

# **ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL**

## **FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**CARACTERIZACION DINAMICA DE UNA VIA FERROVIARIA  
MEDIANTE UN DISPOSITIVO DE MASA DESBALANCEADA**

**COMPONENTE: DISEÑO Y SIMULACION DE UN DISPOSITIVO DE  
MASA DESBALANCEADA CON UN DISCO RIGIDO Y CON PRECARGA  
EN SU ESTRUCTURA**

**TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR PRESENTADO COMO REQUISITO  
PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO/A EN MECÁNICA**

**PATRICIO JAVIER MAILA CARRILLO**

**patricio.maila@epn.edu.ec**

**DIRECTOR: ING. WASHINGTON SALVATORE REINA GUZMÁN, PhD.**

**salvatore.reina@epn.edu.ec**

**DMQ, AGOSTO 2023**

## **CERTIFICACIONES**

Yo, **Patricio Javier Maila Carrillo** 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.

---

**Maila Carrillo Patricio Javier**

Certifico que el presente trabajo de integración curricular fue desarrollado por **Patricio Javier Maila Carrillo**, 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.

Maila Carrillo Patricio Javier

Ing. Washington Salvatore Reina Guzmán, PhD

## **DEDICATORIA**

Dedicado para mis queridos padres quienes me han apoyado durante el transcurso de esta etapa de estudio, apoyadme con paciencia, comprensión y ayudándome a seguir adelante y cumplir una más de mis metas, a mis hermanos quienes mediante su ejemplo me han inculcado valores éticos y profesionales, y a mis maestros quienes gracias a su conocimiento y vocación de educadores me han traspasado un poco de su conocimiento para ser un profesional de calidad

## **AGRADECIMIENTO**

Le agradezco primeramente a dios y a mis padres por el apoyo que me han brindado durante toda mi etapa de estudiante, cuidándome y ofreciéndome su consejo en los momentos más difíciles de esta etapa estudiantil

Un agradecimiento especialmente a mi tutor el Ing. Salvatore Reina, por confiar en mi capacidad de aprendizaje y estar en todo momento dispuesto a ayudarme con cualquier duda que me surgiese durante el desarrollo del proyecto,

# ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIONES.....	ii
DECLARACIÓN DE AUTORÍA.....	iii
DEDICATORIA.....	iv
AGRADECIMIENTO.....	v
ÍNDICE DE CONTENIDO.....	VI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	IX
ÍNDICE DE TABLAS.....	XI
RESUMEN.....	XII
ABSTRACT.....	XIII
INTRODUCCIÓN.....	14
Objetivo general.....	15
Objetivos específicos.....	15
Alcance.....	15
<b>1 Marco teórico.....</b>	<b>16</b>
1.1 Balasto en las vías ferroviarias.....	16
1.2 Efectos dinámicos en las vías ferroviarias.....	17
1.3 Esfuerzos de Flexión sobre los rieles.....	17
1.4 Origen de excitaciones.....	18
1.5 Vibraciones ocasionadas por el paso de elementos en las vías ferroviarias.....	19
1.6 Danza de traviesas.....	19
1.7 Onda Levante.....	20
1.8 Tipos de excitadores de estructuras.....	20
Excitador tipo martillo de impacto.....	20
Excitador Electrodinámico o Shaker.....	20
1.9 Teoría de la vibración.....	21
Modos de vibración.....	21
Sistemas de masa desbalanceada.....	22
1.10 Benchmarking.....	23
1.11 Tipos de dispositivos de excitación de estructuras.....	23
Excitador electrodinámico.....	23
Excitador de martillo.....	24
1.12 Dispositivos de excitación por impulso.....	25
Dispositivos manuales.....	25
Dispositivos de excitación automáticos.....	25
Motovibradores.....	25

Clasificación de los motovibradores .....	26
Motovibrador eléctrico .....	26
Motovibrador neumático .....	26
1.13    Diseño Mecánico de un sistema de masa desbalanceada .....	27
1.14    Ecuaciones usadas para el diseño .....	27
Esfuerzos de Von mises .....	27
Momento de inercia para una placa rectangular .....	28
Rigidez de una placa .....	28
Movimiento armónico forzado .....	29
Fuerza centrífuga del sistema .....	29
Amplitud del sistema para una fuerza armónica .....	29
2 <i>Metodología</i> .....	30
2.1    Casa de la Calidad del sistema desbalanceador .....	31
Voz del usuario para el mecanismo de masa desbalanceadora .....	31
Voz del ingeniero para el mecanismo de masa desbalanceadora .....	32
2.2    Conclusiones de la casa de la calidad del mecanismo de masa desbalanceadora .....	33
2.3    Especificaciones Técnicas .....	33
2.4    Estructura funcional y sus módulos .....	35
2.5    Análisis funcional .....	35
Definición de módulos .....	37
2.6    Análisis de alternativas .....	39
2.7    Alternativas de solución de excitador .....	39
2.8    Evaluación y selección alternativa para el módulo 1 .....	42
Alternativas de solución para el sistema de transmisión .....	46
2.9    Evaluación y selección alternativa para el módulo 2 .....	49
2.10    Solución adoptada .....	53
Descripción general de funcionamiento .....	53
3 <i>Diseño y Simulación de un sistema de masa desbalanceada</i> .....	54
3.1    Principio de funcionamiento .....	54
3.2    Cálculo de los elementos Rodantes .....	55
3.3    Cálculos Estructurales .....	56
3.4    Disco principal .....	56
3.5    Bancada .....	57
3.6    Soportes .....	58
3.7    Eje de distribución .....	59
3.8    Motor .....	59
3.9    Relación de transmisión .....	60
3.10    Correas y poleas .....	61
3.11    Transductores de fuerza .....	62
4 <i>Modelo matemático del mecanismo de masa desbalanceadora</i> .....	63
4.1    Ecuación general que gobierna el sistema amortiguado sometido a una fuerza armónica .....	63
4.2    Cálculos para el sistema de masa desbalanceadora de disco .....	64
Cálculo de la fuerza centrífuga .....	64
Cálculo de la rigidez de la placa .....	65
Cálculo de la amplitud de deformación en la bancada .....	66
5 <i>Resultados y análisis</i> .....	67
5.1    Análisis estático de la bancada .....	67

5.2	Análisis estático para los soportes del eje .....	69
5.3	Análisis estático para el eje de distribución.....	71
5.4	Análisis dinámico de la bancada .....	72
5.5	Transmisión de fuerza del disco desbalanceador con masas variables .....	73
5.6	Cálculo de la máxima amplitud presente en el sistema .....	75
6	<i>Conclusiones y recomendaciones</i> .....	77
6.1	Conclusiones .....	77
6.2	Recomendaciones.....	78
7	<i>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS</i> .....	79
8	<i>ANEXOS</i> .....	81
8.1	Anexo 1: Casa de la calidad.....	81
8.2	Anexo 2. Selección de rodamiento de bolas.....	82
8.3	Anexo 3. Selección del motor .....	82
8.4	Anexo 4. Selección de poleas y rodamientos.....	83
8.5	Anexo 5. Selección de transductores de fuerza .....	85
9	<i>planos de diseño</i> .....	86



## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Cargas estáticas y dinámicas sobre una vía ferroviaria (Vidal, 2009). .....	17
Figura 1.2. Distancias características de separación de ejes en vagones de tren (Javier, 2022). .....	19
Figura 1.3 Vibración Forzada Amortiguada. (Rao, 2012) .....	21
Figura 1.4. Excitador de vibración magnética. (Ruben, 2020) .....	24
Figura 1.5. Martillo de impacto. ....	24
Figura 1.6. Motovibrador eléctrico (Echeverri, 2006) .....	26
Figura 1.7. Motovibrador neumático (Echeverri, 2006) .....	27
Figura 2.1. Metodología (Fuente propia).....	30
Figura 2.2. Función principal y secundaria (Fuente: Propia). ....	36
Figura 2.3. Nivel 1 desarrollo del mecanismo de masa desbalanceadora (Fuente Propia) .....	37
Figura 2.4. Funciones de la función global (Fuente: Propia).....	38
Figura 2.5. Subfunciones del módulo 2 (Fuente: Propia). ....	38
Figura 2.6. Disco desbalanceador (Vazquez, 2015) .....	40
Figura 2.7 Motovibrador neumático (Echeverri, 2006) .....	41
Figura 2.8 Motovibrador eléctrico (Echeverri, 2006) .....	42
Figura 2.9. Sistema de disco con masa desbalanceador (fuente propia) .....	46
Figura 2.10. Sistema de transmisión por poleas y correas (Fuente Propia) .....	47
Figura 2.11. Sistema de transmisión por engranajes (Garbi, 2013).....	48
Figura 2.12. Sistema de transmisión por cadenas (Rios, 2023) .....	49
Figura 2.13. Sistema de transmisión por poleas y bandas (Fuente Propia).....	53
Figura 3.1. Excitador de disco con masa desbalanceadora (Fuente propia) .....	55
Figura 3.2. Rodamiento de bolas de una hilera (Leon, 2019) .....	56
Figura 3.3. Disco desbalanceador .....	57
Figura 3.4. Bancada .....	58

Figura 3.5. Soporte de eje.....	58
Figura 3.6. Eje de distribución .....	59
Figura 3.7. Motor trifásico 4 polos .....	60
Figura 3.8 Sistema de transmisión por poleas y bandas.....	62
Figura 3.9. Transductor de fuerza (Garbi, 2013).....	63
Figura 4.1. Fuerza centrífuga vs velocidad angular (fuente propia) .....	65
Figura 5.1. Análisis estático de la bancada (fuente propia).....	67
Figura 5.2. Colocación de apoyos de bancada (fuente propia) .....	68
Figura 5.3. Esfuerzos de Von mises (fuente propia) .....	68
Figura 5.4. Deformación máxima de la bancada (fuente propia) .....	69
Figura 5.5. Esfuerzos de Von mises para los soportes .....	70
Figura 5.6. Deformación máxima en los soportes (fuente propia) .....	70
Figura 5.7. Colocación de cargas para el análisis estático (fuente propia) .....	71
Figura 5.8. Esfuerzos de Von mises en el eje de distribución (fuente propia).....	71
Figura 5.9. Deformación en el eje de distribución (fuente propia) .....	72
Figura 5.10. Componentes verticales de la Fuerza centrífuga.....	73
Figura 5.11. Fuerza vertical desarrollada con masa de 0,3 [kg].....	74
Figura 5.12. Fuerza vertical desarrollada con masa de 0,4 [kg] (Fuente propia) .....	74
Figura 5.12. Fuerza vertical desarrollada con masa de 0,5 [kg].....	75
Figura 5.13. Máxima amplitud del sistema con distintas masas .....	76

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Especificaciones técnicas del dispositivo desbalanceador.....	34
Tabla 2.2. Evaluación de criterios para tipo de excitador.....	43
Tabla 2.3. Evaluación de criterio: Costo de fabricación del sistema desbalanceador .....	44
Tabla 2.4. Evaluación de criterio: Dimensiones del excitador a utilizar .....	44
Tabla 2.5. Evaluación de criterio: Transmisión de vibraciones del excitador hacia la bancada .....	44
Tabla 2.6. Evaluación de criterio: Accesibilidad del sistema vibratorio.....	45
Tabla 2.7. Tabla de conclusiones para la solución del sistema excitador .....	45
Tabla 2.8. Evaluación de criterios para tipo de sistema de transmisión .....	50
Tabla 2.9. Evaluación de criterio: Costo de la transmisión .....	51
Tabla 2.10. Evaluación de criterio: Tamaño que ocupa la transmisión .....	51
Tabla 2.11. Evaluación de criterio: Durabilidad del sistema de transmisión .....	51
Tabla 2.12. Evaluación de criterio: ruido que genera el sistema de transmisión .....	52
Tabla 2.13. Criterio de evaluación: Confiabilidad del sistema de transmisión .....	52
Tabla 2.14. Tabla de conclusiones para la solución del sistema de transmisión .....	53

## RESUMEN

En los últimos años se ha observado la creciente demanda de transporte de carga, tanto para el sector industrial como el urbano, debido a esto se ha incrementado el uso de medios de transporte ferroviario, ya que este puede ser aplicado para el transporte de pasajeros en la ciudad como para el transporte de carga pesada en el sector industrial, tomado en cuenta que la tecnología ha ido avanzando en gran medida, los materiales que se suelen usar para la fabricación de la estructura de las rieles ferroviarias también han ido avanzando, esto debido a nuevos estudios y ensayos que han sido aplicados para determinar y mejorar las propiedades mecánicas de los elementos que componen las rieles.

Con la finalidad de caracterizar las propiedades mecánicas de esta estructura, en el presente trabajo se busca aplicar de manera teórica la aplicación de energía mecánica sobre los rieles, provocando vibración y así determinar el grado de deflexión que esta causaría sobre la estructura.

En base a investigaciones consultadas se ha obtenido los parámetros que nos ayudaran a lograr dicho objetivo, en investigaciones recientes se ha obtenido los valores a los cuales una estructura de este tipo presenta deformación ante un sistema de masa desbalanceadora, los parámetros de fuerza se encuentran entre 10 [kN], con el uso de una masa externa sujeta a un disco el cual mediante un motor de 15 [kW] proporcionara una velocidad aproximada desde 1800 rpm a 4800 rpm, en una frecuencia de 20Hz a 80 Hz, como se puede apreciar el motor deberá estar conectado al eje de distribución mediante un sistema de transmisión el cual actúa como amortiguador evitando que el eje del motor y el eje de distribución tengan contacto directo, y se pueda presentar fallas por desalineamiento al momento de transferir la potencia

**PALABRAS CLAVE:** Energía mecánica, desbalanceamiento, deflexión, frecuencia, vía ferroviaria.

## **ABSTRACT**

In recent years there has been a growing demand for cargo transportation, both for the industrial and urban sectors, due to this, the use of rail transportation has increased, since it can be applied for passenger transportation in the city as well as for heavy cargo transportation in the industrial sector, As technology has been advancing to a great extent, the materials that are usually used for the manufacture of the structure of the railway rails have also been advancing, due to new studies and tests that have been applied to determine and improve the mechanical properties of the elements that make up the rails.

With the purpose of characterizing the mechanical properties of this structure, this work seeks to apply theoretically the application of mechanical energy on the rails, causing vibration and thus determine the degree of deflection that this would cause on the structure.

Based on researches consulted we have obtained the parameters that will help us to achieve this objective, in recent researches we have obtained the values at which a structure of this type presents deformation before a system of unbalancing mass, the force parameters are between 10 KN with the use of an external mass subject to a disk which by means of a 15 KW motor will provide an approximate speed from 1800 rpm to 4800 rpm, As can be seen, the motor must be connected to the distribution shaft by means of a transmission system which acts as a shock absorber preventing the motor shaft and the distribution shaft from having direct contact, which could cause failures due to misalignment at the moment of transferring the power.

**KEY WORDS:** Mechanical energy, unbalance, deflection, frequency, railway track.

## INTRODUCCIÓN

La vibración y la deformación que se encuentra presente en las estructuras que soportan actividades propias en el sector industrial y de transporte pesado, por eso se ha tomado en cuenta este tema, pues el sector ferroviario que se encargan del transporte pesado en un país está sometido a vibraciones en las vías ferroviarias por largos periodos de tiempo. Con el fin de garantizar que las vías cumplan con los estatutos de seguridad vigentes a la fecha, se ha optado por realizar el estudio mediante simulación de estas cargas mediante un dispositivo de masa desbalanceada, con el cual se desea cuantizar las deformaciones producidas ante cargas dinámicas, y mediante la obtención de datos se plantera un modelo matemático con el cual se podrá obtener las máximas deformaciones que puede soportar las vías. Por medio de la simulación y el uso de software se obtendrá resultados los cuales se podrá utilizar para disminuir los problemas asociados a la incertidumbre generada ya en estas estructuras ya que las vías ferroviarias presentan distintos problemas al momento de ser analizadas debido a sus propiedades mecánicas y también a su geometría. En las últimas décadas, el sistema ferroviario ha sido desarrollado para complementar necesidades básicas como el transporte urbano e industrial, ya que se suele considerar que su uso es más seguro y económico, sin embargo, este se ve limitado por el bajo mantenimiento que se suele tener sobre la misma. Mediante estudios se ha encontrado que existe una afectación directa hacia la estructura ferroviaria por el paso de los trenes en largos periodos de tiempo, esto debido a la energía vibracional que se produce al contacto de las ruedas del tren sobre la infraestructura ferroviaria, además de las condiciones ambientales a las que se ve expuesta. La aplicación de cargas dinámicas sobre una parte del sistema ferroviario surge de la necesidad de conocer cuál es la respuesta vibratoria, que se tendrá a largo plazo al colocar una carga dinámica sinusoidal sobre esta parte de los rieles, simulando el paso de las ruedas del tren y así obtener una aproximación

mediante la cuantificación de la deformación presente. Como se ha mencionado anteriormente, en la infraestructura ferroviaria se pretende realizar el análisis de la deformación causada por el paso de las ruedas del tren, mediante la aplicación de una carga dinámica distribuida en varios puntos, así obteniendo una amplitud resultante de deformación, mediante el uso de transductores de fuerza los cuales están diseñados para cuantificar esta deformación causado por una fuerza sinusoidal, en general el mecanismo de masa desbalanceadora de un disco dependerá de la frecuencia de operación para regular la velocidad y la fuerza entregada al entorno.

### **Objetivo general**

- Diseñar un sistema de masa desbalanceadora de un disco y una masa descentrada para medir la vibración resultante en la vía.

### **Objetivos específicos**

- Diseñar un excitador de disco con masa desbalanceadora cuya instalación sobre la vía ferroviaria sea sencilla.
- Conocer mediante el análisis de las cargas dinámicas aplicadas sobre la estructura cual es la máxima amplitud de vibración resultante.
- Conocer el funcionamiento de un sistema de masa desbalanceadora en máquinas rotativas.

### **Alcance**

Inicialmente se requiere que la máquina genere una fuerza dinámica de 10kN en perpendicular a la vía, y que pueda ser configurada en frecuencias que van de 0 a 80Hz. La justificación y limitación de este requisito se expone más adelante. Se requiere también que el formato de la máquina se pueda utilizar sobre los principales anchos de vías. Se pretenden hacer

ensayos reales, en infraestructuras reales. El ancho de vía no debe ser un factor limitante en el uso de la máquina.

Otro factor para tener en cuenta es que debe ser lo más económica posible, por lo que se pide que su costo de construcción y transporte se bajó, además debe ser fácilmente transportable, utilizando vehículos e infraestructuras no especiales. Los actuadores o motores deben utilizar una fuente eléctrica de energía y poder conectarse a la red existente en las diferentes ubicaciones donde se pretenda ensayar y la utilización de la máquina debe ser sencilla y segura para los usuarios y el entorno.

