	BANDA TRAPEZOIDAL	OPTIBELT	3	CAMEL	SK SPZ 637 Ld
5	POLEA	OPTIBELT	1	HIERRO FUNDIDO	TB SPZ 64-3
4	ENSAMBLE TRANSDUCTOR	FIM 001-104	4		Casquillo especial
3	VIBRADOR MECÁNICO	2066/42/CE	1	HIERRO FUNDIDO	Vitbec excitador serie VU
2	ENSAMBLE MOTOR	FIM 001-103	1		
1	BANCADA	FIM 001-102	1	F1110	
Nº	DENOMINACIÓN	NORMA Y/O PLANO	CANT	MATERIAL	OBSERVACIÓN
EPN		FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		Dib: Erick Sandoval	
				Dis: Erick Sandoval	
				Rev: Ing. Salvatore Reina, PhD	
				Escala: 1:15	
DISPOSITIVO DE MASA DESBALANCEADA				FIM 001-001	
				FECHA: 22/08/23	

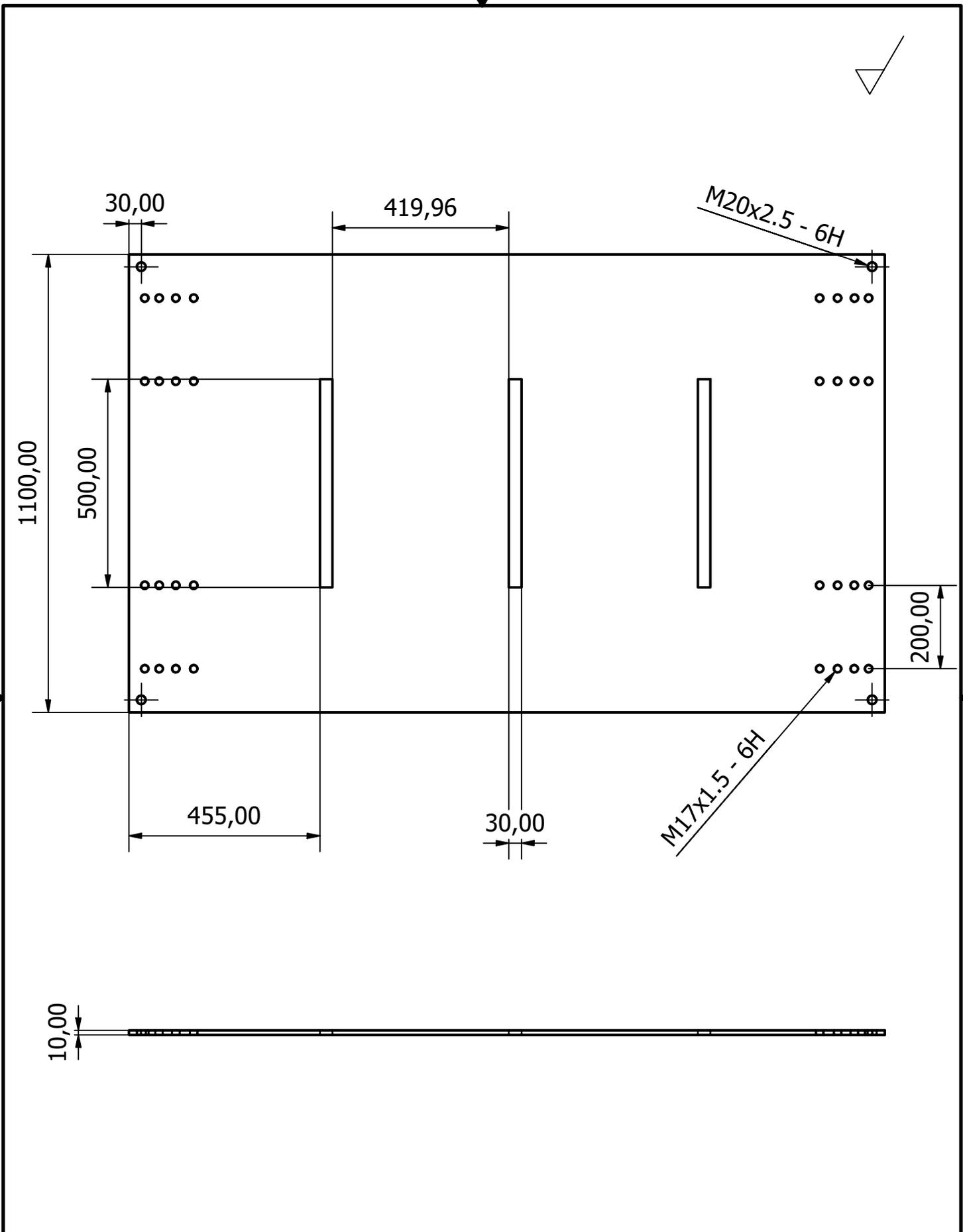


6	VIGA TIPO C	UNP 80	4	F1110	Longitud de 1000 mm
5	VIGA TIPO C	UNP 80	5	F1110	Longitud de 1010 mm
4	VIGA TIPO C	UNP 80	2	F1110	Longitud de 1800 mm
3	SOPORTE PRECARGA	FIM 001-203	1	F1110	Soldadura E7018 con viga L=1000
2	PLACA INFERIOR	FIM 001-202	1	F1110	Soldadura E7018 con viga L=1010
1	PLACA SUPERIOR	FIM 001-201	1	F1110	Soldadura E7018 con viga L= 1800
N°	DENOMINACIÓN	NORMA Y/O PLANO	CANT	MATERIAL	OBSERVACIÓN

EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	Dib: Erick Sandoval		Escala: 1:12
		Dis: Erick Sandoval		
		Rev: Ing. Salvatore Reina, PhD		
BANCADA			FIM 001-102	FECHA: 21/08/23



EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	Dib: Erick Sandoval	Escala: 1:12
		Dis: Erick Sandoval	
PLACA SUPERIOR		Rev: Ing. Salvatore Reina, PhD	Fecha: 19-09-23
		FIM 001-201	



EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	Dib: Erick Sandoval	Escala: 1:12
		Dis: Erick Sandoval	
PLACA INFERIOR		Rev: Ing. Salvatore Reina, PhD	Fecha: 21-09-23
		FIM 001-202	



1800,00

1100,00



10,00



EPN

FACULTAD DE INGENIERÍA
MECÁNICA

Dib: Erick Sandoval

Dis: Erick Sandoval

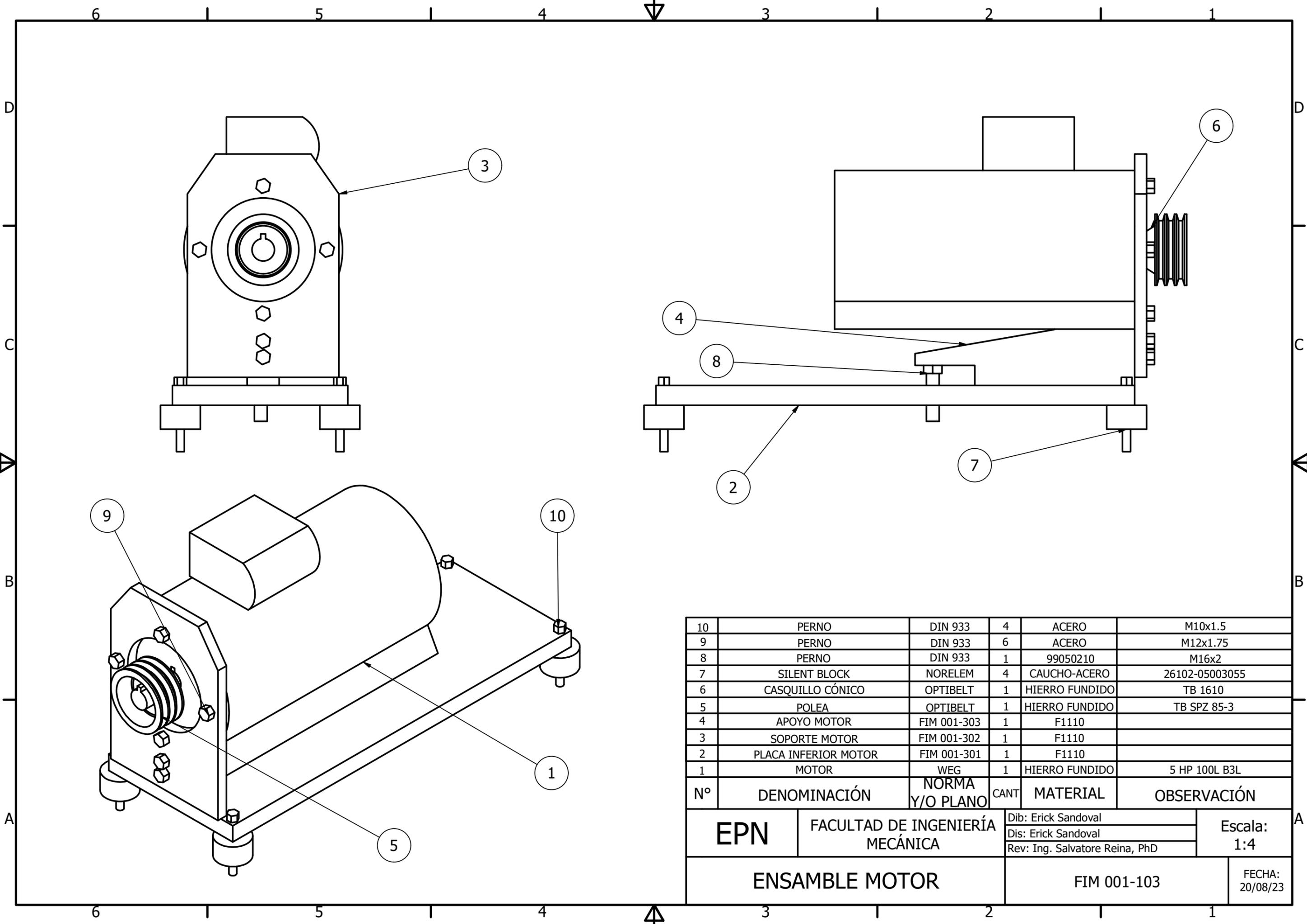
Rev: Ing. Salvatore Reina, PhD

Escala:
1:12

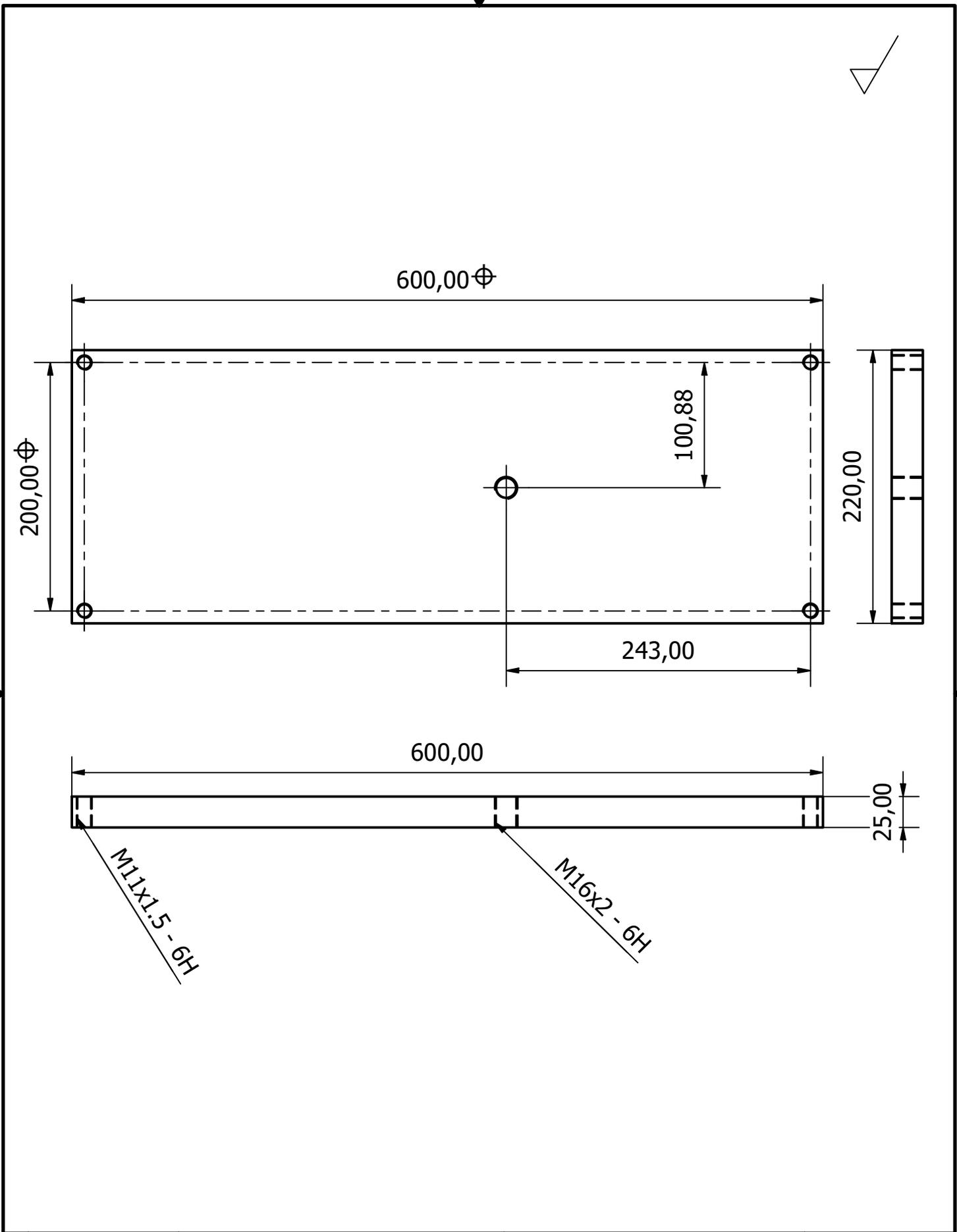
SOPORTE PRECARGA

FIM 001-203

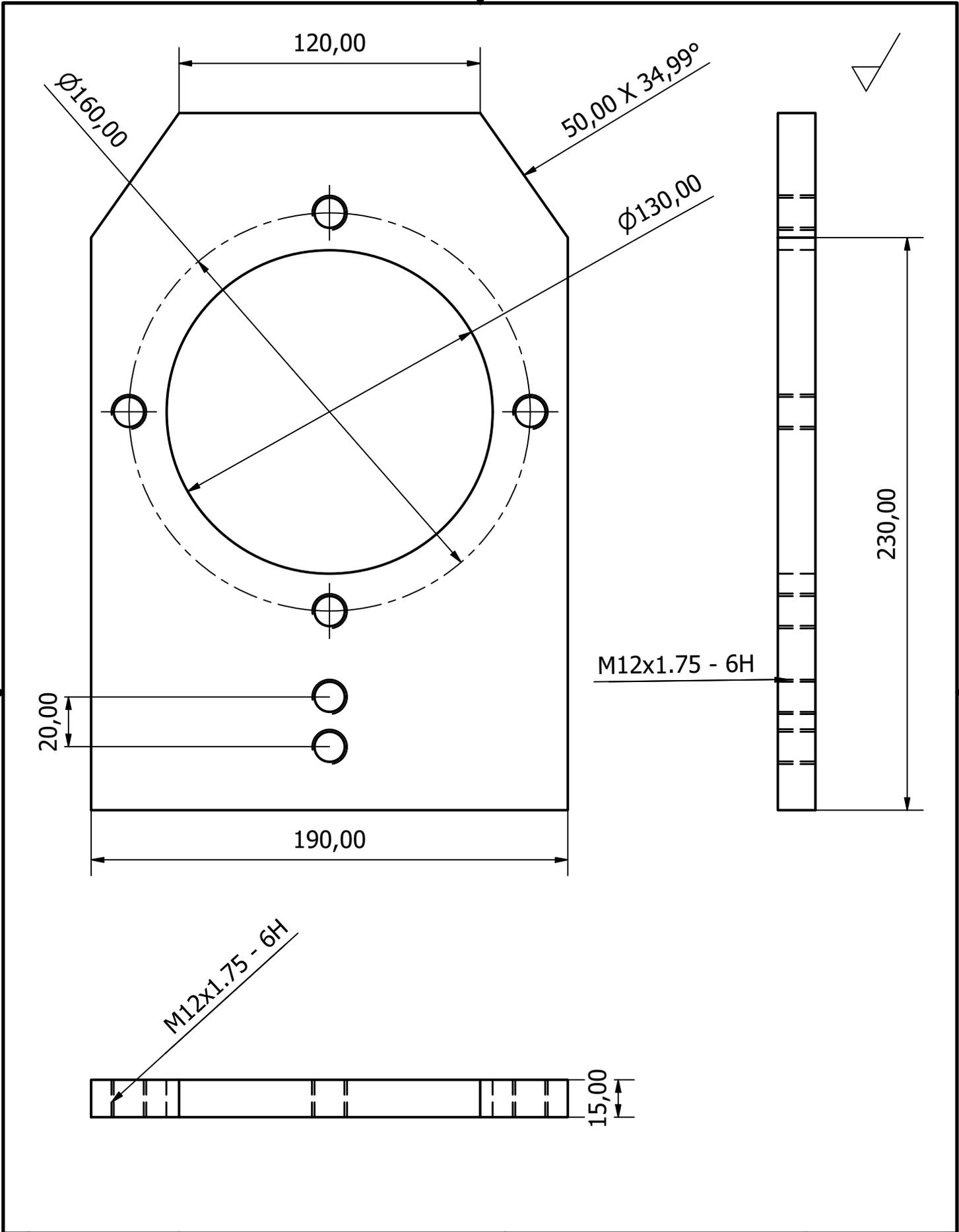
Fecha:
19-09-23



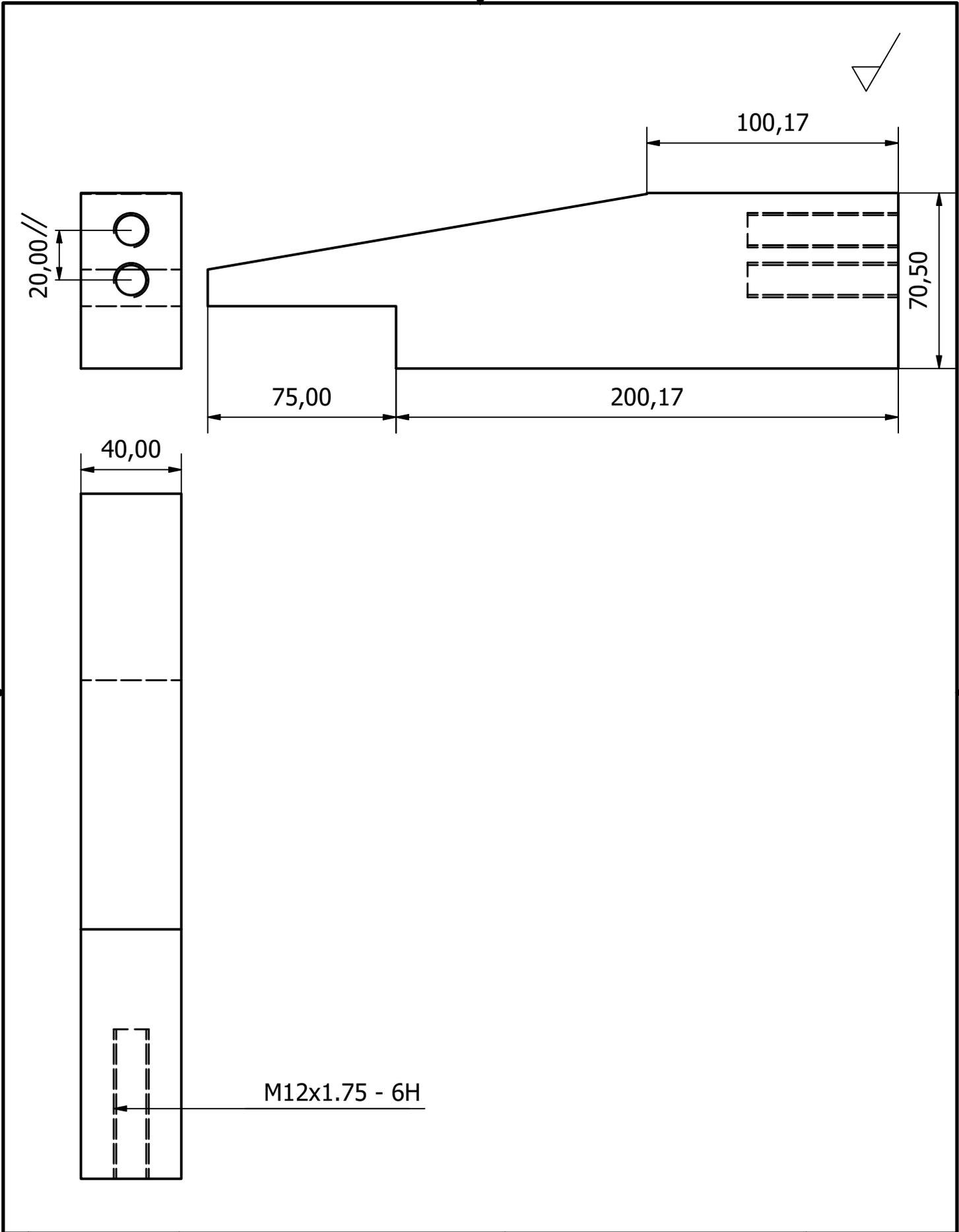
10	PERNO	DIN 933	4	ACERO	M10x1.5
9	PERNO	DIN 933	6	ACERO	M12x1.75
8	PERNO	DIN 933	1	99050210	M16x2
7	SILENT BLOCK	NORELEM	4	CAUCHO-ACERO	26102-05003055
6	CASQUILLO CÓNICO	OPTIBELT	1	HIERRO FUNDIDO	TB 1610
5	POLEA	OPTIBELT	1	HIERRO FUNDIDO	TB SPZ 85-3
4	APOYO MOTOR	FIM 001-303	1	F1110	
3	SOPORTE MOTOR	FIM 001-302	1	F1110	
2	PLACA INFERIOR MOTOR	FIM 001-301	1	F1110	
1	MOTOR	WEG	1	HIERRO FUNDIDO	5 HP 100L B3L
N°	DENOMINACIÓN	NORMA Y/O PLANO	CANT	MATERIAL	OBSERVACIÓN
EPN		FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		Dib: Erick Sandoval	
				Dis: Erick Sandoval	
				Rev: Ing. Salvatore Reina, PhD	
				Escala: 1:4	
ENSAMBLE MOTOR				FIM 001-103	
				FECHA: 20/08/23	