## **1 MARCO TEÓRICO**

En este punto nos centraremos en la revisión de estudios e investigaciones asociadas a las vibraciones producidas en las vías ferroviarias en conjunto con el terreno, además de investigar maquinas con similitud a nuestro diseño. La generación de vibraciones en las vías ferroviarias se genera por el contacto primario de las ruedas del ferrocarril con el riel, como elemento de soporte del ferrocarril las vías ferroviarias cumplen con la función del guiado vertical y longitudinal del vehículo ferroviario, y de esta forma, las relaciones creadas entre el elemento móvil y la estructura son las generadoras de los esfuerzos aplicados para la vía como en el vehículo. En el caso de la vía con balasto, el material granular actúa como un amortiguador, que amortigua las vibraciones, soporta los esfuerzos y redistribuye las presiones sobre el suelo (Vaquero, 2006)

### **1.1 Balasto en las vías ferroviarias**

Desde los inicios del ferrocarril, el balasto ha sido parte muy importante en el desarrollo y correcto funcionamiento de la estructura por sus propiedades tanto por su flexibilidad y



mantenimiento, y su capacidad de resistir altos esfuerzos provocados por el paso de las ruedas del ferrocarril, siendo utilizado como el elemento amortiguador de las vibraciones y disipador de energía. (Vidal, 2009)

## 1.2 Efectos dinámicos en las vías ferroviarias

Las altas velocidades desarrolladas por la circulación de los trenes, genera cargas verticales sobre las vías mucho más altas de las habituales cargas estáticas, esto se debe al paso de una carga que produce el ferrocarril a una cierta velocidad, además existe la influencia de condiciones y características del ferrocarril y sus equipamientos, los cuales contribuyen a que los esfuerzos dinámicos vayan aumentando. (Rocio, 2021) En la Figura 1.1, se puede apreciar las diferencias entre la aplicación por eje de cargas estáticas y cargas dinámicas para una vía ferroviaria de uso consecutivo

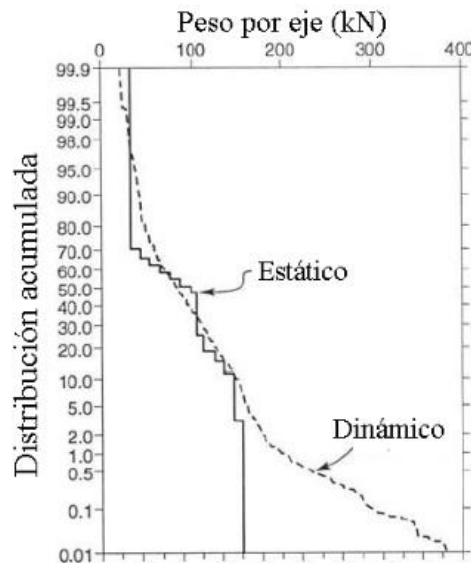


Figura 1.1. Cargas estáticas y dinámicas sobre una vía ferroviaria (Vidal, 2009).

## 1.3 Esfuerzos de Flexión sobre los rieles

La flexión en los rieles puede ocurrir debido a diversos factores los cuales están caracterizados por la posición y la dirección en la que se genera la carga sobre la estructura:

Carga vertical: aplicada por las ruedas, la cual causa flexión vertical entre los durmientes. Esto conlleva a esfuerzos longitudinales de tracción en el patín y de compresión en la cabeza del riel. Carga lateral aplicada por las ruedas: ésta causa que la cabeza del riel se mueva lateralmente respecto al patín. Esto genera esfuerzos verticales de tracción en el alma del riel. Esta carga también incrementa los esfuerzos longitudinales sobre las eclisas ubicadas en el lado de campo. Carga vertical descentrada: que es aplicada a una cierta distancia de la línea central del riel; por ejemplo: cuando zonas de cavidades en la rueda entran en contacto con las zonas planas del riel. Esto conlleva a la torsión del riel, lo cual puede causar esfuerzos de tracción vertical adicionales en el alma del riel y esfuerzos longitudinales de tracción en las eclisas. Estos esfuerzos dinámicos producidos por el ferrocarril y condiciones características de los equipos llegan a generar deformaciones de hasta casi 3 veces el que produciría una carga estática (Vaquero, 2006)

La interacción dada entre rueda y carril puede representarse de forma razonable mediante modelos, un ejemplo claro de este es suspensión del tren por resortes y amortiguadores, una viga soportada con un sistema de resortes y amortiguadores que representa el sistema completo de riel, traviesa y balasto.

#### **1.4 Origen de excitaciones**

El origen de las excitaciones producidas sobre las vías ferroviarias tiene carácter dinámico, pues las mismas soportan cargas móviles transferidas desde el contacto de la rueda y la vía. El problema de contacto entre 2 cuerpos, y las acciones que interactúan entre ellos, se han resuelto mediante la aplicación del concepto del contacto hertziano, el cual se usa para definir el contacto a altas velocidades que tendrá lugar en un área muy reducida. El contacto ente la rueda y la vía

generara ondas de muy alta frecuencia que variaran desde 100 Hz a 1000 Hz con una longitud de onda minúscula en comparación a otros fenómenos. (Alexander, 2022)

### 1.5 Vibraciones ocasionadas por el paso de elementos en las vías ferroviarias

El efecto que produce el paso de elementos con carga sobre una vía ferroviaria se caracteriza por la frecuencia de paso por eje y la separación entre cada uno de ellos, al estar situados a distancias fijas generan un patrón de cargas constante a la velocidad que se encuentre moviéndose, esto genera pulsaciones que se transmiten hacia las vías que van desde los 5Hz a 20 Hz causando una deformación en el orden de milímetros. (Vidal, 2009). En la Figura 1.2, se puede apreciar que los ejes se encuentran a distancias fijas lo cual generara el patrón de cargas dinámicas constantes para el análisis.

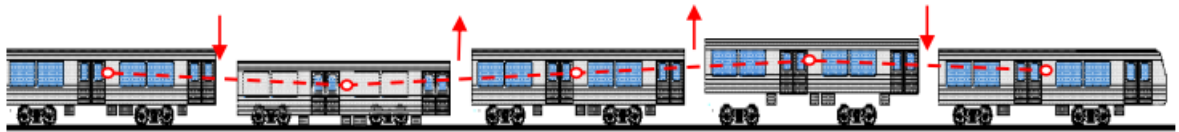


Figura 1.2. Distancias características de separación de ejes en vagones de tren (Javier, 2022).

### 1.6 Danza de traviesas

Es un fenómeno en el ámbito de los ferrocarriles, en el cual se observa un deterioro de la capa de balasto bajo una traviesa, generando una apertura que hace que la traviesa quede suspendida en el aire y pierda sus propiedades de soporte real. Este efecto tiene como consecuencia que, en ese punto, el paso del tren genere cargas cíclicas de mayor grado, ya que se genera un golpeteo al momento del contacto entre el balasto y la traviesa, aumentando el efecto dinámico y por ende un aumento en la carga estructural que debe soportar (Vidal, 2009).

## **1.7 Onda Levante**

Este fenómeno se produce a medida que se da el avance del tren sobre la vía ferroviaria, el cual crea una deformación ligera, ya que levanta la vía en la parte posterior y delantera entre las traviesas por la aplicación de una carga centrada, a medida que la velocidad sea más alta estas cargas también lo serán. (Zaragüeta, 2010)

## **1.8 Tipos de excitadores de estructuras**

La generación de vibraciones para estructuras viene dada por maquinas con desbalanceamiento controlado por ejemplo se ha tomado como un ejemplo el martillo de impacto y el de agitador modal o shaker que son aquellos más acertados para nuestro análisis. A continuación, se presentan algunos tipos de excitadores de estructuras y sus características.

### ***Excitador tipo martillo de impacto***

Se caracteriza por el uso de un acelerómetro para medir la respuesta de la estructura, un martillo de impacto no aplica una carga de masa adicional al objeto de prueba y su medición está en funcione de respuesta en frecuencia utilizando técnicas de excitación por impacto con una Sensibilidad: 22,5 mV/N, en un intervalo en escala completa: 222 N, para una fuerza máxima: 4448 N.

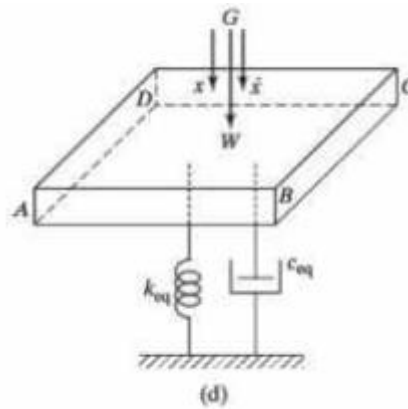
### ***Excitador Electrodinámico o Shaker***

Los shakers electrodinámicos o excitadores de vibración, son equipos que generan vibraciones para el análisis o ensayos de vibraciones en componentes, piezas y sistemas discretos. Dependiendo del nivel de vibración de cada equipo, existen modelos de rangos altos, que permiten generar fuerzas de hasta 650 y 1000 N. Se utiliza para el análisis modal en grandes estructuras y así poder tabular la respuesta de la estructura a diferentes frecuencias, se utilizan principalmente

para para el análisis sísmico, dinámica estructural, mecánica estructural, búsqueda de frecuencias de resonancia en estructuras.

## 1.9 Teoría de la vibración

La vibración forzada ocurre cuando una fuerza periódica se aplica a la masa de la estructura, donde  $\omega$  es la velocidad angular (la frecuencia) de la fuerza y  $F$  es la magnitud de la fuerza. En la Figura 1.3, se observa una masa soportada por un resorte y un amortiguador, los cuales generan una reacción contraria para mantener en equilibrio el sistema.



**Figura 1.3 Vibración Forzada Amortiguada. (Rao, 2012)**

En el caso de una vibración forzada amortiguada la masa oscila alrededor del punto de equilibrio con una magnitud que tiende a cero debido a la disipación de la energía a la frecuencia impuesta por la fuerza periódica. Debido a que la fuerza de rozamiento es directamente proporcional a la velocidad de la masa, el término de amortiguamiento se obtiene multiplicando la constante de amortiguamiento  $c$  por la velocidad. El amortiguamiento se introduce como un valor negativo en la fuerza resultante.

$$M_{st} * \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + C * \frac{\partial x}{\partial t} + kx = F * \sin(\omega t) \quad (1.1)$$

### **Modos de vibración**

A partir de los modos de vibración se puede considerar desde un grado de libertad hasta 3, en los cuales se analiza la frecuencia a la que operan y como será su comportamiento ante frecuencias de operación, en el caso de estudio se ha optado por el uso del modo de vibración de un grado de libertad en el cual la estructura tiene un solo punto aplicación, en el cual una masa puntual se encuentra oscilando a lo largo de un eje. (Jaramillo, 2014)

### ***Sistemas de masa desbalanceada***

Los sistemas de masa desbalanceada son aquellos que mediante dispositivos rotativos generan una carga externa la cual genera un desbalanceo residual, el cual, a su vez, se verá reflejado como vibración en función de la frecuencia de giro. Existen distintos tipos de desbalanceamiento los cuales se caracterizan por la ubicación y el número de cargas externas que conllevan. Desbalanceamiento estático: este ocurre cuando en un rotor uniforme se coloca una masa a una cierta distancia del centro, la cual, al girar con una velocidad angular, dará una fuerza centrífuga, la que será la causante del desbalanceamiento.

Este sistema se rige para producir su desbalanceamiento por la siguiente ecuación

$$F = m_{des} * r * \omega^2 \quad (1.2)$$

Donde:

F es la fuerza centrífuga,

r es el radio desde el centro de rotación,

$\omega$  es la velocidad angular, medida en radianes/segundo.

Desbalanceamiento par: en este caso el sistema de desbalanceamiento se encuentra regido por la colocación de 2 masa a una misma distancia del centro, pero en sentido opuesto, lo que

causa que al momento de que el eje comience a girar, las masas producirán un cambio de inercia en los ejes principales. (Rao, 2012)

### **1.10 Benchmarking**

Para el estudio y aplicación de esta teoría de desbalanceamiento se han desarrollado nuevas tecnologías con el paso de los años, en los cuales se ha ido implementando de una manera más eficiente, por ello en este apartado se realizará la recopilación de información de máquinas o sistemas que se encuentren actualmente en el mercado, y que presenten un funcionamiento similar al sistema que se diseñará para ser usado en una estructura de vías ferroviarias. (Vazquez, 2015)

### **1.11 Tipos de dispositivos de excitación de estructuras**

En este apartado conoceremos los distintos tipos de excitadores de estructuras, los cuales, mediante el uso de una fuerza, la cual puede ser generada por un campo eléctrico o una masa desbalanceada, generan un desplazamiento lineal el cual puede ser medido y cuantificado para análisis de resultados.

#### ***Excitador electrodinámico***

El principio de funcionamiento de un excitador electrodinámico mejor conocido como shaker es un dispositivo que convierte la potencia eléctrica en potencia mecánica, por métodos electromagnéticos, generando una fuerza y desplazamiento según se requiera. (Ruben, 2020)

En la Figura 1.4, se puede observar un excitador por vibración magnética el cual genera una carga mediante campos electromagnéticos.



**Figura 1.4. Excitador de vibración magnética. (Ruben, 2020)**

Este excitador electrodinámico está diseñado para entregar 45 [N], en un intervalo de 10 [Hz] a 20 [Hz] un desplazamiento de 8 mm de pico a pico

### ***Excitador de martillo***

El martillo de impacto es un dispositivo usado para realizar mediciones de desplazamiento en estructuras de mediano tamaño, consta de un transductor de fuerza piezoeléctrico en su parte superior, la cual será en punto de contacto por el cual se cuantificará los datos obtenidos mediante el uso de un software que recopilará las respuestas del acelerómetro de manera directa. (Olias, 2019). En la Figura 1.5, se puede observar un martillo de impacto el cual se utiliza para medir desplazamientos.



**Figura 1.5. Martillo de impacto. (Olias, 2019)**



El martillo de impacto cuenta con una sensibilidad a impactos de 4448 N contando con una masa en la cabeza del martillo de 100 [gr], generalmente estos dispositivos están hechos de una longitud de 223 mm y su cuerpo está diseñado con fibra de vidrio.

### **1.12 Dispositivos de excitación por impulso**

Los dispositivos de excitación por impulso se basan en el uso de técnicas que aumentan las frecuencias naturales de vibración, los elementos mecánicos reciben una fuerza externa de impulso generada a partir de impactos leves que pueden ser controlados por computadora, evitando así movimientos indeseados o desequilibrios en el dispositivo

#### ***Dispositivos manuales***

Los dispositivos manuales como su nombre lo indica son aquellos que se utilizan para la determinación de las propiedades elásticas dinámicas de los materiales, esta técnica está sustentada por la técnica de excitación por impulso ASTM-E1876, generalmente su uso está reservado a materiales de magnitudes pequeñas y medianas.

#### ***Dispositivos de excitación automáticos***

Estos dispositivos de excitación como su nombre lo indica, son aquellos que mediante el control computarizado y el uso de un software patentado generan un impulso de excitación automático. Estos dispositivos funcionan en conjunto con una unidad de control IED, la cual permite la aplicación de un pulso eléctrico de amplitud y duración según la necesidad, mediante la aplicación de este pulso se determinan la amplitud de vibración y el rango de la frecuencia

#### ***Motovibradores***

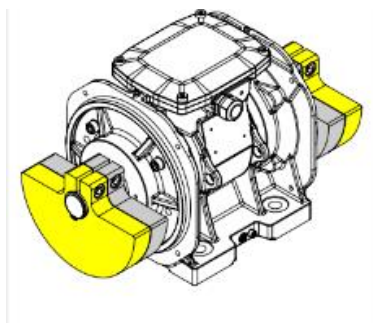
Estos dispositivos son altamente considerados en la industria del transporte y la separación de elementos o partículas de tamaño mediano y grande, son motores eléctricos los cuales son

diseñados para tener un acople de contrapesos en sus dos extremos del eje del motor. Estos contrapesos se encuentran desbalanceados para no coincidir con el eje de rotación, mediante el accionamiento del motor generan una respuesta de fuerza centrífuga la cual actúa sobre el eje de rotación desbalanceándolo y generando vibración la cual será transmitida hacia la estructura. (Echeverri, 2006)

### ***Clasificación de los motovibradores***

#### ***Motovibrador eléctrico***

Estos dispositivos se basan en el uso de un motor eléctrico trifásico o monofásico de altas frecuencias y frecuencias variables para la obtención de una fuerza centrífuga constante o regulable, según sea su aplicación estos podrán ser de 2 a 4 polos los más utilizados, llegando así a desarrollar velocidades de 1500 a 3000 RPM. En la Figura 1.6, se puede observar un Motovibrador de masas ajustables, el cual tiene sus contrapesos ubicados de tal modo que genere el 100% de la fuerza centrífuga.



**Figura 1.6. Motovibrador eléctrico (Echeverri, 2006)**

#### ***Motovibrador neumático***

Estos dispositivos los cuales constan de un eje conectado con una masa excéntrica, el cual es accionado por aire a presión causando el movimiento de las esferas ubicadas dentro de la cámara

generando el mismo efecto de fuerza centrífuga, su uso es reservado para lugares en los cuales se dispone de una fuente de energía eléctrica directa. En la Figura 1.7, se puede observar un motovibrador neumático en cual posee válvulas de conexión para el aire a presión en sus extremos



**Figura 1.7. Motovibrador neumático (Echeverri, 2006)**

### **1.13 Diseño Mecánico de un sistema de masa desbalanceada**

Para el diseño mecánico de la estructura, se ha tomado en cuenta el comportamiento de la placa colocada en la bancada sobre la que irán colocado todos los elementos del mecanismo, rigiéndonos a las ecuaciones de diseño de un componente mecánico está expuesto a esfuerzos de tensión y deformación.

### **1.14 Ecuaciones usadas para el diseño**

#### ***Esfuerzos de Von mises***

Los elementos mecánicos sometidos a cargas verticales muestran una deformación proporcional a la energía de distorsión presente por la descomposición de la energía elástica aplicada al elemento mecánico, estas deformaciones están regidas por los esfuerzos de Von Mises.

Usualmente en una placa los esfuerzos de tensión principales están definidos por los ejes de inercia principales (X, Y, Z). como se muestra en las ecuaciones 1.3, 1.4 y 1.5

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y + \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}}{2} \quad (1.3)$$

$$\sigma_2 = 0 \quad (1.4)$$

$$\sigma_3 = \frac{\sigma_x + \sigma_y - \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}}{2} \quad (1.5)$$

Estas ecuaciones usualmente para una placa de cualquier material serían las 3 componentes de tensión a la cual está sometida en los distintos ejes.

De la cual se obtendrá la ecuación de tensión de Von Mises (1.6)

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x * \sigma_y + \sigma_y^2 + 3 * \tau_{xy}^2} \quad (1.6)$$

La tensión de von mises es una medida equivalente de tensión al que está sometido un material teniendo en cuenta sus esfuerzos normales y cortantes.

### ***Momento de inercia para una placa rectangular***

En momento inercial de un material es una medida de inercia rotacional del cuerpo cuya geometría varia, y el cual depende de la distribución de masa del material con lo que a mayor distancia se encuentre la distribución de masa del centro de rotación mayor será esta.

$$I = \frac{1}{12} * b * h^3 \quad (1.7)$$

### ***Rigidez de una placa***

Para el caso de estudio se considera la placa rectangular de la bancada como una viga empotrada para el cálculo de la rigidez

$$k = \frac{192 * E * I}{L^3} \quad (1.8)$$

En el caso de la rigidez esta es la capacidad de resistencia de un material a ser deformado tras la aplicación de una fuerza externa.

### ***Movimiento armónico forzado***

Un movimiento armónico forzado se traduce como un sistema compuesto por una masa soportada por un muelle y un amortiguador, en el cual actúa una fuerza armónica externa, el cual generara una amplitud de vibración en el punto inicial de la masa.

$$M_{st} * \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + C * \frac{\partial x}{\partial t} + kx = F * \cos(\omega t) \quad (1.9)$$

$$M_{st} * \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + kx = F * \cos(\omega t) \quad (1.10)$$

Al tratarse de una placa usada como bancada de un mecanismo se determina que no es un movimiento armónico amortiguado, por lo que la ecuación se reduce

### ***Fuerza centrífuga del sistema***

La fuerza centrífuga, es una fuerza inercial que actúa sobre un cuerpo el rotacional el cual está alejado del centro de giro.

$$F_c = m * r * \omega^2 \quad (1.11)$$

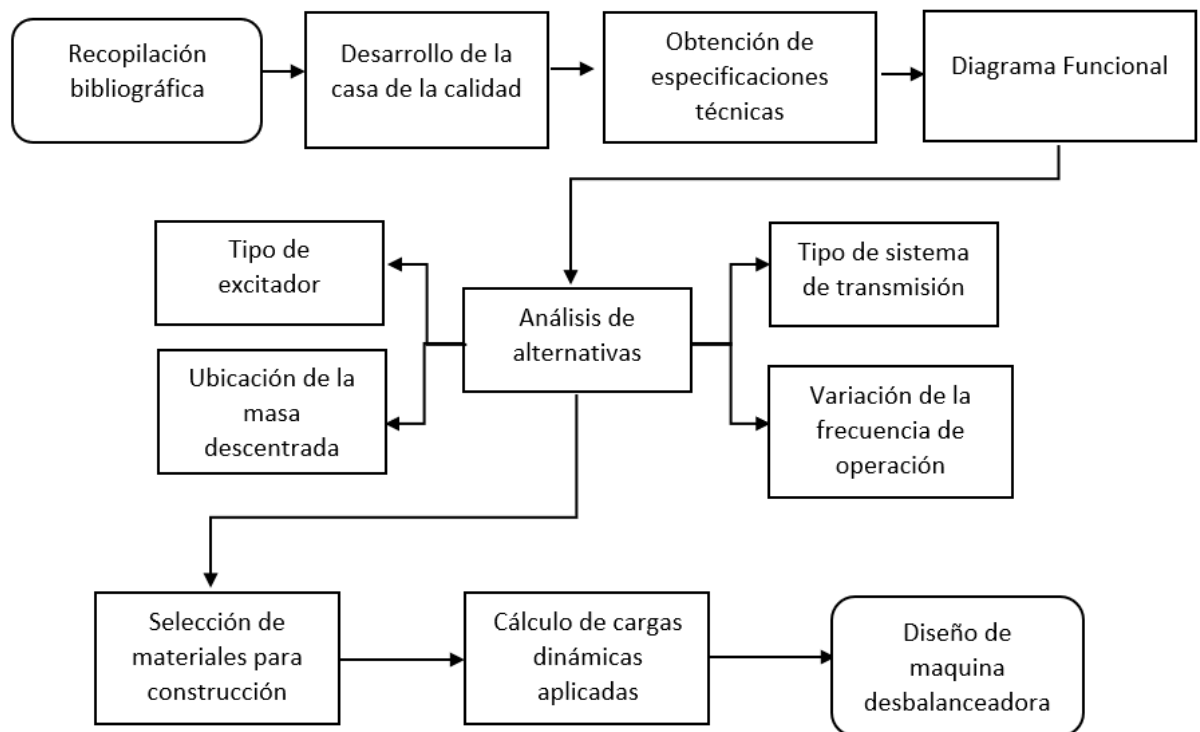
### ***Amplitud del sistema para una fuerza armónica***

La amplitud de un sistema el cual está siendo sometido a una fuerza externa es una variación en su desplazamiento el cual a medida que transcurre el tiempo aumentara

$$X = \frac{F}{k - m * \omega^2} \quad (1.12)$$

## 2 METODOLOGÍA

En este capítulo se referencia todo el proceso que se seguirá para realizar el análisis y diseño de un sistema de masa desbalanceada para medir la amplitud de vibración en vías ferroviarias, mediante la aplicación de una fuerza sinusoidal de manera vertical sobre una estructura fija. Luego se procederá a la realización de la casa de la calidad, de la cual se ha de obtener los parámetros aceptables y las especificaciones que deberá tener el sistema de masa desbalanceada para producir la fuerza necesaria para que exista una amplitud de vibración aceptable capaz de ser cuantificada para su posterior análisis. En la Figura 2.1, se muestra cómo será el diagrama de flujo de la metodología a ser utilizada.



**Figura 2.1. Metodología (Fuente propia).**

## **2.1 Casa de la Calidad del sistema desbalanceador**

La definición de los parámetros para conformar la casa de la calidad se basa en la selección de manera sistemática y organizada de la voz del usuario, presente en el diseño y desarrollo de los procesos y servicios, permitiendo una interdependencia entre los requerimientos entre los requerimientos del usuario y los aspectos técnicos del producto final mediante el uso de matrices.

La casa de la calidad es la herramienta principal durante la fase de sondeo que ayuda a facilitar la toma de decisiones en grupo, una de sus ventajas principales, es que permite establecer necesidades y requerimientos dados por los usuarios los cuales serán considerados y priorizados en la fase de diseño del producto. Mediante el previo conocimiento de los requerimientos y características que desea el usuario en el producto final, se puede mantenerlos de tal manera que se cumplan en la fase de diseño. El diagrama de la casa de la calidad se presenta en el Anexo 1

### ***Voz del usuario para el mecanismo de masa desbalanceadora***

Mediante el criterio del usuario, el mecanismo de masa desbalanceada deberá contar con las siguientes características

- Costo de construcción bajo
- Fácil de transportar
- Facilidad de acoplamiento o instalación en las vías
- Alta transferencia de cargas a las vías
- Resistente a medio ambientes cambiantes
- Segura de operar o que tenga sistema de pare de emergencia
- Fácil de instrumentar para realizar mediciones

- Pocos operarios en la maquina
- Necesitar poco mantenimiento
- Alta durabilidad de uso continuo
- Produzca poco ruido al usarse
- Facilidad para obtener los datos de prueba de carga

***Voz del ingeniero para el mecanismo de masa desbalanceadora***

Los requerimientos técnicos que se han expuesto por parte de los usuarios para el diseño del prototipo del mecanismo de masas desbalanceada son

- Niveles de ruido por debajo de los 90 dB
- Capacidad de transferir carga
- Buenas propiedades mecánicas en la estructura
- Bajo consumo eléctrico
- Peso no excesivo de la maquina
- Altura de la maquina
- Eficiente sistema motriz y de potencia
- Bajos tiempos de mantenimiento de la maquina
- Disponibilidad del material o materia prima para la construcción
- Alta eficiencia en los mecanismos de acoplamiento y respuesta dinámica
- Sistema eléctrico de buena calidad y debidamente aislado



- Diseño del sistema de acople para la instrumentación de equipo de medición en la maquina

## **2.2 Conclusiones de la casa de la calidad del mecanismo de masa desbalanceadora**

Mediante el conocimiento de los parámetros referentes dados entre la voz del usuario y la voz del ingeniero se ha obtenido información muy valiosa, la cual nos permite conocer las características técnicas las cuales cumplirán un papel preponderante en el diseño, buscando su satisfacción. Se ha escuchado los requerimientos de las partes por lo que se ha establecido que los parámetros más deseados son el costo de fabricación, el tamaño, su correcta funcionalidad sin importar el clima y un buen aprovechamiento de la energía producida por las cargas.

## **2.3 Especificaciones Técnicas**

Mediante el estudio y el conocimiento de las especificaciones técnicas se ha realizado la recopilación de los parámetros a tomar en cuenta, mediante los cuales se tomará los que se consideren más importantes para el desarrollo del diseño final. Con los resultados obtenidos en la sección anterior, se obtiene las siguientes especificaciones técnicas que se presentan en la Tabla 2.1.

**Tabla 2.1. Especificaciones técnicas del dispositivo desbalanceador**

Empresa / Cliente	Producto Diseño de un mecanismo de masa desbalanceadora			Fecha inicial Ultima revisión
Diseñador Maila Carrillo Patricio Javier				Pagina 1/1
Especificaciones				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Transporte	05/06/2023	C+I	D	Su transporte no debe representar un problema
Montaje	05/06/2023	C+I	D	El montaje sencillo sobre las vías
Carga máxima	05/06/2023	C+I	D	La carga máxima dependerá del régimen al que se encuentre operando la maquina
Resistencia	05/06/2023	C+I	R	Los materiales de fabricación deberán tener buenas propiedades mecánicas
Peso	05/06/2023	C	R	El peso no debe exceder 1,8 toneladas
Seguro de operar	05/06/2023	C+D	D	Debe contar con un sistema de pare de seguridad
Fácil de operar	05/06/2023	I+D	R	Su manejo deberá ser de un mecanismo sencillo
Bajo mantenimiento	05/06/2023	C+I+D	D	Los mantenimientos no deberán exceder los 3 por año
Durabilidad	05/06/2023	C+I+D	R	Sus materiales deben tener una vida útil de 20 años
Eficiencia	05/06/2023	C+I	R	Los transductores de fuerza utilizados para medir la vibración deberán ser calibrados y debidamente ubicados
Bajo ruido	05/06/2023	C+I	D	El ruido producido no debe exceder los 90 dB para seguridad del usuario
Peso	05/06/2023	I	R	El peso desbalanceador deberá ser calibrado según su necesidad
Tamaño	05/06/2023	I	R	Su tamaño no debe exceder el ancho de las vías

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

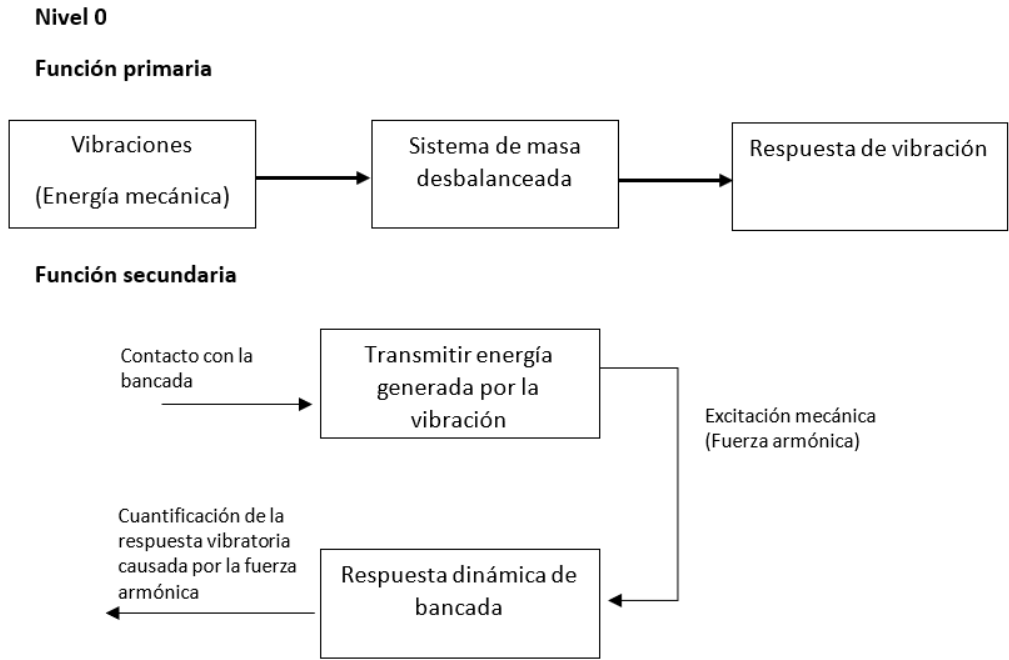
En la Tabla 2.1, se establece las especificaciones técnicas que se deberán tomar en cuenta al momento de realizar el diseño de la maquina desbalanceadora, de tal manera que cumpla con el propósito descrito en la investigación.

## **2.4 Estructura funcional y sus módulos**

Para la cuantificación de la amplitud de vibración ocasionada por la aplicación de cargas dinámicas en forma de vibraciones, el proceso que se deberá seguir no conlleva mucho desglose de funciones, esto se realiza para simplificar el análisis.

## **2.5 Análisis funcional**

El diagrama funcional de este proyecto se ha desarrollado hasta el nivel 1 ya que se observa que no requiere más despliegue de nivel para su implementación. En el nivel 0 se indica la función principal del sistema el cual consiste en llevar a cabo la excitación de un sistema mediante un mecanismo de masa desbalanceada, produciendo la transferencia de energía mecánica hacia la estructura principal causando una deformación dependiendo de la fuerza armónica aplicada sobre el mecanismo primario. En la Figura 2.2 se observa la función principal y secundaria producida por el mecanismo de masa desbalanceadora.

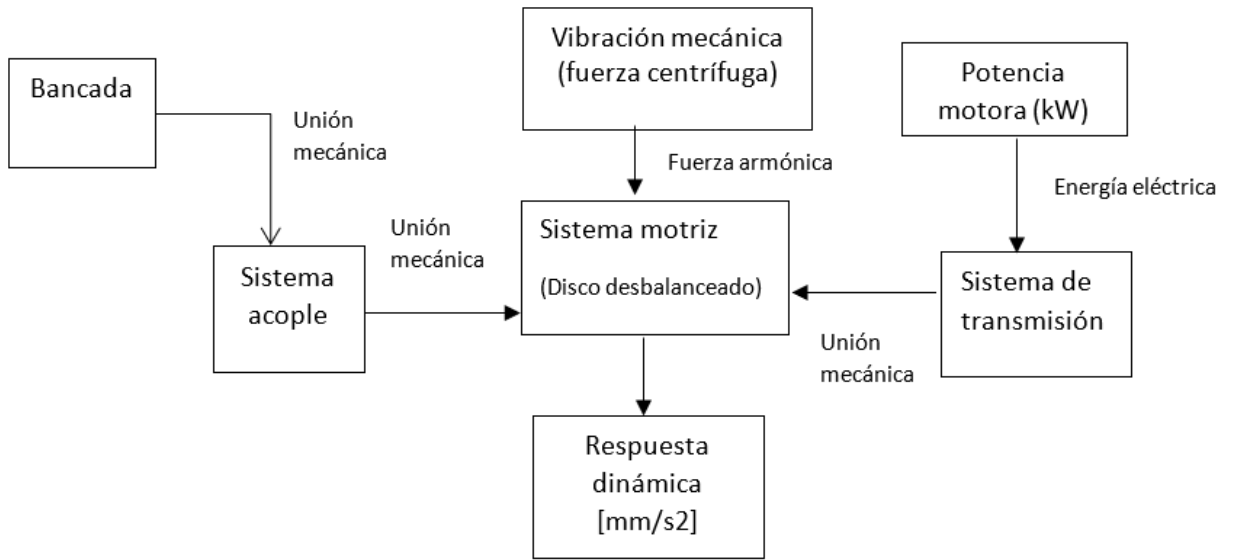


**Figura 2.2. Función principal y secundaria (Fuente: Propia).**

En la Figura 2.2, se puede apreciar el nivel 1 de manera más desarrollada como será el proceso de obtención de la deformación producida por el mecanismo de masa desbalanceadora hasta la obtención de la amplitud resultante por las cargas variables por la frecuencia de operación

Se requiere contar con una fuente de excitación que provea la energía necesaria para simular el paso del tren sobre las vías por lo cual se ha optado por usar un mecanismo de masa desbalanceada en la cual podemos ajustar la frecuencia generada, logrando así la transferencia de dicha fuerza hacia la estructura principal como se muestra a continuación. En la Figura 2.3

### Nivel 1

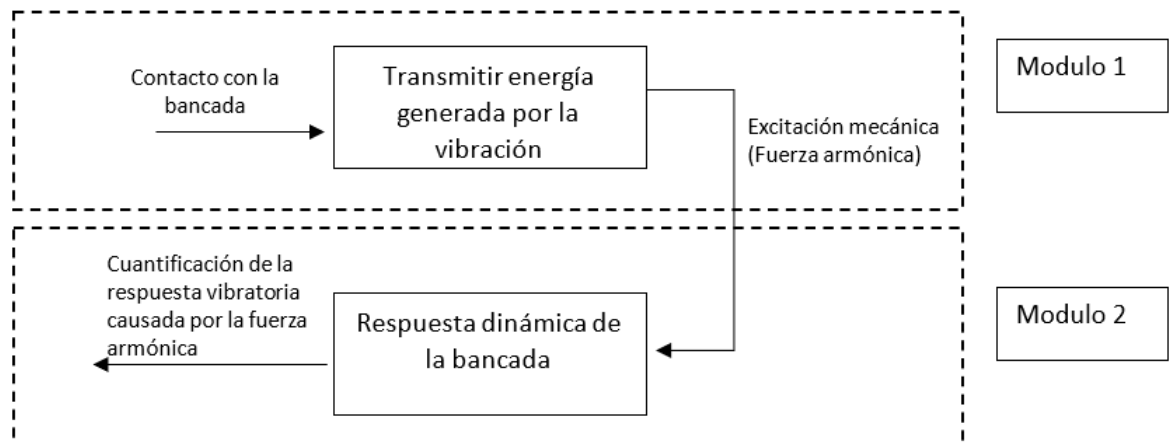


**Figura 2.3. Nivel 1 desarrollo del mecanismo de masa desbalanceadora (Fuente Propia)**

### ***Definición de módulos***

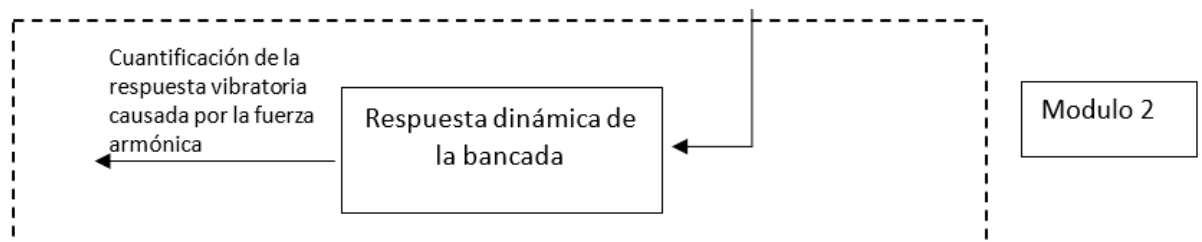
La definición de los módulos es una parte fundamental para el diseño y posterior desarrollo del sistema que se requiere, en este punto se agrupan las funciones que desarrollaran un trabajo en común. El estudio modular permite seleccionar de una serie de productos los más adecuados para alcanzar el principal objetivo del sistema que se está diseñando, además de presentar alternativas para los clientes que se adapten a su disponibilidad. Se ha propuesto 2 módulos mediante los cuales se pretende alcanzar un objetivo común el cual es medir la deformación de las vías férreas mediante un sistema de masa desbalanceadora

En el módulo 1 se presenta como principal objetivo transmitir una fuerza de excitación mediante tensión mecánica de contacto entre la bancada y el riel. Como se puede observar en la Figura 2.4



**Figura 2.4. Funciones de la función global (Fuente: Propia).**

En el módulo 2 se tiene como objetivo lograr una deformación elástica en los rieles lo que nos permitirá obtener una respuesta dinámica en las vías con lo que se podrá cuantificar la respuesta vibratoria causada por esta fuerza armónica sobre las mismas. Como se puede observar en la Figura 2.5



**Figura 2.5. Subfunciones del módulo 2 (Fuente: Propia).**

## **2.6 Análisis de alternativas**

### **Módulo 1 Soluciones para el módulo 1**

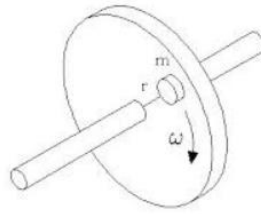
En este módulo tiene como función principal transmitir energía generada por la vibración. Para que se puede desempeñar de manera correcta esta función se obtendrá mediante el contacto entre la bancada y en excitador con lo que se transferir energía vibratoria generada a través del sistema de transmisión motriz. Tomando en cuenta las consideraciones previamente especificadas en este módulo será destinado a la selección de tipo de excitador en la cual se va a montar sobre la bancada, con la finalidad de conocer sus dimensiones y propiedades mecánicas.