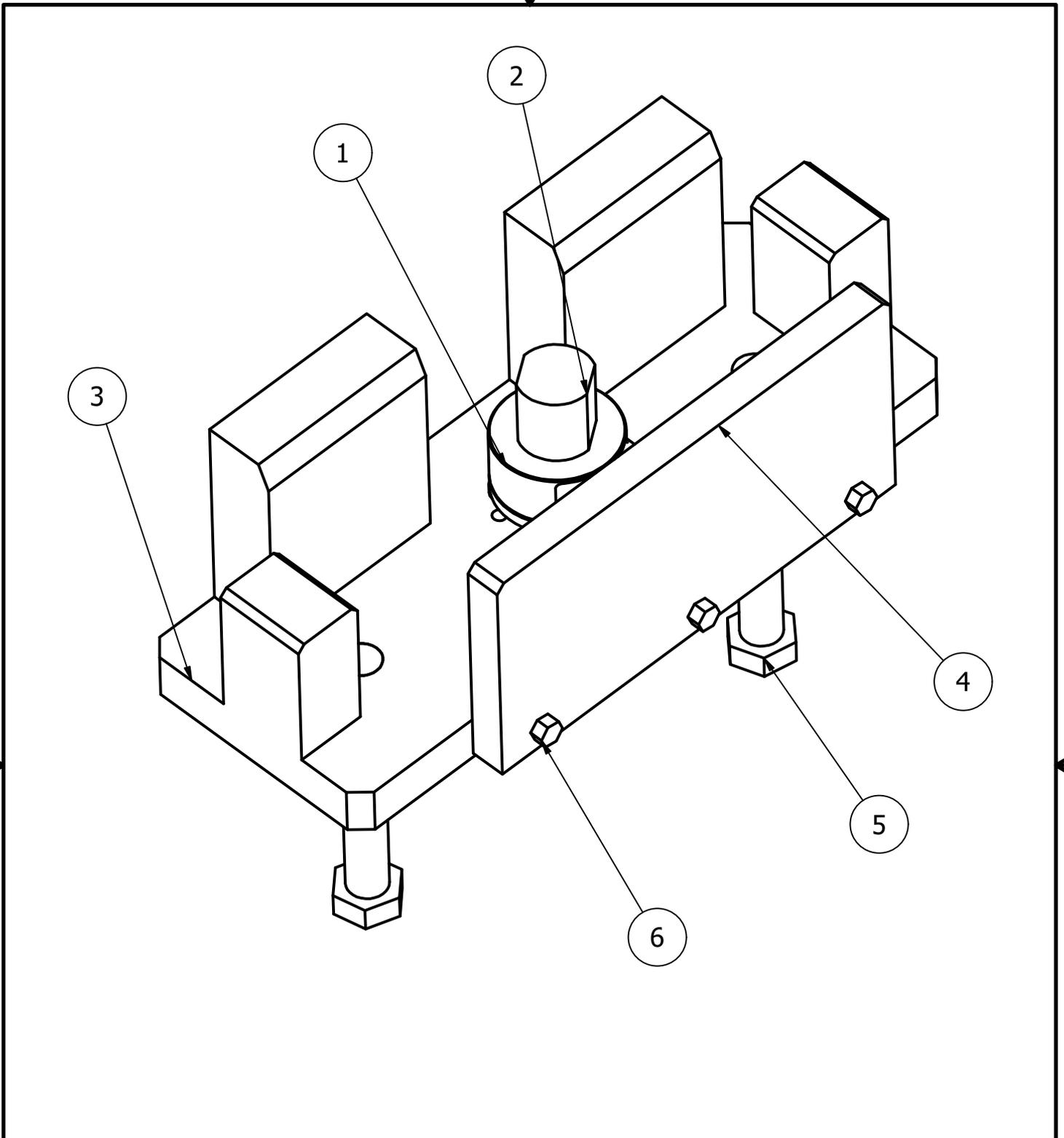
EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	Dib: Erick Sandoval	Escala: 1:4
		Dis: Erick Sandoval	
		Rev: Ing. Salvatore Reina, PhD	
PLACA INFERIOR MOTOR		FIM 001-301	Fecha: 19-09-23