### **2.7 Alternativas de solución de excitador**

En la investigación de este caso la selección del tipo de vibrador es una parte esencial, ya que de este dependerá el dimensionamiento de la máquina, y la cantidad de fuerza capaz de transmitir del sistema hacia la bancada, también definirá si se tiene que usar un sistema de transmisión o podrá ir conectado directamente sobre la bancada.

#### **Alternativa 1: Disco con masa desbalanceada**

Esta alternativa es la más utilizada ya que su instalación es sencilla y se adecua a las necesidades de la industria en la cual se la vaya a implementar, además de poseer una larga vida útil, también tiene la posibilidad de intercambiar las masas desbalanceadora para regular la cantidad de fuerza que este estraga al sistema que está conectado. En la Figura 2.6 se puede observar el motovibrador eléctrico más usado en la industria. (Echeverri, 2006)



**Figura 2.6. Disco desbalanceador (Vazquez, 2015)**

#### Ventajas

- Son ligeros y fáciles de transportar
- Poca dificultad para su instalación
- Su costo es menor en cuanto a mantenimiento

#### Desventajas

- Se ve afectado por las condiciones ambientales
- Su costo suele ser bajo en comparación con otros excitadores
- Necesita un espacio amplio para que pueda ser instalado

#### **Alternativa 2: Motovibrador neumático**

Estos dispositivos suelen ser una alternativa para trabajos en los cuales no existe o hay poca disponibilidad de energía eléctrica, ya que su funcionamiento está constituido por un disco el cual mediante la inyección de aire comprimido por medio de un compresor hará girar una masa descentrada en el eje interno, generando una fuerza centrífuga la cual es transmitida hacia su base. (Echeverri, 2006). En la Figura 2.7 se puede apreciar un motovibrador neumático común usado en la industria.





**Figura 2.7 Motovibrador neumático (Echeverri, 2006)**

#### Ventajas

- Su instalación es sencilla ya que consta de bridas
- Su costo de mantenimiento es bajo ya que funciona con aire comprimido
- Tiene una larga vida útil y son para jornadas de trabajo extensas

#### Desventajas

- Es muy propenso a la oxidación al estar en contacto con el medio ambiente
- Su funcionamiento necesita un compresor que suministre aire comprimido
- Su uso se ve limitado en campo abierto

#### **Alternativa 3: Motovibrador eléctrico**

Esta alternativa es la más utilizada ya que su instalación es sencilla y se adecua a las necesidades de la industria en la cual se la vaya a implementar, además de poseer una larga vida útil, también tiene la posibilidad de intercambiar las masas desbalanceadora para regular la cantidad de fuerza que este estraga al sistema que está conectado. (Echeverri, 2006) . En la Figura 2.8, se puede observar el motovibrador eléctrico más usado en la industria.



**Figura 2.8 Motovibrador eléctrico (Echeverri, 2006)**

#### Ventajas

- Posee una larga vida útil de 40 – 50 años
- Brinda mayor estabilidad ya que sus pesos están calibrados
- Presenta una rentabilidad a largo plazo para las industrias
- Requieren de un bajo costo de mantenimiento

#### Desventajas

- Su instalación es más complicada que los anteriores por su peso
- Su uso está limitado por la fuerza centrífuga que es capaz de transferir
- Su calibración es más complicada y requiere de un técnico

## **2.8 Evaluación y selección alternativa para el módulo 1**

Se ha presentado distintas alternativas con la finalidad de seleccionar aquella se destaque para ser la más conveniente, para esto se usará el método ordinal de criterios ponderados

#### Criterios para la valoración

- Costo de fabricación

- Área disponible para acoplar el sistema
- Propagación de la fuerza de excitación
- Sistema más accesible para nuestro caso de estudio

asignación de valores para evaluar

1 cuando el criterio de las filas sea mayor que el de las columnas

0.5 cuando el criterio de las filas sea igual al de las columnas

0 si el criterio de las filas es menor que el de las columnas

Mediante esta asignación de valores se procederá a seleccionar la mejor alternativa

En las siguientes Tablas que va de la Tabla 2.2 a la Tabla 2.7, se muestran las evaluaciones de las alternativas de solución y la conclusión del resultado obtenido.

**Tabla 2.2. Evaluación de criterios para tipo de excitador**

Criterio de evaluación	Costo de fabricación	Dimensión del excitador	Propagación de fuerza	Accesibilidad del sistema	E+1	Ponderado
Costo de fabricación		1	1	0,5	3,5	0,333
Dimensión del excitador	0,5		1	0	2,5	0,238
Propagación de fuerza	1	1		0	3	0,286
Vía más usada	0	0,5	0		1,5	0,143
				Total	10,5	1

En la Tabla 2.2, se analizan los criterios de evaluación, mediante los cuales se procederá a seleccionar una alternativa que se ajuste a estos para el diseño posterior de la máquina.

**Tabla 2.3. Evaluación de criterio: Costo de fabricación del sistema desbalanceador**

Costo de fabricación	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	E+1	Ponderado
Alternativa 1		1	1	3	0,4
Alternativa 2	0,5		0,5	2	0,267
Alternativa 3	1	0,5		2,5	0,333
			Total	7,5	1

En la Tabla 2.3, se ha evaluado el criterio de costo de fabricación del sistema desbalanceador, en este apartado se han comparado las alternativas disponibles mediante el estudio del benchmarking de los tipos de excitadores que se ajustan para nuestro diseño.

**Tabla 2.4. Evaluación de criterio: Dimensiones del excitador a utilizar**

Dimensiones del excitador	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	E+1	Ponderado
Alternativa 1		1	1	3	0,428
Alternativa 2	0,5		0,5	2	0,286
Alternativa 3	0,5	0,5		2	0,286
			Total	7	1

En la Tabla 2.4, se ha evaluado el criterio de las dimensiones que ocuparía el mecanismo desbalanceador, este estudio se ha realizado mediante el uso de catálogos de productos en los cuales se indica las dimensiones de las maquinas en el mercado.

**Tabla 2.5. Evaluación de criterio: Transmisión de vibraciones del excitador hacia la bancada**

Propagación de fuerza	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	E+1	Ponderado
Alternativa 1		1	1	3	0,428
Alternativa 2	0,5		0,5	2	0,286
Alternativa 3	0,5	0,5		2	0,286
			Total	7	1

En la Tabla 2.5, se ha evaluado el criterio de la transmisión de energía vibratoria hacia la bancada del mecanismo, este estudio se ha realizado mediante el análisis de catálogos de distintos productos en los cuales se indica la cantidad de fuerza vertical que es capaz de transferir cada mecanismo.

**Tabla 2.6. Evaluación de criterio: Accesibilidad del sistema vibratorio**

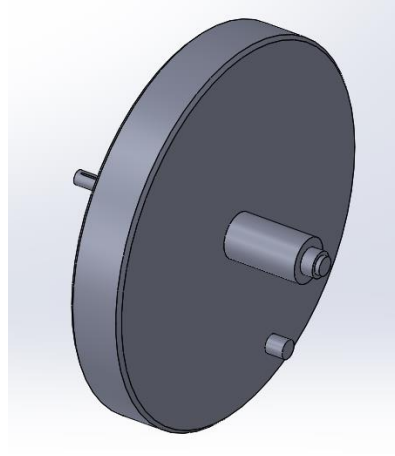
Accesibilidad del sistema	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	E+1	Ponderado
Alternativa 1		0,5	0,5	2	0,333
Alternativa 2	0,5		0,5	2	0,333
Alternativa 3	0,5	0,5		2	0,333
			Total	6	1

En la Tabla 2.6, se ha evaluado el criterio de la accesibilidad que se tendría al sistema desbalanceador en el mercado actualmente, este estudio se lo ha realizado cotizando distintos tipos de mecanismos en el país y cuál sería el costo de total de importación.

**Tabla 2.7. Tabla de conclusiones para la solución del sistema excitador**

Conclusión de criterio	Costo de fabricación	Dimensión del excitador	Propagación de fuerza	Accesibilidad del sistema	E	Prioridad
Alternativa 1	0,133	0,102	0,122	0,048	0,405	1
Alternativa 2	0,089	0,068	0,082	0,048	0,286	3
Alternativa 3	0,111	0,068	0,082	0,048	0,308	2
				Total	1	

En la Tabla 2.7, Mediante el análisis de criterios ponderados se ha llegado a la conclusión de que la alternativa que se adecua a nuestras necesidades de implementación es la numero uno, ya que su costo es bajo, sus dimensiones pueden adecuarse para nos ser tan grandes, su transmisión de fuerza puede ser regulada por la velocidad que gire, y su accesibilidad es alta en cualquier región. En la Figura 2.9, se observa el mecanismo principal que compone el sistema desbalanceador de disco.



**Figura 2.9. Sistema de disco con masa desbalanceador (fuente propia)**

### ***Alternativas de solución para el sistema de transmisión***

En el análisis de este módulo se desea llegar a obtener una respuesta dinámica de la vía férrea. Este es el principal objetivo del desarrollo de la investigación la cual se basa principalmente en una fuerza armónica transmitida desde el chasis hacia los rieles, por lo cual se requiere una fuerza vertical aproximada de 10kN hacia la vía en frecuencias que vayan desde los 30 a 80 Hz.

Mediante la recopilación de información en proyectos similares se ha obtenido un modelo que se ajusta a nuestras necesidades, un motor eléctrico de 4 polos con una velocidad de giro de aproximadamente 4800 RPM que nos permite hacer girar al sistema a 80Hz, también se ha considerado un sistema multiplicador de velocidad para asemejar un sistema aislante entre la bancada de la maquina y el motor que se ha utilizado. Resaltadas estas condiciones de trabajo que debe cumplir la maquina se ha considerado ciertos parámetros para obtener un diseño eficiente de transmisión de energía que cumpla con las expectativas de la investigación

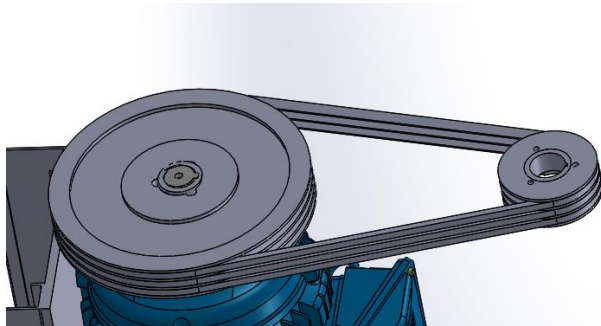
Parámetros para tomar en cuenta:

- Velocidad del motor

- Fuerza centrífuga necesaria para no causar resonancia
- Frecuencia de funcionamiento del motor

### **Alternativa 1: Sistema de transmisión por poleas y bandas**

Este sistema está constituido por un disco con una masa descentrada, un sistema de transmisión por poleas, los sistemas por poleas generalmente son usados para máquinas de gran potencia y de altas velocidades. Como se muestra en la Figura 2.10 un sistema de transmisión de movimiento por correas y poleas



**Figura 2.10. Sistema de transmisión por poleas y correas (Fuente Propia)**

#### Ventajas

El costo de instalación del sistema es bajo

Su mantenimiento es mínimo

Tiene un funcionamiento silencioso y suave

Es un sistema más seguro y puede funcionar como fusible mecánico

#### Desventajas

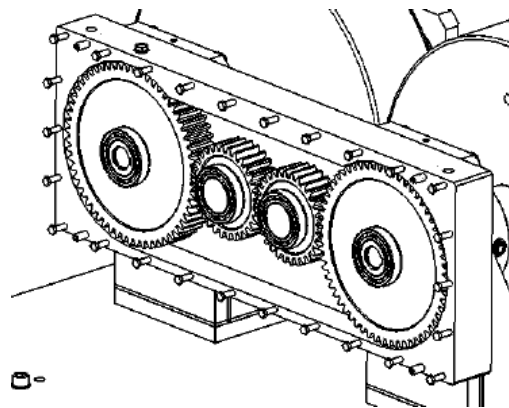
Las dimensiones de las poleas son grandes por lo que requiere más espacio

Al momento de transmitir los esfuerzos puede haber patinaje entre la banda y la polea

Su vida útil es media debido al desgaste de la banda

### **Alternativa 2: Diseño el sistema completo de transmisión con engranajes para 1 disco desbalanceadora**

Este sistema está constituido por un disco con una masa descentrada, un sistema de transmisión por engranajes, los sistemas por engranajes generalmente son usados para máquinas de gran potencia ya que tiene una constancia al momento de transmitir esfuerzos. En la Figura 2.11, se puede apreciar cómo está compuesto un sistema de transmisión por engranajes

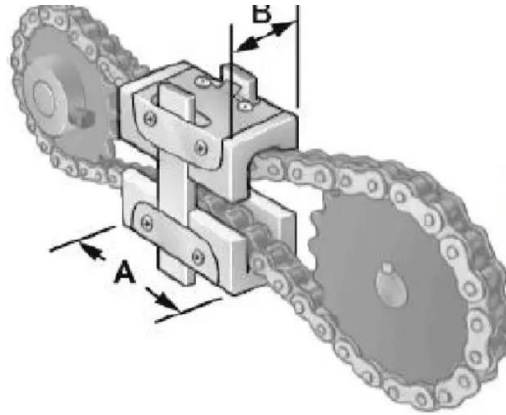


**Figura 2.11. Sistema de transmisión por engranajes (Garbi, 2013)**

### **Alternativa 3: Diseño el sistema completo de transmisión con piñón y cadenas para 1 disco desbalanceadora**

Este sistema está constituido principalmente por unas 2 discos dentados los cuales mantienen una relación de transmisión adecuada para un solo uso. Generalmente son usados para sistemas de transmisión de fuerza a altas revoluciones. En la Figura 2.12, se puede observar cómo esta compuesto un sistema de transmisión conformado por piñones y cadenas.





**Figura 2.12. Sistema de transmisión por cadenas (Rios, 2023)**

#### Ventajas

Pueden transmitir grandes cargas a cortas distancias

Poseen una gran adaptabilidad para un único uso

Poseen una gran eficiencia de transmisión de fuerza pue son presentan deslizamiento

Pueden transferir movimiento a varios ejes a la vez

#### Desventajas

Produce mucho ruido al momento de que esté operando

Necesitan un medio de lubricación constante

Necesitan mantenimiento frecuente para evitar corrosión

Poseen menos de carga en relación con otros sistemas de transmisión

## **2.9 Evaluación y selección alternativa para el módulo 2**

Se ha presentado distintas alternativas con la finalidad de seleccionar aquella se destaque para ser la más conveniente, para esto se usará el método ordinal de criterios ponderados

### Criterios para la valoración

- Costo de instalación y fabricación
- Tamaño del sistema de transmisión
- Durabilidad del sistema
- Ruido generado por el sistema
- Confiabilidad de la transmisión de la fuerza

asignación de valores para evaluar

1 cuando el criterio de las filas sea mayor que el de las columnas

0.5 cuando el criterio de las filas sea igual al de las columnas

0 si el criterio de las filas es menor que el de las columnas

Mediante esta asignación de valores se procederá a seleccionar la mejor alternativa

En las siguientes Tablas que va de la Tabla 2.8 a la Tabla 2.14, se muestran las evaluaciones de las alternativas de solución y la conclusión del resultado obtenido.

**Tabla 2.8. Evaluación de criterios para tipo de sistema de transmisión**

Criterio de evaluación	Costo	Tamaño	Durabilidad	Ruido	Confiabilidad	E+1	Ponderado
Costo	-	1	1	0,5	0,5	4	0,258
Tamaño	0,5	-	0,5		0,5	2,5	0,161
Durabilidad	1	0	-	0,5	0,5	3	0,194
Ruido	0	1	0,5	-	0	2,5	0,161
Confiabilidad	1	0,5	0,5	0,5	-	3,5	0,226
					total	15,5	1

En la Tabla 2.8, se han analizado distintos criterios, los cuales nos han servido para seleccionar un sistema de transmisión de fuerza y movimiento que se ajuste a nuestra necesidad de diseño del sistema desbalanceador.

**Tabla 2.9. Evaluación de criterio: Costo de la transmisión**

Costo	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	E+1	Ponderado
Alternativa 1		0,5	0,5	2	0,286
Alternativa 2	1		0,5	2,5	0,357
Alternativa 3	0,5	1		2,5	0,357
			Total	7	1

En la Tabla 2.9, se ha evaluado el criterio del costo del sistema de transmisión que se pretende utilizar, mediante un estudio de mercado se ha cotizado cual sería el costo aproximado de cada una de las alternativas.

**Tabla 2.10. Evaluación de criterio: Tamaño que ocupa la transmisión**

Tamaño	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	E+1	Ponderado
Alternativa 1		1	1	3	0,376
Alternativa 2	0,5		1	2,5	0,312
Alternativa 3	1	0,5		2,5	0,312
			Total	8	1

En la Tabla 2.10, se ha evaluado el criterio del tamaño del sistema de transmisión, mediante un estudio técnico se ha encontrado cuales serían las dimensiones aproximadas de cada una de las alternativas.

**Tabla 2.11. Evaluación de criterio: Durabilidad del sistema de transmisión**

Durabilidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	E+1	Ponderado
Alternativa 1		1	1	3	0,428
Alternativa 2	0,5		0,5	2	0,286
Alternativa 3	0,5	0,5		2	0,286
			Total	7	1

En la Tabla 2.11, se ha evaluado el criterio de la durabilidad del sistema de transmisión que se seleccionara para el diseño, en este se ha comparado los materiales de los cuales están fabricados sistemas y en que ambientes pueden ser utilizados.

**Tabla 2.12. Evaluación de criterio: ruido que genera el sistema de transmisión**

Ruido	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	E+1	Ponderado
Alternativa 1		0,5	0,5	2	0,286
Alternativa 2	1		0,5	2,5	0,357
Alternativa 3	1	0,5		2,5	0,357
			Total	7	1

En la Tabla 2.12, se ha evaluado el criterio del ruido que generan al estar en funcionamiento, en este apartado se ha investigado cual es el nivel de ruido que producen cada uno de estos sistemas al estar en correcto funcionamiento y con un mantenimiento adecuado.

**Tabla 2.13. Criterio de evaluación: Confiabilidad del sistema de transmisión**

Confiabilidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	E+1	Ponderado
Alternativa 1		1	1	3	0,4
Alternativa 2	0,5		0,5	2	0,267
Alternativa 3	1	0,5		2,5	0,333
			Total	7,5	1

En la Tabla 2.13, se ha evaluado el criterio de la confiabilidad del sistema de transmisión, en este apartado se ha investigado cual es la posibilidad de fallo ante una situación de sobrecarga y cual sería la consecuencia reflejada en el sistema para que necesite detenerse en su totalidad o requiera reparación parcial.

**Tabla 2.14. Tabla de conclusiones para la solución del sistema de transmisión**

Conclusión de criterio	Costo	Tamaño	Durabilidad	Ruido	confiabilidad	E	Prioridad
Alternativa 1	0,075	0,06	0,084	0,047	0,091	0,357	1
Alternativa 2	0,092	0,050	0,055	0,057	0,060	0,314	3
Alternativa 3	0,092	0,050	0,055	0,057	0,075	0,329	2
					Total	1	

En la Tabla 2.14, Mediante la exposición de alternativas y su comparación se ha determinado mediante el análisis de criterios ponderados que la alternativa más viable para ser utilizado será la numero 1, el sistema de transmisión será el de poleas y bandas. En la Figura 2.13, se puede observar una aproximación la solución adoptada para este caso.