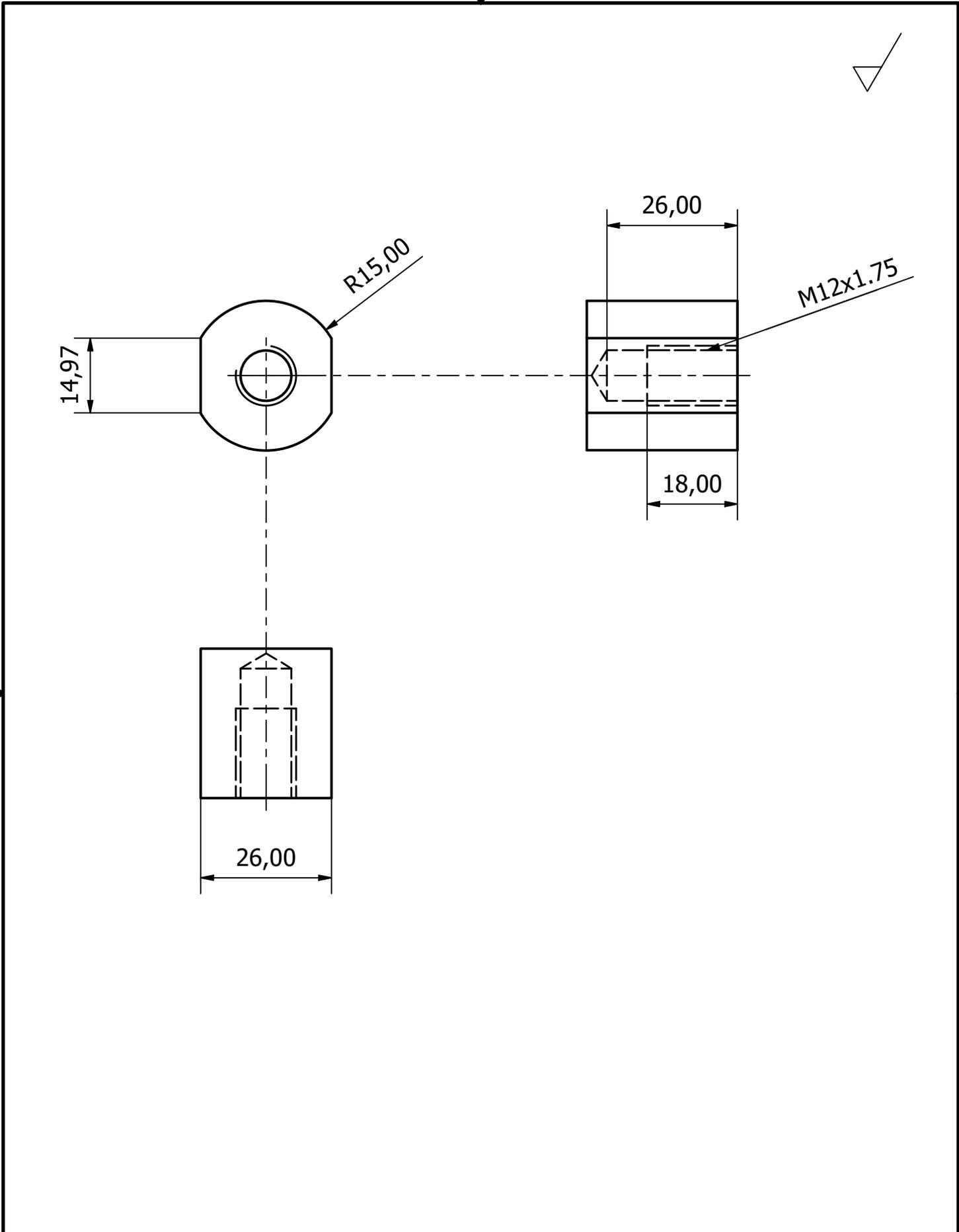
EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	Dib: Erick Sandoval	Escala: 1:4
		Dis: Erick Sandoval	
		Rev: Ing. Salvatore Reina, PhD	
SOPORTE MOTOR		FIM 001-302	Fecha: 19-09-23



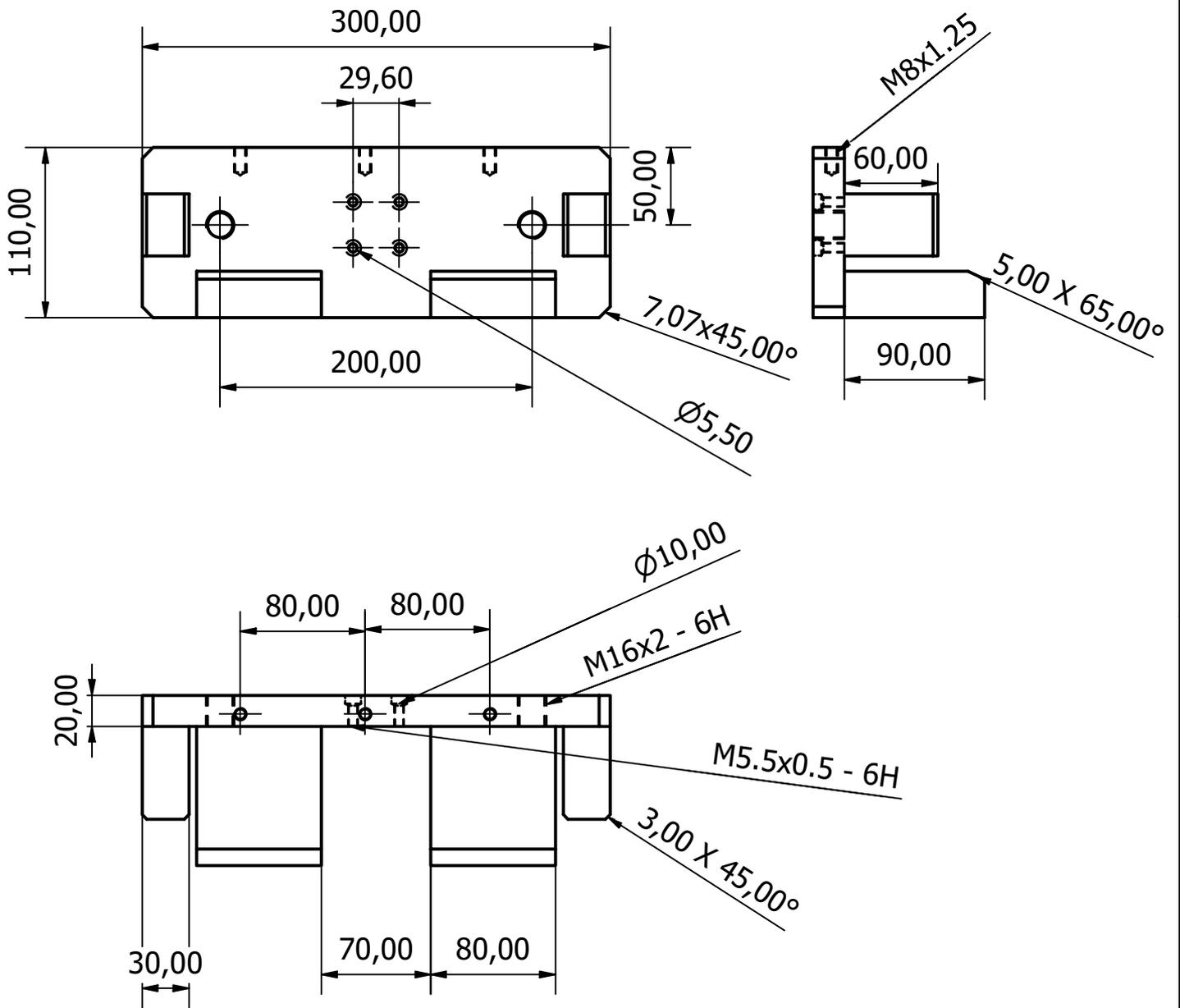
EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	Dib: Erick Sandoval	Escala: 1:2
		Dis: Erick Sandoval	
		Rev: Ing. Salvatore Reina, PhD	
APOYO MOTOR		FIM 001-303	Fecha: 19-09-23



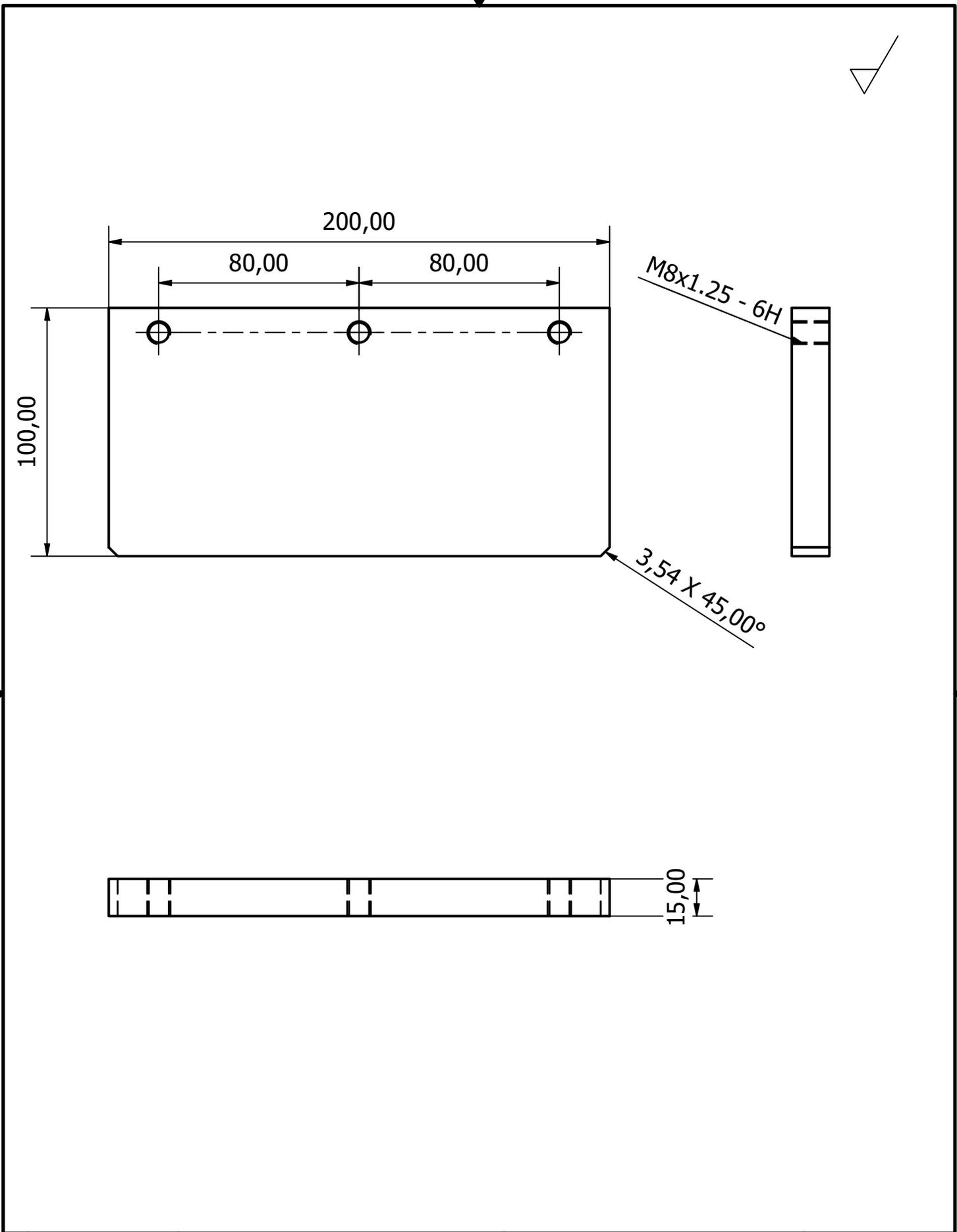
6	PERNO	DIN 931	2	ACERO	M16x2x120
5	PERNO	DIN 933	3	ACERO ALEADO	M8x1.25x30
4	SOPORTE GALGA	FIM 001-403	1	F1110	
3	GALGA EXTENSOMÉTRICA	FIM 001-402	1	F1110	
2	REGULADOR	FIM 001-401	1	F1110	
1	TRANSDUCTOR DE FUERZA	HBM	1	ACERO INOX.	U2B 10kN
Nº	DENOMINACIÓN	NORMA Y/O PLANO	CANT	MATERIAL	OBSERVACIÓN
EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	Dib: Erick Sandoval			Escala: 1:2
		Dis: Erick Sandoval			
		Rev: Ing. Salvatore Reina, PhD			
ENSAMBLE TRANSDUCTOR				FIM 001-104	Fecha: 20-09-23