**Figura 2.13. Sistema de transmisión por poleas y bandas (Fuente Propia)**

## **2.10 Solución adoptada**

### ***Descripción general de funcionamiento***

Como se ha descrito anteriormente, el mecanismo de masa desbalanceada cuenta con parámetros previamente determinados por investigaciones previas, estos parámetros de diseño designan la cantidad de fuerza centrífuga que deberá proporcionar el mecanismo de masa desbalanceada de disco para que exista una amplitud de deformación necesaria. El sistema deberá

ser capaz de transmitir una fuerza aproximada de 10 [kN] a la vía ferroviaria con la que está en contacto por su bancada, y esta podrá ser variada parámetros de funcionamiento que van entre las frecuencias de 30 [Hz] a 80 [Hz]. El mecanismo de masa desbalanceadora de disco esta principalmente compuesta por elementos mecánicos y dispositivos eléctricos los cuales serán los encargados de transmitir el movimiento hacia los elemento rotatorios, se contara con un motor de una potencia 15 [kW] para una velocidad inicial de 1500 [RPM], un sistema de transmisión por poleas y correas, ya que es una necesidad hacer que el mecanismo opere a 80 [Hz], además de servir como amortiguador entre el eje de rotación del mecanismo y el del motor evitando así la desincronización del eje del motor, el control de variación de frecuencia será implementado en el motor para así poder controlar la velocidad angular que la maquina este operando. Una vez analizado estos parámetros de diseño de una investigación previa se procederá a la realización de un diseño conceptual en base al análisis de alternativas que se realizó previamente. (Garbi, 2013)

### **3 DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN SISTEMA DE MASA DESBALANCEADA**

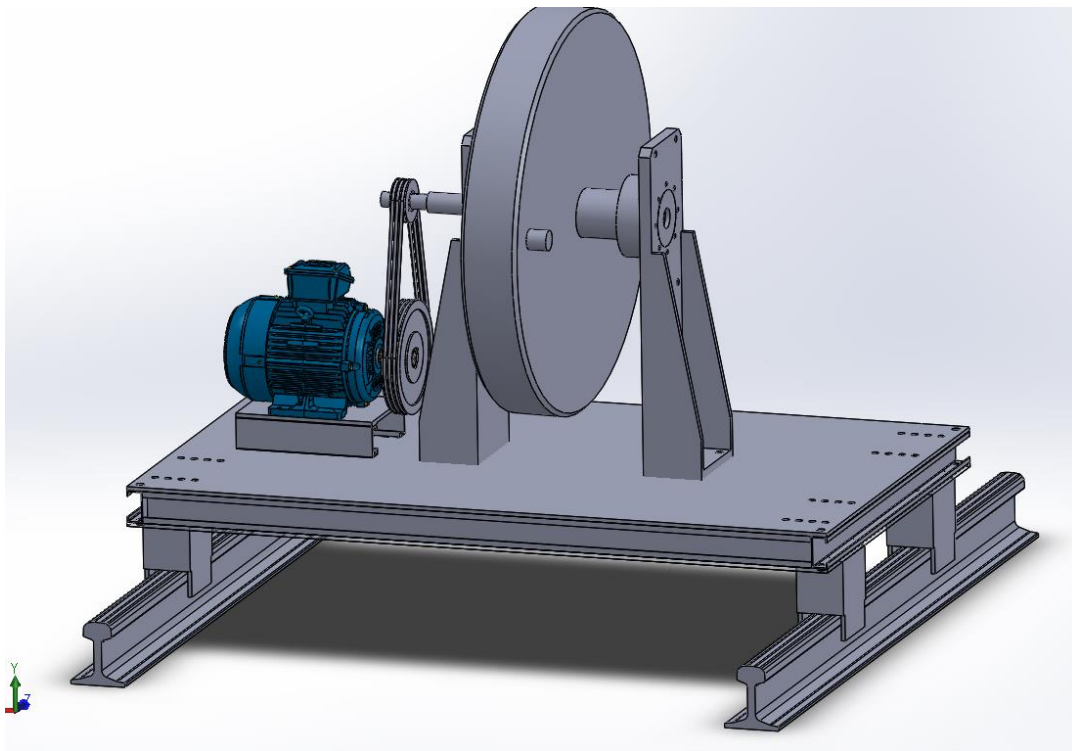
En este apartado se tomará en cuenta todos los aspectos previamente analizados, mediante los cuales se ha de seleccionar los componentes, necesarios para el diseño final de la máquina para nuestro caso de estudio partiendo de su funcionamiento y el resultado que se desea obtener.

#### **3.1 Principio de funcionamiento**

El funcionamiento del mecanismo se basa en un sistema de un disco con una masa ubicada a una distancia del centro de este con el cual se generará una fuerza vertical de aproximadamente 10 KN, este mecanismo estará impulsado por un motor de 20 Hp [15Kw]. (Garbi, 2013)

Ya que la velocidad máxima del motor es de 1800 rpm y para nuestro caso de estudio se requiere que el motor gire a una velocidad de 4800 rpm se ha optado por la implementación de un

sistema de transmisión de poleas y correas el cual trasferirá la potencia hacia el disco mediante un sistema de trasmisión por 3 poleas trapezoidales de alta eficiencia que actúa como aislante entre la maquina y el motor. Mediante la variación de la frecuencia se va a obtener una variación de la velocidad angular del motor el cual nos ayudara diferenciar las reacciones que se reflejaran en la bancada. En la Figura 3.1 se puede observar el prototipo de la maquina ensamblada.



**Figura 3.1. Excitador de disco con masa desbalanceadora (Fuente propia)**

### **3.2 Cálculo de los elementos Rodantes**

Para el caso que se va a estudiar se va a seleccionar los rodamientos de bolas de una hilera, se ha seleccionado este tipo de rodamientos por su alta desempeño ante cargas radiales, axiales y combinadas. Su funcionamiento a altas velocidades no causa desalineamiento y no genera ruido, además de ser más económicos. son una alternativa mucho eficiente para el diseño del sistema a implementarse. En la Figura 3.2, se puede apreciar cómo se ha seleccionado rodamiento de bolas

de una hilera en base al diámetro del eje donde se colocará y la carga a la que será sometido. Como se puede observar en el Anexo 2



**Figura 3.2. Rodamiento de bolas de una hilera (Leon, 2019)**

### **3.3 Cálculos Estructurales**

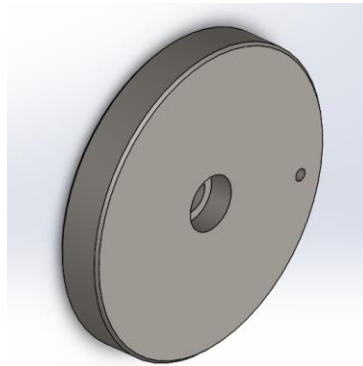
En el apartado de los cálculos estructurales se tomara en cuenta las tensiones y deformaciones a las que deberán estar sometidos los distintos elementos mecánicos, tanto como los apoyos de para el eje donde ira montado el disco, el eje motriz donde estará montado el disco con la masa desbalanceadora, el motor sujeto con pernos a la bancada de la máquina, la relación de transmisión que se utilizara para obtener la velocidad máxima en el régimen de análisis, las correas y poleas que nos ayudaran con el aumento de la velocidad angular del motor al eje y por último la selección del transductor de fuerza que se utilizara para la recopilación de datos con un margen mínimo de error y así poder cuantificar de una manera eficiente los datos obtenidos.

### **3.4 Disco principal**

El disco es la parte más importante del mecanismo desbalanceador, este elemento mecánico está fabricado en acero A-36, se encarga de generar la carga vertical mediante la generación de fuerza centrífuga, y por medio de los soportes del eje de distribución esta será transmitida hacia la



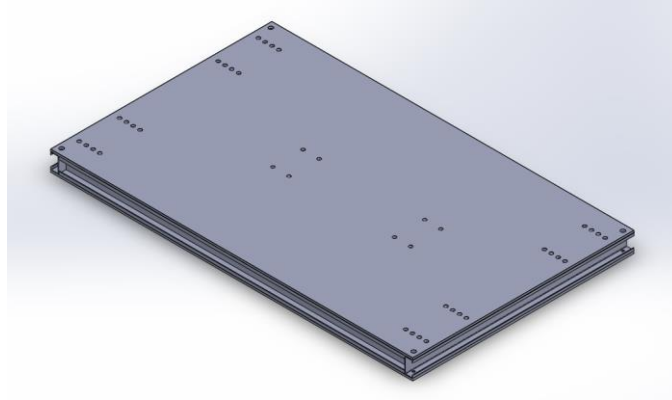
placa de apoyo principal en la bancada, este elemento gira a una velocidad angular transferida desde el motor por el sistema de transmisión en una frecuencia de 20 Hz hasta los 80Hz , en su parte inferior está colocada una carga de 0.5 kg en un radio del eje principal de 0.4 m para así obtener la fuerza centrífuga de 10 KN. En la Figura 3.3 se puede apreciar el disco desbalanceador usado para el diseño de la maquina



**Figura 3.3. Disco desbalanceador (fuente propia)**

### **3.5 Bancada**

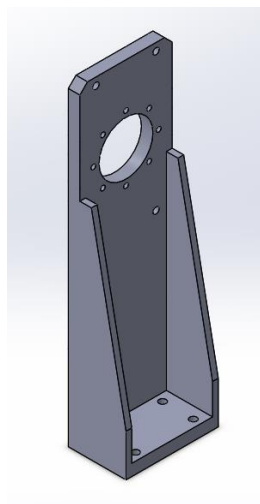
La placa de apoyo es uno de los principales componentes mecánicos de la máquina, ya que sobre esta ira montado los elementos mecánicos que generan movimiento por lo cual se ha seleccionado una placa de acero de 10 mm para ser el soporte superior, una estructura interna conformada de correas para darle más rigidez a la banda y una placa de acero de 10mm para ser el soporte inferior de la estructura. Esta a su vez funcionara en conjunto con una estructura de soporte intermedia, con esto se quiere lograr una transmisión directa de cargas verticales que puedan ser cuantificadas. En la Figura 3.4, se puede apreciar la bancada en la cual irán colocados todos los elementos del sistema desbalanceador.



**Figura 3.4. Bancada** (fuente propia)

### 3.6 Soportes

Los apoyos de los ejes son elementos mecánicos cuya función principal es la de soportar las cargas axiales que se generaran al momento que el disco desbalanceador comience a girar, para comprobar su correcto funcionamiento y resistencia se requiere hacer una simulación en la cual se los va a someter a cargas axiales, cuantificando así su deformación y si es aceptable o no para el diseño. En la Figura 3.5, se puede apreciar el soporte de los ejes los cuales deben soportar la carga vertical transferida por el sistema de disco con masa desbalanceadora.

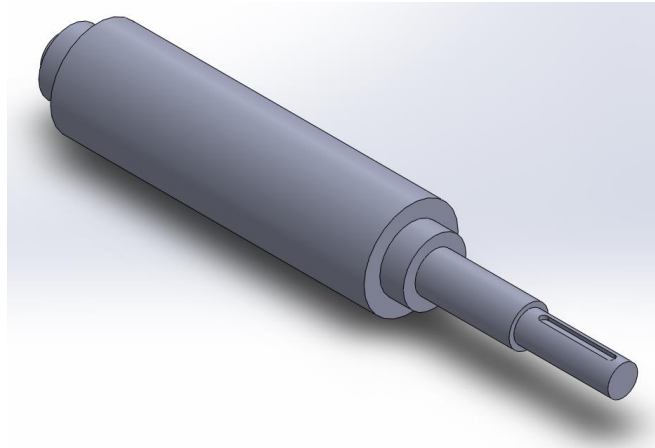


**Figura 3.5. Soporte de eje** (fuente propia)

### 3.7 Eje de distribución

Mediante el análisis de cargas axiales se realizó el diseño para que pueda resistir una carga mínima de 10000 N, pero para la simulación se tomó en cuenta con el peso adicional que generaran el disco, la masa descentrada y los elementos rodantes

En la simulación se quiere obtener parámetros de deformación que sufrirá el eje a medida que la fuerza del disco vaya aumentada. En la Figura 3.6, se puede apreciar cómo se ha diseñado el eje de distribución en cual es un elemento importante de diseño, pues este elemento será el encargado de soportar la fuerza centrífuga generada por el disco con masa desbalanceadora



**Figura 3.6. Eje de distribución** (fuente propia)

### 3.8 Motor

En este apartado se definirá los parámetros óptimos para que exista movimiento y transmisión de fuerza. Como previamente se ha analizado la velocidad mínima que el motor deberá tener será de 1400 rpm y una potencia de 15 kW. También se ha analizado un requerimiento para la selección del motor el cual es el costo que no debe ser muy alto, es decir se tiene que seleccionar la opción más económica como se vio en el análisis funcional. Tomando en cuenta se ha seleccionado del catálogo un motor de 20 Hp, 4 polos, y una velocidad 60Hz de 1800 RPM. En la

Figura 3.7, se puede apreciar una aproximación del motor seleccionado para el diseño de la maquina pues cumple con los requerimientos previamente analizados. Como se puede observar en el Anexo 3



**Figura 3.7. Motor trifásico 4 polos**

Características del motor

Motor eléctrico trifásico 15kW 20hp 220/400Vac., 18000 rpm (4 Polos), Brida B3 patas, carcasa en aluminio reducida. Fabricado bajo normativa europea IE2 IP55.

Tensión: 220/400Vac 50/60Hz, Número de polos: 4, Revoluciones: 1800 rpm, Brida: B3 Patas, Eficiencia energética: IE2

### **3.9 Relación de transmisión**

La relación de transmisión en el caso de estudio debe ser de 2,66 para lograr la velocidad final requerida, ya que en este caso se analizará con una variación del régimen de frecuencia desde un valor mínimo de 20 Hz hasta el máximo de 80 Hz para obtener la velocidad máxima. Además de que el sistema de transmisión servirá como un aislante entre el eje motriz del motor y el eje de distribución alargando la vida útil del mismo.

Cálculo de la relación de transmisión

$$Rt = \frac{Vf}{Vo} = \frac{D1}{D2} \quad (3.1)$$

Donde

Rt = relación de transmisión

Vf = velocidad final

Vo = velocidad inicial

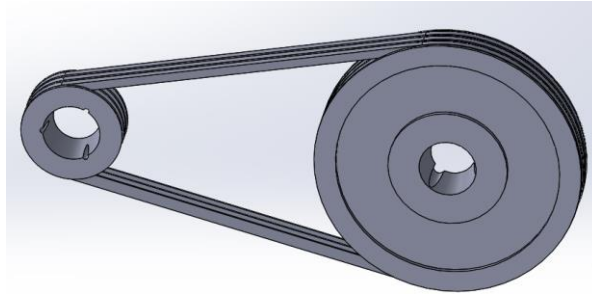
En nuestro caso tenemos como dato principal la velocidad inicial y la final que deber desarrollar el sistema para que cumpla con nuestros requisitos, con lo que nos basamos en la ecuación (3.1) para obtener la relación de transmisión.

$$Rt = \frac{4800 [RPM]}{1800 [RPM]} = 2.66$$

### **3.10 Correas y poleas**

En este apartado se procederá a la selección de correas y poleas en el cual se requiere elevar la velocidad de giro del motor hacia el eje de distribución de una velocidad inicial de 1800 rpm a 4800 rpm, En este caso se ha optado por el uso de un programa de cálculo patentado y probado para la selección de estos elementos, este programa nos permite ingresar variables de velocidad inicial, velocidad final, tipo de sistema al cual va a ser aplicado en este caso vibratorios y la potencia del motor que se piensa utilizar. Los resultados vienen acompañados de una hoja de resultados en los cuales se detalla información necesaria en la cual se ha basado para la selección de las poleas y correas más adecuadas. En la Figura 3.8, se puede apreciar el sistema de transmisión seleccionado para el diseño el cual constara de 3 correas trapezoidales para altas velocidades y con

un factor de transmisión de carga alto, cuenta además con 2 poleas (conductora y conducida) las cuales se encargarán de elevar la velocidad. Como se muestra en el Anexo 4



**Figura 3.8 Sistema de transmisión por poleas y bandas** (fuente propia)

Se ha utilizado el programa patentado de la marca Optibelt utilizando los criterios de diseño

Velocidad de operación del motor: 1800 RPM - 4800 RPM, de 15 [kW] a 60 [Hz],

Máquina que se va a accionar: Máquina vibradora

La relación de transmisión: 0,266

Distancia entre centros de las poleas: 320 mm

### **3.11 Transductores de fuerza**

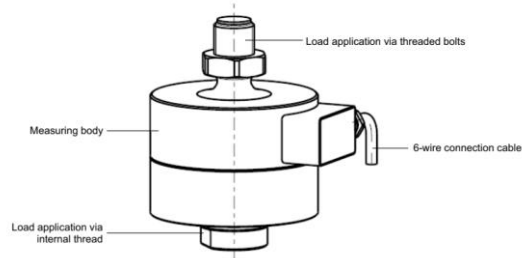
El este apartado se requiere seleccionar elementos de control para cuantificar los valores de fuerza que genera el sistema, en los apartados anteriores se detalla los valores de fuerza que estos deberán recoger

Características para la selección del transductor de fuerza:

4 puntos de apoyo para la cuantificación de datos de fuerza

Una fuerza máxima de 20000 [N]

Se ha optado por la selección de transductores de un catálogo HBM, como se muestra en el Anexo 5



**Figura 3.9. Transductor de fuerza (Garbi, 2013)**

#### **4 MODELO MATEMÁTICO DEL MECANISMO DE MASA DESBALANCEADORA**

En este apartado nos concentraremos en las ecuaciones que gobiernan este sistema de masa desbalanceadora, llegando a la obtención del resultado deseado.