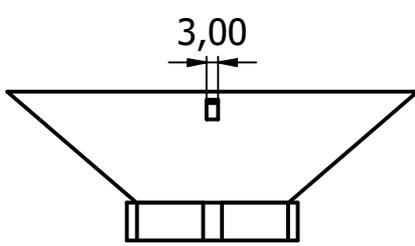
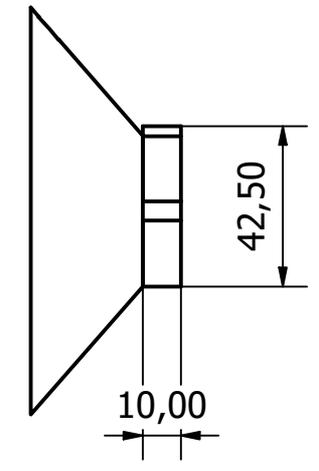
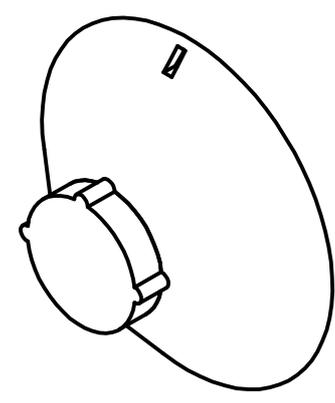
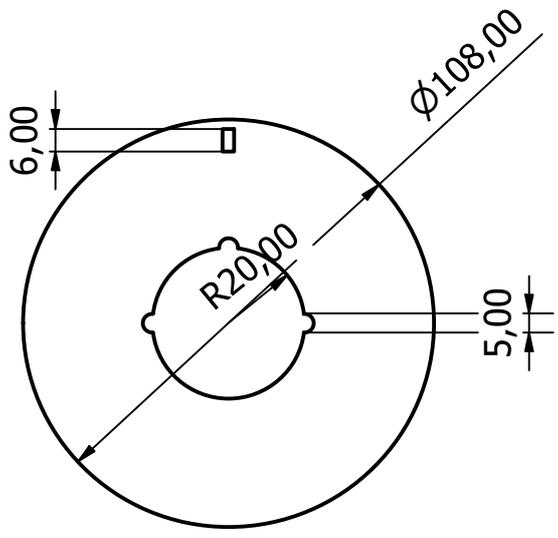
EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	Dib: Erick Sandoval	Escala: 1:1
		Dis: Erick Sandoval	
		Rev: Ing. Salvatore Reina, PhD	
REGULADOR		FIM 001-401	Fecha: 19-09-23



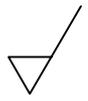
EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	Dib: Erick Sandoval	Escala: 1:4
		Dis: Erick Sandoval	
		Rev: Ing. Salvatore Reina, PhD	
GALGA EXTENSOMÉTRICA		FIM 001-402	Fecha: 20-09-23



EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	Dib: Erick Sandoval	Escala: 1:2
		Dis: Erick Sandoval	
SOPORTE GALGA		Rev: Ing. Salvatore Reina, PhD	Fecha: 20-09-23
		FIM 001-403	



EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	Dib: Erick Sandoval	Escala: 1:2
		Dis: Erick Sandoval	
		Rev: Ing. Salvatore Reina, PhD	
CASQUILLO CÓNICO		FIM 001-105	Fecha: 19-09-23



500,00

500,00



10,00



EPN

FACULTAD DE INGENIERÍA
MECÁNICA

Dib: Erick Sandoval
Dis: Erick Sandoval
Rev: Ing. Salvatore Reina, PhD

Escala:
1:2

PLACA DE PRECARGA

FIM 001-106

Fecha:
19-09-23