##### **4.1 Ecuación general que gobierna el sistema amortiguado sometido a una fuerza armónica**

$$M_{st} * \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + C * \frac{\partial x}{\partial t} + kx = F * \cos(\omega t) \quad (4.1)$$

Al no ser amortiguado la ecuación se reduce a C=0

$$M_{st} * \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + kx = F * \cos(\omega t) \quad (4.2)$$

Se obtiene una solución homogénea

$$X_h(t) = C1 * \cos(\omega_n * t) + C2 * \sin(\omega_n * t) \quad (4.3)$$

Se conoce que, si el sistema está gobernado por una fuerza armónica este mantendrá la misma frecuencia para la solución, por lo que se obtendrá una solución particular para el sistema.

$$X_p(t) = X * \cos(\omega * t) \quad (4.4)$$

Sustituimos 4.4 en la ecuación 4.2

$$X = \frac{F}{k - m * \omega^2}$$

Donde

X= amplitud máxima de la solución particular

W = frecuencia del sistema

m= masa total del sistema

k= constante de rigidez del material base

## **4.2 Cálculos para el sistema de masa desbalanceadora de disco**

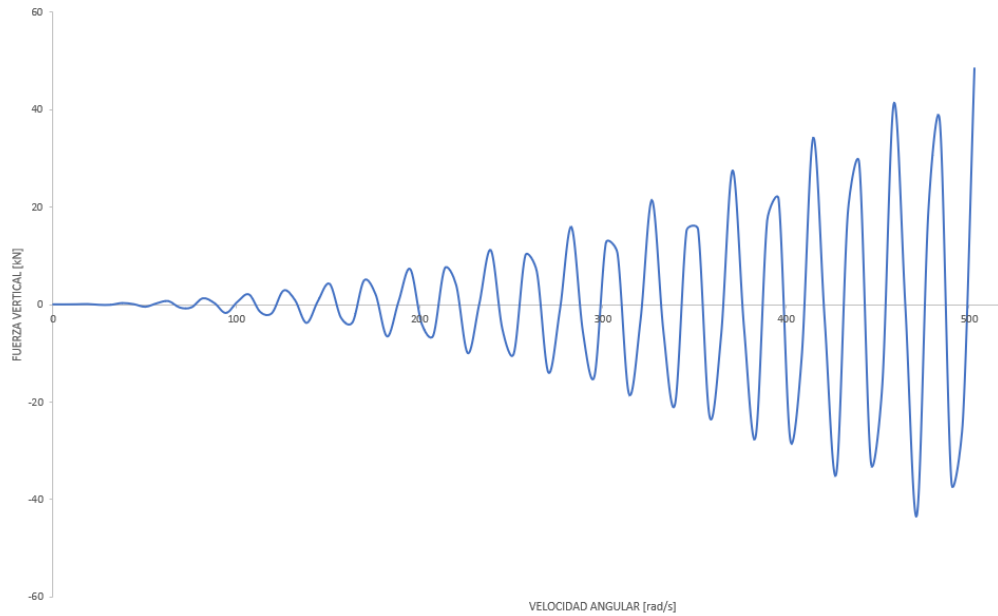
### ***Cálculo de la fuerza centrífuga***

Mediante la aplicación de la ecuación (1.11) se procede a obtener el componente de la fuerza centrífuga para nuestro caso de estudio.

$$F_c = 0,5 [kg] * 0,4[m] * \left(226,19 \left[\frac{rad}{s}\right]\right)^2 = 10232.85 [N]$$

La fuerza centrífuga necesaria para el sistema es de 10 [kN] por lo que se aproxima, en el sistema se comenzara el a análisis desde la 30 [Hz] hasta 80 [Hz] ya que los transductores de fuerza están calibrados para soportar 50 [kN]. cómo se observa en la Figura 4.1, la frecuencia de 80 [Hz] se representa como 502,65 [rad/s]





**Figura 4.1. Fuerza centrífuga vs velocidad angular (fuente propia)**

### ***Cálculo de la rigidez de la placa***

En este apartado hemos tomado como una placa rígida de acero para acercarnos a la simulación, ya que en el diseño se ha instalado una estructura interna conformada por correas las cuales aumentan la rigidez de la bancada sin aumentar demasiado el peso.

Datos de diseño

$$E=2,1 \times 10^{10} \text{ kg/m}^2$$

Calculamos la inercia de la placa con la aplicación de la ecuación (1.7), tomando en cuenta que es la geometría es una placa plana.

$$I = \frac{1}{12} * 1100 \text{ [mm]} * (100 \text{ [mm]})^3 = 0,091 \times 10^{-3} \text{ [m}^4\text{]}$$

Calculamos la rigidez de la placa mediante la aplicación de la ecuación (1.8), tomando en cuenta que se esta tomando a la placa plana como una viga.

$$k = \frac{192 * E * I}{L^3} = \frac{192 * 2,1 * 10^{10} \left[ \frac{kg}{m^2} \right] * 0,091 * 10^{-3} [m^4]}{(1,8[m])^3}$$

$$k = 0,0629 * 10^9 \left[ \frac{kg}{m} \right]$$

### ***Cálculo de la amplitud de deformación en la bancada***

Calculamos la amplitud máxima para el régimen que estamos usando para nuestro caso de estudio el cual mediante la aplicación de la ecuación (1.12), tomando en cuenta que se está aplicando una precarga de 100 [kg] adicionales para la masa total de los componentes situados sobre la bandada.

$$X = \frac{F}{k - m * \omega^2}$$

$$m = \frac{1554,3 + 100 \text{ kg}}{9,8 \text{ m/s}^2} = 168,80 \left[ \frac{kg * s^2}{m} \right]$$

$$X = \frac{10323,85[N]}{0,0629 * 10^9 \left[ \frac{kg}{m} \right] - 168,80 \left[ \frac{kg * s^2}{m} \right] * \left( 226,19 \left[ \frac{rad}{s} \right] \right)^2}$$

$$X = 0,01924 [mm]$$

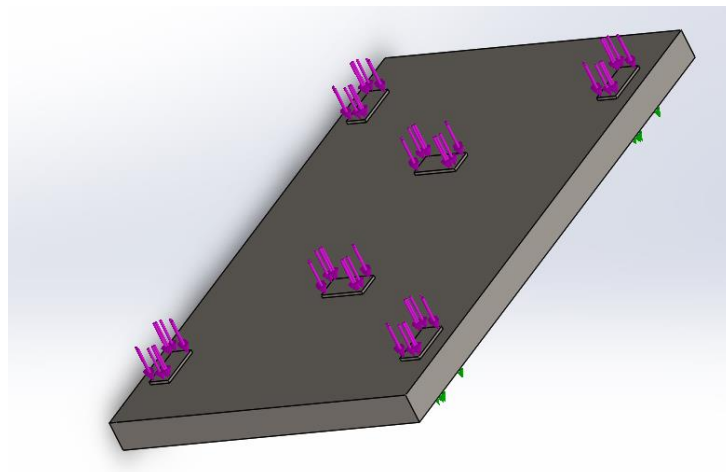
En este caso se ha tomado dos puntos de aplicación de la fuerza que transfiere el disco con masa desbalanceadora para acercarse al resultado de la simulación.

## 5 RESULTADOS Y ANALISIS

En este apartado se ha realizado un análisis estructural de las piezas que conforman la máquina con lo que se verificara si el diseño adoptado por nuestra parte es válido para las especificaciones técnicas previamente seleccionadas.

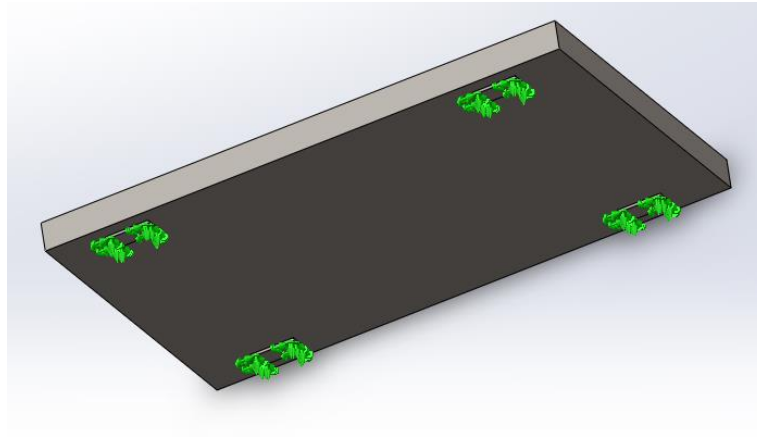
### 5.1 Análisis estático de la bancada

El material seleccionado para la construcción de la placa de soporte de la bancada ha sido el más común acero ASTM A-36 para las placas superior e inferior, en tal caso se ha optado por una estructura interna compuesta por correas tipo G de 40x80x15. Se ha realizado un estudio de análisis estático tomando en cuenta la fuerza centrífuga que el mecanismo de masa desbalanceadora va a proporcionar y el peso de los materiales juntos, que sumados nos genera una carga de 11 kN, y en los puntos de contacto de los soportes del contrapeso que en este caso es un tanque de agua de 100 [kg], lo que nos dará una carga de 1000 [N] con el peso del tanque. En la placa superior se ha colocado las cargas en los sitios en los que se encuentran los apoyos del eje de distribución. En la Figura 5.1 y 5.2, se puede apreciar cómo se colocó las cargas verticales y apoyos en la bancada



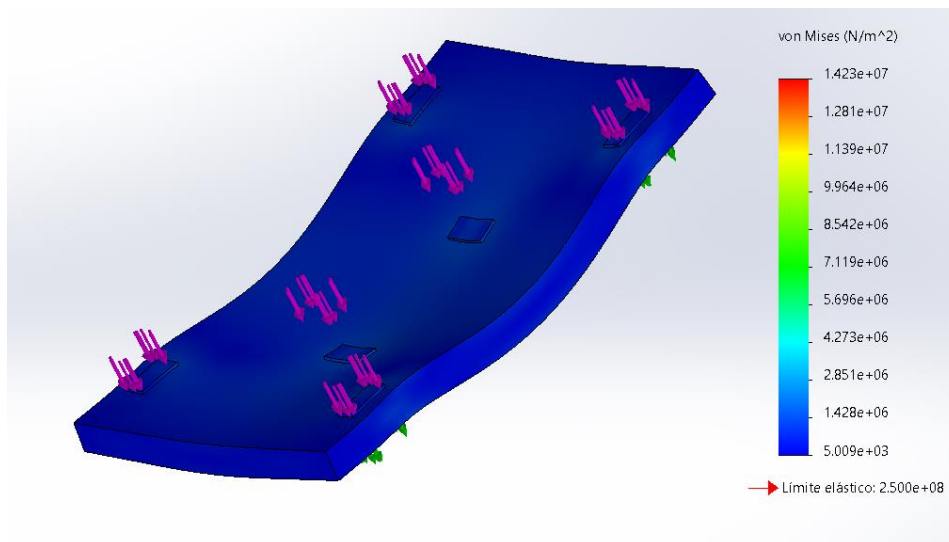
**Figura 5.1. Análisis estático de la bancada (fuente propia)**

Para la placa inferior se ha colocado 4 puntos de apoyo los cuales estarán colocados sobre los rieles a una distancia normada de 1435 mm de separación, dichos puntos de apoyo serán considerados fijos para realizar el estudio de deformación.



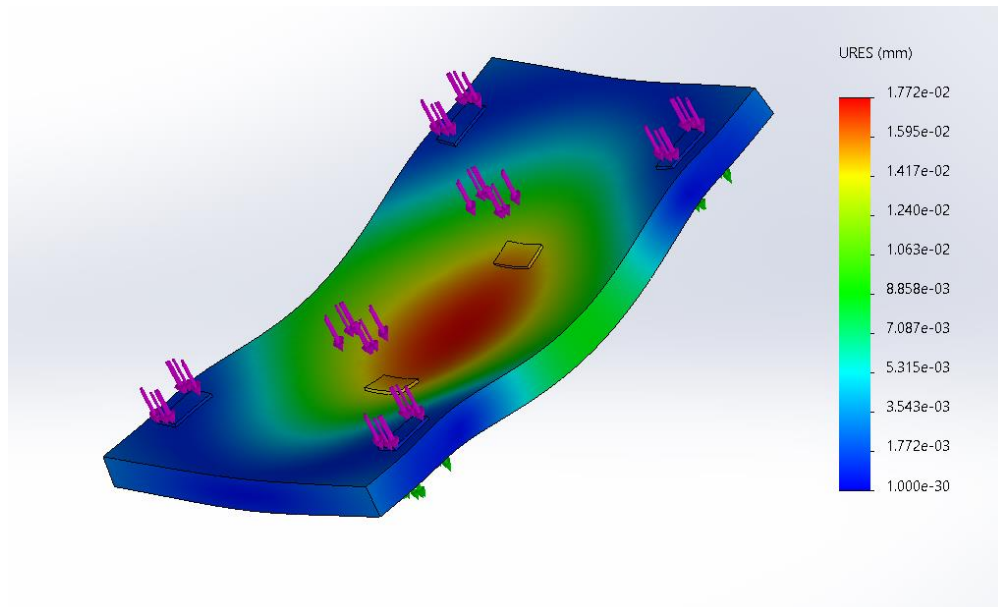
**Figura 5.2. Colocación de apoyos de bancada (fuente propia)**

Como resultado se ha obtenido que la placa base de la bancada resistirá una tensión máxima de 14 MPa. En la Figura 5.3, se puede observar la máxima tensión resultante en la bancada



**Figura 5.3. Esfuerzos de Von mises (fuente propia)**

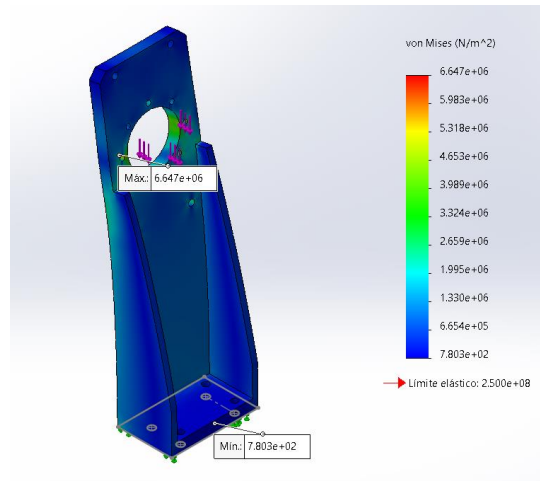
La deformación unitaria en el caso de la placa fue de 0,0177 mm lo cual no sobrepasa un margen crítico. En la Figura 5.4, se puede observar la deformación máxima producida en la bancada



**Figura 5.4. Deformación máxima de la bancada (fuente propia)**

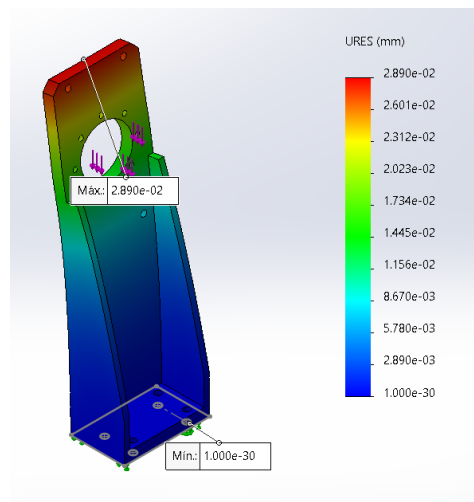
## **5.2 Análisis estático para los soportes del eje**

Para los elementos de soporte del eje se ha realizado un análisis estático, en el cual se ha tomado como referencia la fuerza vertical que a la cual estará sometido, esta fuerza proporcionada por el mecanismo de masa desbalanceada es de 10 [kN] aproximadamente. Como se observa en la Figura 5.5, se tomó como punto fijo la base del soporte el cual estará empernado mediante 4 pernos, los cuales aseguran una correcta transmisión de carga hacia la bancada de la placa principal.



**Figura 5.5. Esfuerzos de Von mises para los soportes**

Mediante el análisis se puede observar que los soportes del eje de distribución están diseñados para resistir una tensión vertical de aproximadamente 6,5 MPa. En la Figura 5.6, se puede observar la deformación máxima en los soportes.

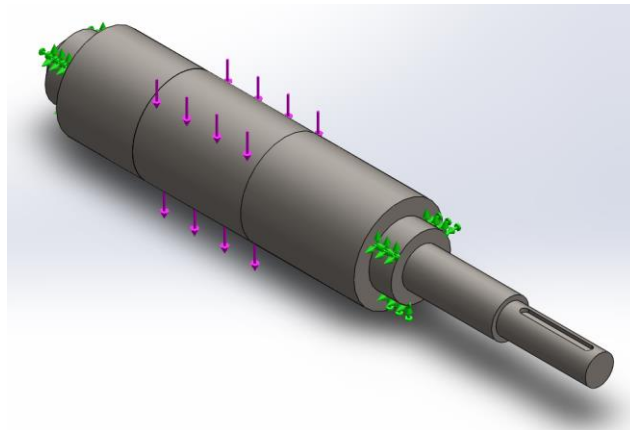


**Figura 5.6. Deformación máxima en los soportes (fuente propia)**

Como se puede apreciar el soporte presentara una deformación de 0,0289 mm en la parte superior lo cual no representa un valor crítico para el diseño.

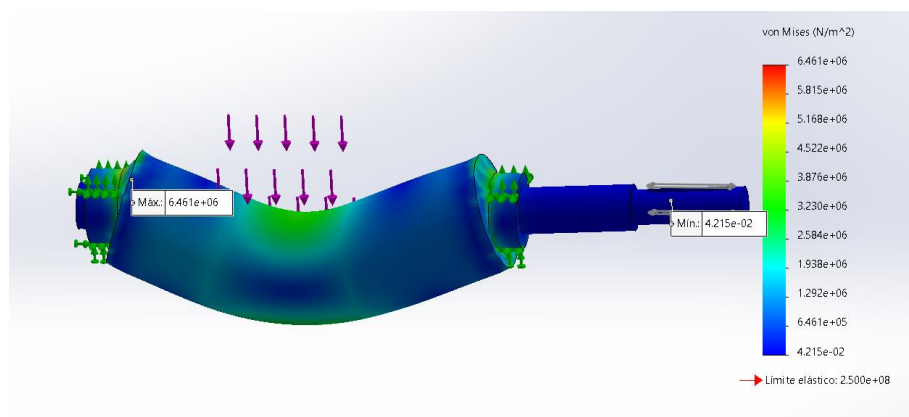
### 5.3 Análisis estático para el eje de distribución

En el caso del eje se ha realizado un ensayo de cargas en el cual se debe considerar que este eje de distribución funciona en complemento con el disco y la masa desbalanceadora, por lo que se debe considerar el peso del disco y la masa al momento de realizar el ensayo. En la Figura 5.7, se puede observar cómo se colocó la carga y los puntos de apoyo en el eje de distribución



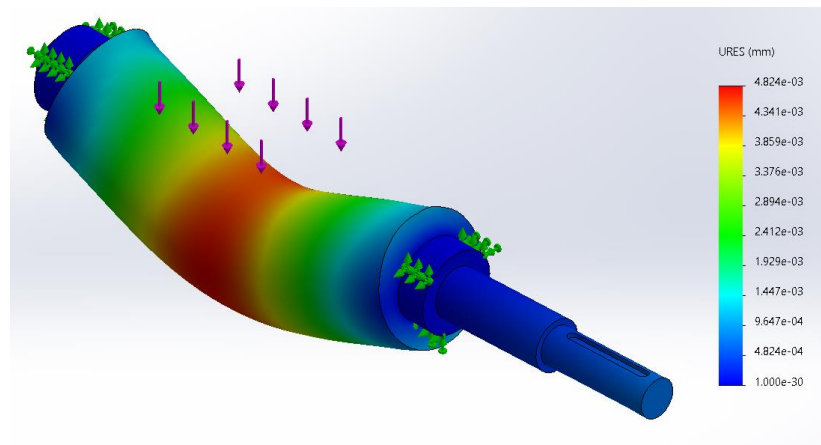
**Figura 5.7. Colocación de cargas para el análisis estático (fuente propia)**

Se tomo como puntos de referencia los diámetros del eje que van a estar montados rodamientos de bolas, estos rodamientos han sido seleccionados por que su aplicación y respuesta ante cargas radiales. En la Figura 5.8 se puede observar la tensión máxima que soportara el eje



**Figura 5.8. Esfuerzos de Von mises en el eje de distribución (fuente propia)**

Como se puede observar en el análisis de cargas, se ha colocado la carga tomando en cuenta el peso del disco y la masa desbalanceadora en conjunto con la fuerza vertical que este genera para el ensayo, llegando a la conclusión se puede observar que el eje de distribución presenta una resistencia a la tensión máxima de 2,58 MPa. En la Figura 5.9, se puede observar la máxima deformación provocada por la carga en el eje de distribución.



**Figura 5.9. Deformación en el eje de distribución (fuente propia)**

Como se puede observar al aplicar las cargas en el eje de distribución este presenta una deformación de 0,0048 mm lo cual se encuentra en el rango de lo aceptable para que pueda operar.

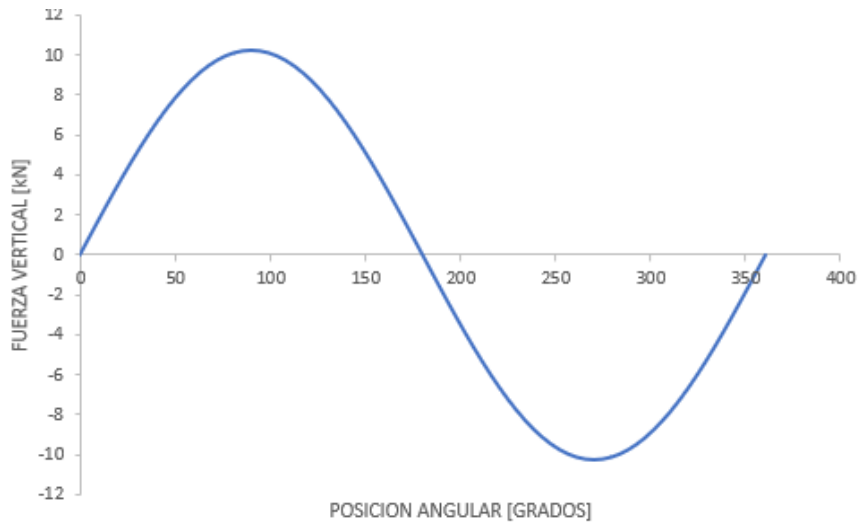
#### **5.4 Análisis dinámico de la bancada**

Para el análisis dinámico se ha optado por tablas de cálculo en las cuales se podrá apreciar el comportamiento sinusoidal de la fuerza y la amplitud de deformación que esta generara en la placa de la bancada, además se ha utilizado masas desbalanceador variables desde 0,3 [kg], 0,4 [kg] y 0,5 [kg], con las cuales se pretende demostrar el comportamiento dinámico ante una variación de pesos.



Ecuación de los componentes verticales de la fuerza. Como se observa en la Figura 5.10, la fuerza vertical que desarrolla el disco desbalanceador con respecto a la posición angular de la masa.

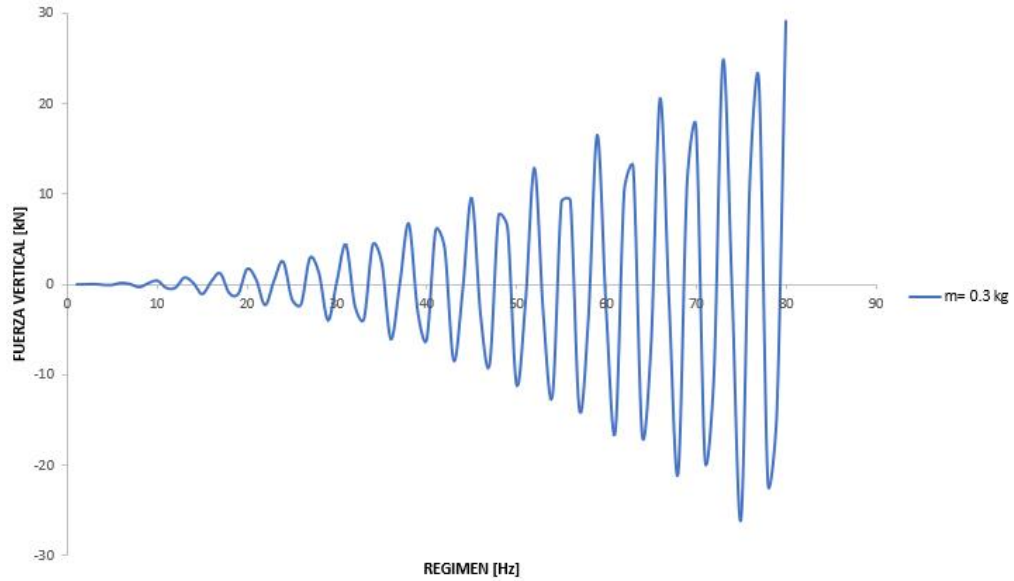
$$F_v = F_c * \text{sen}(\omega * t)$$



**Figura 5.10. Componentes verticales de la Fuerza centrífuga** (fuente Propia)

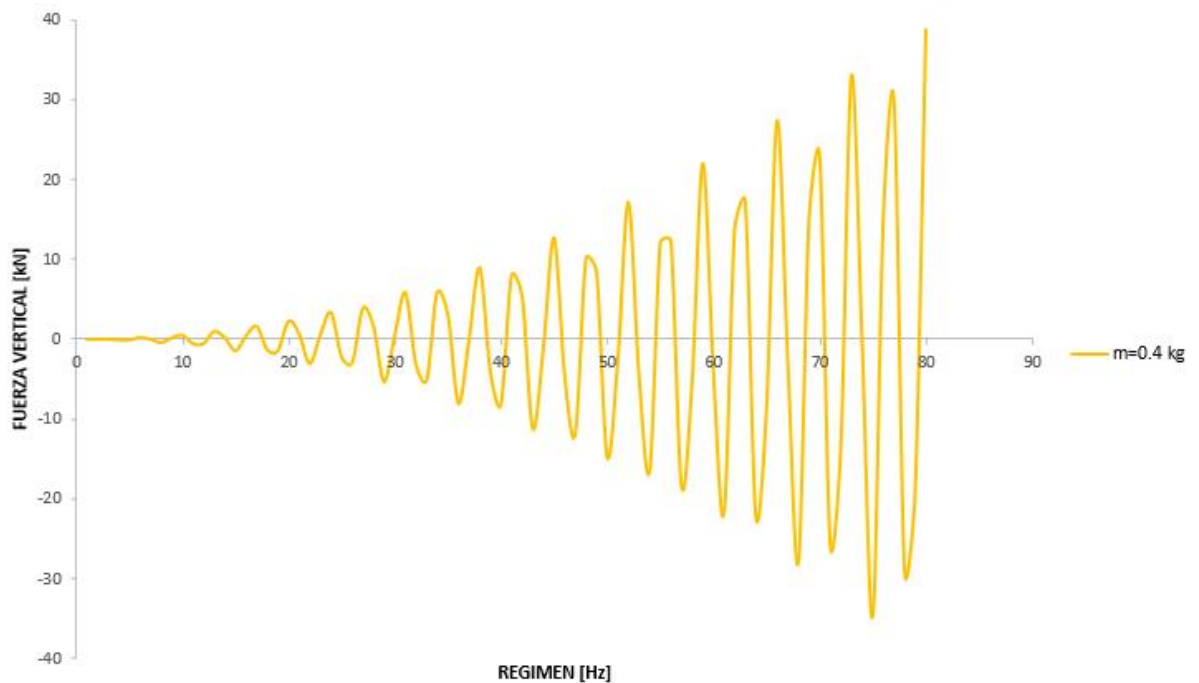
### 5.5 Transmisión de fuerza del disco desbalanceador con masas variables

Como parte del estudio del sistema de disco desbalanceador se ha optado por analizar, cuál será el comportamiento de la fuerza generada si se usara distintas masas para desbalancear el sistema, manteniendo el hecho de que solo una masa deberá ser colocada a la vez. Como se observa en la Figura 5.11.



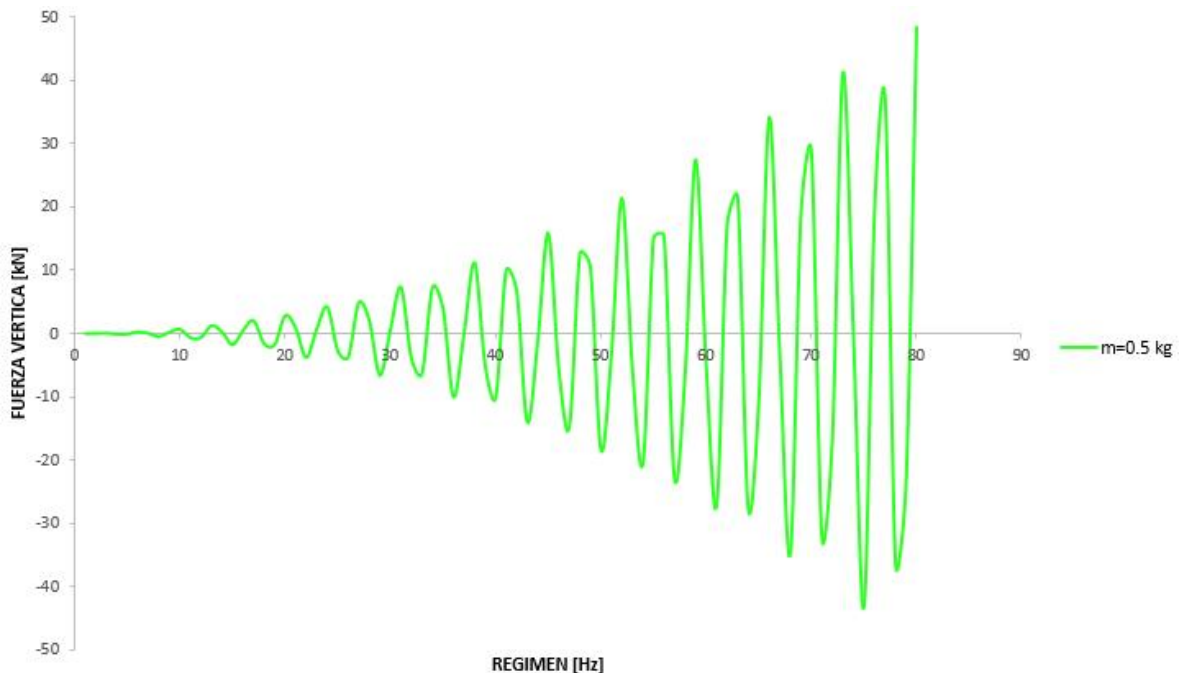
**Figura 5.11. Fuerza vertical desarrollada con masa de 0,3 [kg]** (Fuente propia)

Para continuar con el análisis se ha graficado el comportamiento del sistema de disco desbalanceador con una masa desbalanceadora de 0,4 kg. Como se observa en la Figura 5.12.



**Figura 5.12. Fuerza vertical desarrollada con masa de 0,4 [kg]** (Fuente propia)

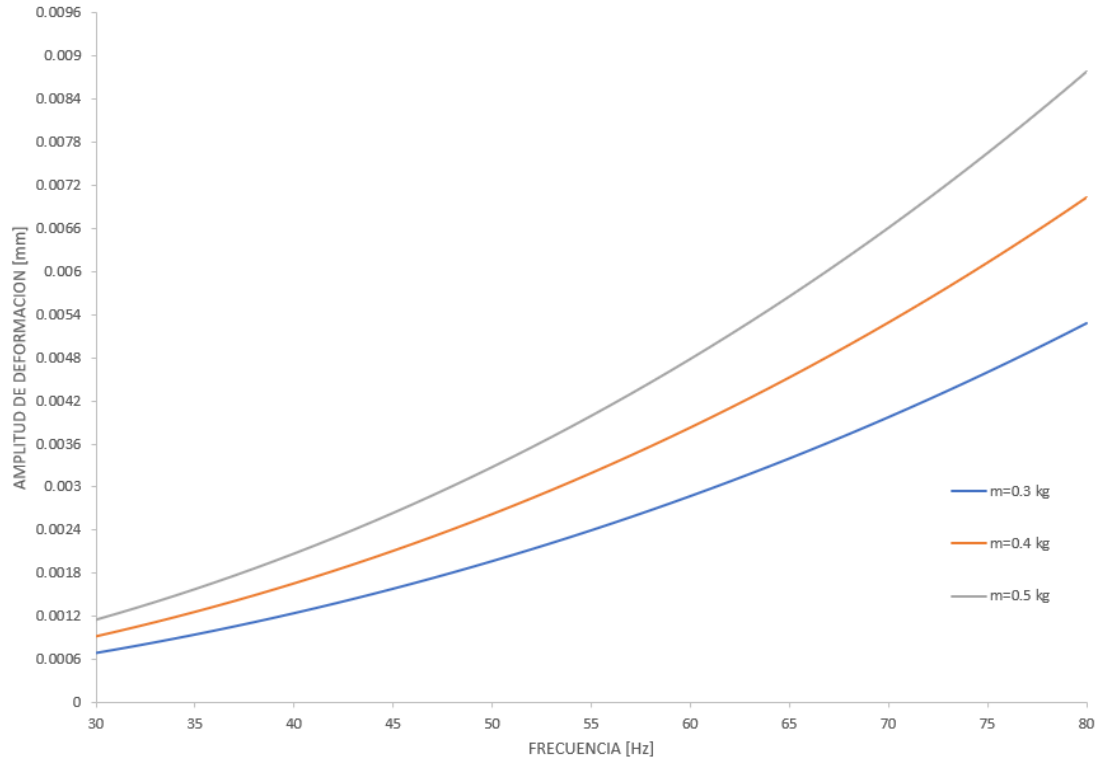
Se ha analizado el desarrollo de la fuerza vertical para el disco desbalanceador del diseño propuesto con una masa de 0,5 [kg], la cual tendrá una tendencia como se observa en la Figura 5.12.



**Figura 5.12. Fuerza vertical desarrollada con masa de 0,5 [kg]** (Fuente propia)

### 5.6 Cálculo de la máxima amplitud presente en el sistema

Como se ha observado el sistema de disco desbalanceador presenta una respuesta dinámica de su componente de fuerza vertical a medida que se varia la masa desbalanceadora, por lo cual esto afecta directamente a la amplitud de deformación presente en la bancada. Como se observa en la Figura 5.13 la amplitud desarrollada de la placa a distintas masas.



**Figura 5.13. Máxima amplitud del sistema con distintas masas** (Fuente propia)

En la Figura 5.13, se representa la variación de la amplitud de vibración resultante en el sistema cuando se utiliza distintas masas desbalanceadoras, para el caso de estudio se ha colocado masas de 0,3 [kg], 0,4 [kg] y 0,5 [kg], cuyas respuestas dinámicas se han representado con los colores azul, naranja y gris respectivamente, Se ha optado por comenzar el análisis partiendo desde un régimen de 30 [Hz] a 80 [Hz], se obtiene que la máxima amplitud que se podrá obtener en este caso será de 0,0052 [mm], 0,007 [mm] y 0,0087 [mm].

El análisis del tercer caso es primordial para nuestro caso de estudio, puesto que para la masa desbalanceadora de 0.5 [kg] es la que se ha diseñado el sistema de masa desbalanceada y en base sus resultados se han diseñado los componentes mecánicos.

## 6 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 6.1 Conclusiones

- Con el análisis estático de los elementos mecánicos los cuales componen la máquina, se ha observa que cumplen con las características necesarias para operar en un régimen máximo de 80 Hz sin presentar problemas.
- Mediante la recopilación de información basadas en mecanismos desbalanceadora, el sistema de disco con una masa desbalanceadora, es un mecanismo de fácil acceso y construcción, por lo que se lo considero como la mejor opción para este proyecto, ya que sus características técnicas fueron las que más se asemejan a los criterios tomados en la casa de la calidad.
- Mediante la simulación de los elementos mecánicos mediante el uso de software Solid Works, se puedo observar que la aplicación de cargas sobre los puntos de contacto de los soportes del eje y los soportes de la precarga en este caso el tanque de agua en la bancada que esta presenta una deformación máxima 0,0177 [mm], muy cercana a la respuesta obtenida teórica.
- Como se observa en la Figura 5.11, la fuerza vertical transmitida cuando de coloca una masa desbalanceada de 0,3 [kg], va aumentando a medida que aumenta el régimen al cual está trabajando, llegando a una fuerza transmitida máxima de 29 [kN] a un régimen de 80 [Hz]
- En la Figura 5.12, se observó que la fuerza vertical trasmitida por el sistema que funciona con una masa desbalanceadora de 0,4 [kg], va aumentando según el régimen de trabajo al que se encuentre hasta llegar a un máximo de 38 [kN] a un régimen de 80 [Hz]

## **6.2 Recomendaciones**

- Si se deseara un mecanismo desbalanceador con mayor precisión se recomienda el uso de dispositivos calibrados disponibles en el mercado nacional o de equipos especializados para controlar su fuerza centrífuga como los motovibradores eléctricos.
- En caso de que la construcción del prototipo del mecanismo desbalanceador de disco fuese a realizarse, se deberá tomar en cuenta la normativa de vías ferroviarias actuales en el país para no cometer errores de colocación de los apoyos.
- En el análisis estático de los elementos mecánicos sometidos a esfuerzos, se deberá tomar en cuenta el tipo de mallado que se va a utilizar en el software al momento de realizar la simulación, para poder validar los resultados obtenidos.

## 7 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

### 1. Bibliografía

- Alexander, U. N. (2022). *diseño Y simulacion de un acumulador de energia vibracional piezoelectrico para aplicaicones ferroviarias*. Quito: Escuela Politecnica Nacional .
- Arcos, R. (2016). *Methodology for the experimental evaluation of frequency response functions in the frame of railway-induced or construction-induced groundborne vibration*. Catalunya: Universitat Politècnica de Catalunya.
- Barra, L. A. (2006). *BALANCEO DINAMICO DE SISTEMAS*. Chile: Universidad Austral de Chile.
- Echeverri, A. R. (2006). *ANALISIS VIBRACIONAL DE MOTOVIBRADORES*. Medellin-Colombia: UNIVERSIDAD EAFIT.
- Garbi, J. R. (2013). *Dynamic Study of an Excitation Device for Testing of Aeronautical Structures*. CATALUNYA: UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA.
- Jaramillo, P. A. (2014). *Análisis modal del banco de ensayo de vibraciones del Laboratorio del Departamento de Ingeniería Mecánica*. Chile : Universidad del Bío-Bío.
- Javier, F. (2022). *Ensayos No Destructivos Aplicados a la Industria*. Buenos Aires: Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Haedo.
- Leon, L. I. (2019). *DISEÑO DE UN MÓDULO EDUCATIVO A ESCALA DE UNA ZARANDA*. Peru: PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ.
- Martínez-Batista, R. E. (2016). *Análisis vibratorio de una zaranda Modelo 740 para la clasificación de*. Cuba: Universidad de Holguín “Oscar Lucero Moya”.
- Olias, A. C. (2019). *Caracterización dinámica de un martillo de impacto*. Sevilla: Escuela Técnica Superior de Ingeniería.
- Paulina, A. N. (2021). *DIAGNÓSTICO DE FALLAS EN SISTEMAS DE TRANSMISIÓN DEBIDO A DESBALANCEO POR MEDIO DE ESPECTRO VIBRACIONAL*. Riobamba: ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO.
- Ramírez, D. R. (2014). *Prototipo didáctico de mesa vibratoria para el análisis y*. Mexico: Tecnológico De Monterey.
- Rao, S. S. (2012). *Vibraciones Mecánicas*. Londres: Pearson.
- Rios, O. J. (2023). *Transmisión por Cadena*. Tolima: Universidad de Ibagué.
- Rocio, V. M. (2021). *Análisis crítico del Método de la Impronta para el cálculo de*. Valencia: Universidad Politecnica de Valencia.
- Ruben, C. M. (2020). *diseño de un exitador electrodinamico de bajo costo* . Argentina: Universidad Tecnologica Nacional .

- Vaquero, I. A. (2006). *OPTIMIZACIÓN Y ANÁLISIS DE COMPORTAMIENTO*. Santander: UNIVERSIDAD DE CANTABRIA.
- Vazquez, J. T. (2015). *Construcción, ensamble y puesta en marcha de un Disco de Balanceo Activo con aplicación a sistemas rotodinámicos*. Mexico: INSTITUTO TECNOLOGICO DE TUXTLA GUTIERREZ.
- Vidal, A. (2009). *Vibraciones en las Vías de Ferrocarril*. Barcelona, España: Universidad Politecnica de Catalunya.
- Yañez-Valdez, R. (2018). *Control de vibraciones en viga empotrada sometida a*. Mexico: DIMEI-UNAM.
- Zaragüeta, F. R. (2010). *ANÁLISIS DE UNA VÍA CON*. Catalunya: Universidad Politecnica de Catalunya.





## 8.2 Anexo 2. Selección de rodamiento de bolas

Dimensiones (mm)				Índices de Carga Básica (N) (kgf)				Factor	Velocidad Límite (rpm)			Números de Rodamiento			
d	D	B	r min.	C <sub>r</sub>	C <sub>0r</sub>	C <sub>r</sub>	C <sub>0r</sub>	f <sub>0</sub>	Grasa		Aceite	Abierto	Blindado	Sellado	
									Abierto Z - ZZ V - VV	DU DDU	Abierto Z				
<b>80</b>	100	10	0.6	12 700	14 500	1 290	1 470	17.4	6 000	3 400	7 100	<b>6816</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
	110	16	1	25 000	24 000	2 540	2 450	16.6	5 600	3 200	6 700	<b>6916</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
	125	14	0.6	32 000	29 600	3 250	3 000	16.4	5 300	—	6 300	<b>16016</b>	—	—	—
	125	22	1.1	47 500	40 000	4 850	4 050	15.6	5 300	3 200	6 300	<b>6016</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
	140	26	2	72 500	53 000	7 400	5 400	14.6	4 500	3 000	5 300	<b>6216</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
<b>85</b>	170	39	2.1	123 000	86 500	12 500	8 850	13.3	4 000	2 800	4 800	<b>6316</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
	110	13	1	18 700	20 000	1 910	2 040	17.1	5 600	3 200	6 700	<b>6817</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
	120	18	1.1	32 000	29 600	3 250	3 000	16.4	5 300	3 000	6 300	<b>6917</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
	130	14	0.6	33 000	31 500	3 350	3 200	16.5	5 000	—	6 000	<b>16017</b>	—	—	—
	130	22	1.1	49 500	43 000	5 050	4 400	15.8	5 000	3 000	6 000	<b>6017</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
<b>90</b>	150	28	2	84 000	62 000	8 550	6 300	14.5	4 300	2 800	5 000	<b>6217</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
	180	41	3	133 000	97 000	13 500	9 850	13.3	3 800	2 600	4 500	<b>6317</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
	115	13	1	19 000	21 000	1 940	2 140	17.2	5 300	3 000	6 300	<b>6818</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
	125	18	1.1	33 000	31 500	3 350	3 200	16.5	5 000	2 800	6 000	<b>6918</b>	<b>ZZ</b>	<b>VV</b>	<b>DDU</b>
	140	16	1	41 500	39 500	4 250	4 000	16.3	4 800	—	5 600	<b>16018</b>	—	—	—

## 8.3 Anexo 3. Selección del motor

### MOTOR TRIFÁSICO CERRADO W22 IE2 IP55 1800RPM - 4 POLOS



Código	Potencia	Carcasa	Voltaje VAC	Forma Construc.	Precio
14690438	0.25HP (0.18kW)	63	220 - 380 - 440	B3L	93.15
14159736	0.5HP (0.37kW)	71	220 - 380 - 440	B3L	109.83
14159778	0.75HP (0.55kW)	71	220 - 380 - 440	B3L	124.09
11962873	1HP (0.75kW)	80	220 - 380 - 440	B3L	125.55
14689690	1.5HP (1.1kW)	L80	220 - 380 - 440	B3L	148.87
12231078	2HP (1.5kW)	90S	220 - 380 - 440	B3L	164.97
12020979	3HP (2.2kW)	L90	220 - 380 - 440	B3L	199.83
13589591	4HP (3kW)	100L	220 - 380 - 440	B3L	281.35
12020980	5HP (3.7kW)	100L	220 - 380 - 440	B3L	292.87
11706492	7.5HP (5.5kW)	112M	220 - 380 - 440	B3L	386.92
12585457	10HP (7.5kW)	132S	220 - 380 - 440	B3L	496.20
14682505	15HP (11kW)	132M	220 - 380 - 440	B3L	669.46
<b>11611780</b>	<b>20HP (15kW)</b>	<b>160M</b>	<b>220 - 380 - 440</b>	<b>B3L</b>	<b>893.07</b>
11779127	25HP (18.5kW)	160L	220 - 380 - 440	B3L	1,147.81
12226836	30HP (22kW)	180M	220 - 380 - 440	B3L	1,388.08
11666114	40HP (30kW)	200M	220 - 380 - 440	B3L	1,805.14
11815853	50HP (37kW)	200L	220 - 380 - 440	B3L	2,035.55
11707294	60HP (45kW)	225SM	220 - 380 - 440	B3L	2,692.87
11862605	75HP (55kW)	225SM	220 - 380 - 440	B3L	3,149.38

## 8.4 Anexo 4. Selección de poleas y rodamientos

### Optibelt- Calculo de transmisión



Remitente

Teléfono :	Teléfono :
Telefax :	Telefax :
e-mail :	e-mail :
internet :	internet :

#### Calculo de transmisión

Correas trapeciales con 2 poleas

Núm. de calculo :	C000000001	datos :	24.07.2023	Nº de serie :	
Proyecto :	0001	Nº de plano :	0001	Transmisión :	0001

Apreciados señores:

Según conversación telefónica, hemos realizado los cálculos partiendo de los datos técnicos que Uds. nos han facilitado.

La transmisión está dimensionada con:

- 3 x Correa trapecial estrecha Optibelt-SK SPZ 1270 Ld S=C plus

Polea motriz:

- Polea acanalada para casquillo cónico TB SPZ 280-3
- Casquillo cónico Optibelt TB 2517 (Diámetro de perforación 16-60 mm)

Polea conducida:

- Polea acanalada para casquillo cónico TB SPZ 106-3
- Casquillo cónico Optibelt TB 1610 (Diámetro de perforación 14-42 mm)

Para el ajuste del pretensado recomendamos el uso de los aparatos de medición Optibelt. Durante, así como después del montaje, dar algunas vueltas a la transmisión. De este modo las correas se asentarán correctamente en las poleas. El primer control de las correas se realizará entre las 0,5 y las 4 horas de trabajo. Controlar el tensado regularmente en periodos de 6 a 12 meses. Otras recomendaciones para el montaje y mantenimiento las encontrarán en la documentación de Optibelt.

En caso de tener alguna duda sobre nuestras recomendaciones rogamos contacte con nosotros en el nº de teléfono indicado.

Atentamente

Con relación a la responsabilidad sobre el cálculo, nos remitimos a nuestras condiciones generales de venta.

-1-

Release 6.043 05.01.2023

Pricelist 06/2012

Cliete:

Remitee:



**Calculo de transmisión**

Sobre la base de una vida teórica de 25000 h

Correas trapeciales con 2 poleas

Núm. de calculo : C000000001

datos : 24.07.2023

Nº de serie :

Proyecto : 0001

Nº de plano : 0001

Transmisión : 0001

La transmisión está dimensionada con:

- 3 x Correa trapecial estrecha Optibelt-SK SPZ 1270 Ld S=C plus
- Polea acanalada para casquillo cónico TB SPZ 280-3
- Casquillo cónico Optibelt TB 2517 (Diámetro de perforación 16-60 mm)
- Polea acanalada para casquillo cónico TB SPZ 106-3
- Casquillo cónico Optibelt TB 1610 (Diámetro de perforación 14-42 mm)

		<u>Observaciones</u>
Maquina motriz	: Motor eléctrico 60 Hz	
Maquina accionada	: Coladores rotativos, vibradoras	
Potencia calculada	PB : 21.00 kW	
Potencia de máquina motriz	P : 15.00 kW	
Par de giro polea motriz	M : 80 Nm	
Velocidad de giro	n1 : 1800 1/min	
Velocidad de giro efectiva	n2 : 4755 1/min	-45 1/min
Diámetro de referencia polea 1	dd1 : 280.00 mm	
Diámetro de referencia polea 2	dd2 : 106.00 mm	
desarrollo de referencia	Ld : 1270 mm	
Entreeje real	a : 320.01 mm	0.01 mm
Relación de transmisión efectiva	i : 0.38	1.0 %
Recorrido libre para montaje	y : 20.00 mm	
Recorrido libre para tensado / montaje	x : 25.00 mm	
Factor de carga real	c2 : 1.36	
Velocidad lineal de la correa	v : 26.39 m/s	Atencion!! Es necesario el equilibrado
Frecuencia de vibración	fB : 41.56 1/s	
Potencia nominal transmitible por correa	PN : 7.22 kW	
Factor de angulo de contacto	c1 : 0.98	
Factor de longitud	c3 : 0.96	
Arco de contacto polea pequeña	β : 148.45 °	
Ancho de la polea	b2 : 40.00 mm	
Longitud del ramal	l : 307.96 mm	
Número de correas calculado	zth : 3.10	Para c2 recalculado = 1.40
peso de la transmisión	: 0.28 kg	
Fuerza estática sobre el eje, primer montaje	Sast : 1443 N	
Fuerza axial estática (retensado)	Sast : 1110 N	
Fuerza axial dinámica	Sadyn : 856 N	

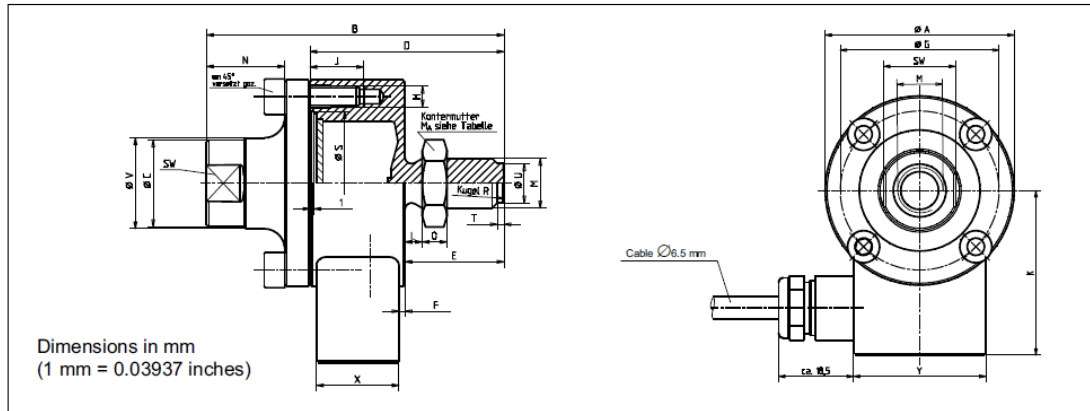
Recomendaciones de pretensado		Primer montaje	Posteriores
Para c2 recalculado = 1.40		Correas nuevas	Posteriores retensados
1. OPTIKRIK I	Tensión estática por correa :	250 N	192 N
2. Medición de la flecha de pretensado.	Fuerza de ensayo de carga :	25 N	25 N
	Profundidad de presión :	6.47 mm	7.33 mm
3. Factor de adición por 1000 m/m de desarrollo de correa	:	4.50 mm	3.34 mm
4. optibelt TT - medición de frecuencia ( 1 Hz - 600 Hz)	frecuencias :	94.35 1/s	82.75 1/s

Con relación a la responsabilidad sobre el cálculo, nos remitimos a nuestras condiciones generales de venta.

-2-

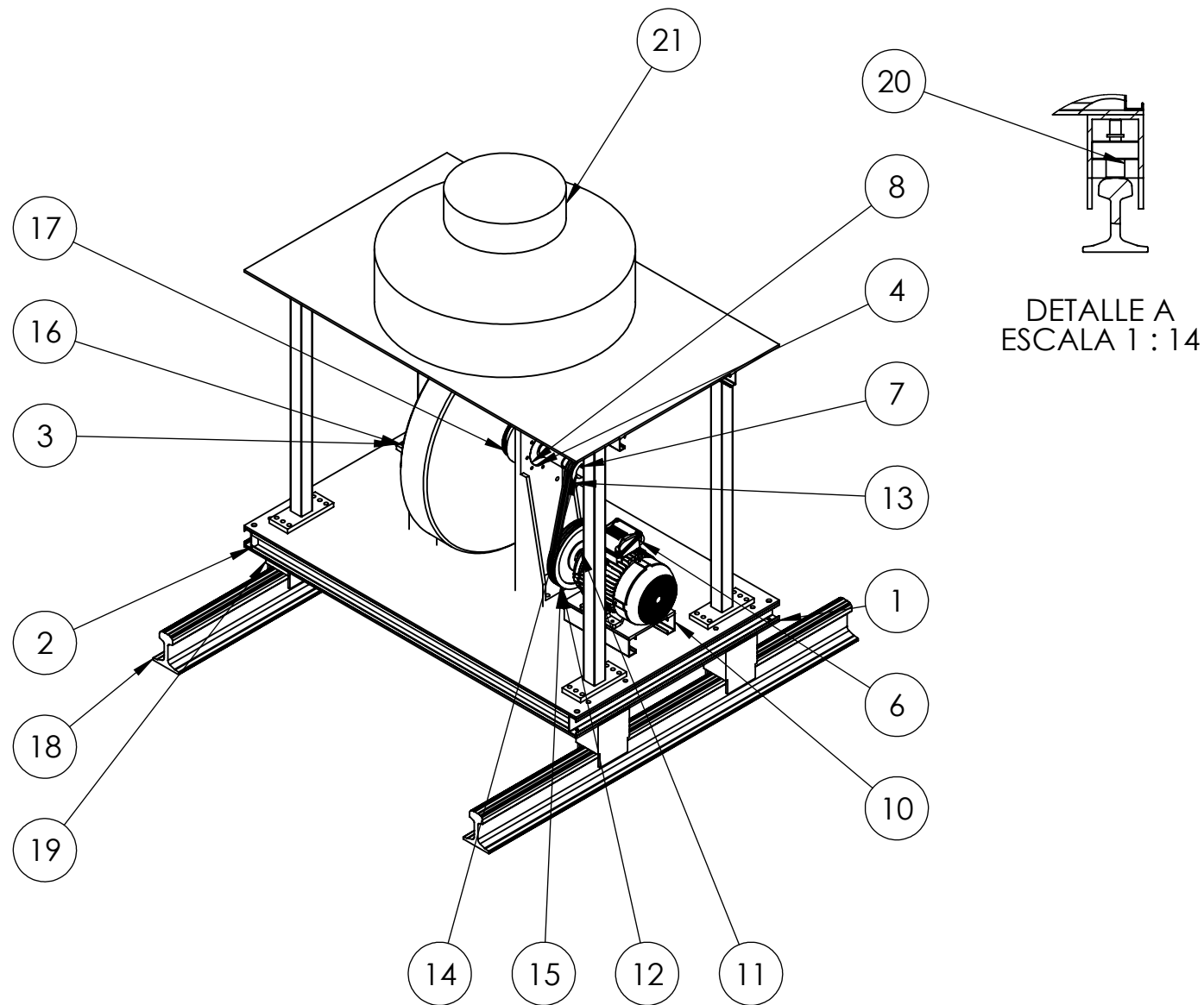
## 8.5 Anexo 5. Selección de transductores de fuerza

### Dimensions

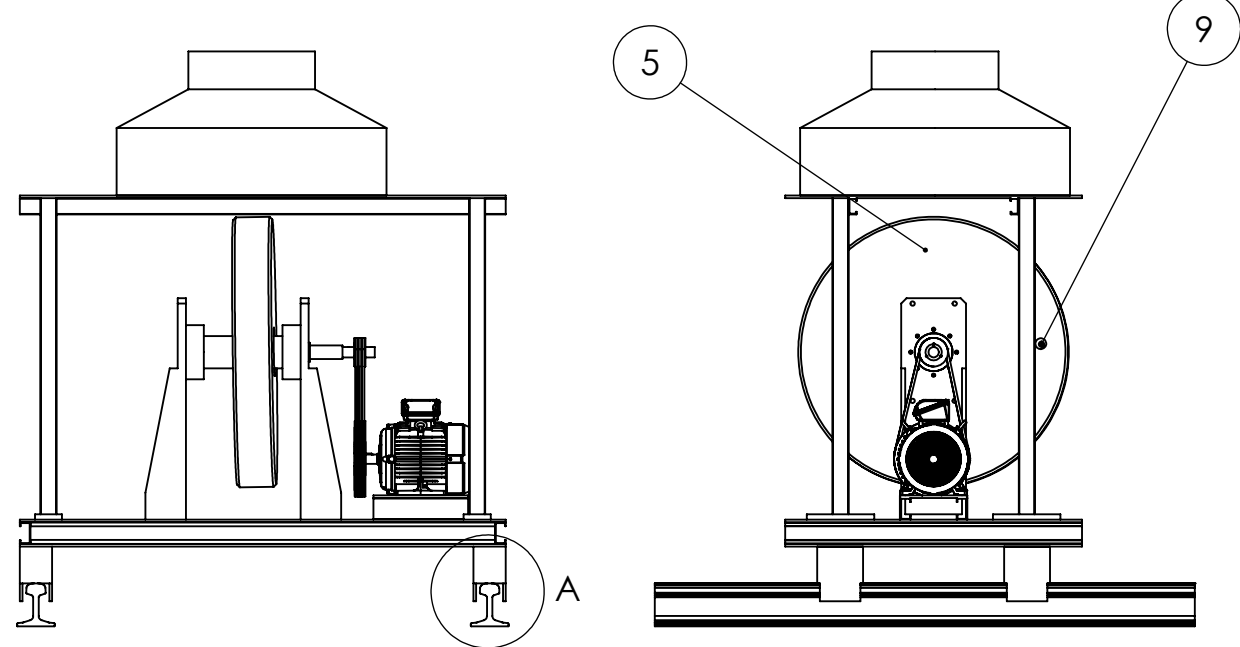


Nominal (rated) force	∅A <sub>0,2</sub>	B	∅C	D	E	F	∅G	H	J	K	L	M	N	O	∅S <sub>rg</sub> <sup>H</sup> <sub>8</sub>	A F	T	∅U	∅V	X	Y	M <sub>A</sub> (N·m)	Ball R
0.5-5 kN	50	72	21	47	24	1.5	42	4xM5	13	43.5	4.2	M12	19	6	34	19	1.6	9.5	22	20	35	60	60
10 kN											7.6												
20 kN	90	112	33	72	38	2	70	4xM10	20.5	63.5	10.6	M20x1.5	15	10	55	30		17	34	30	50	300	100
50 kN	100	141	40	86	47	6	78	4xM12	19	68	13.2	M24x2	20	12	61	36	2	20	42				
100 kN	135	197	68	122	67	17	105	8xM12	16	85.5	19	M39x2	29	19	79	60		36	70			-	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			-	

## 9 PLANOS DE DISEÑO



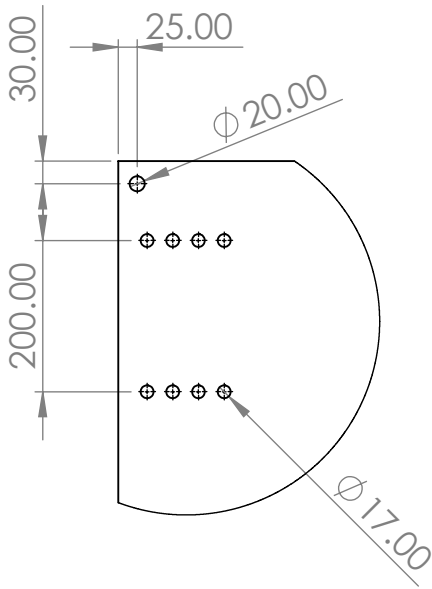
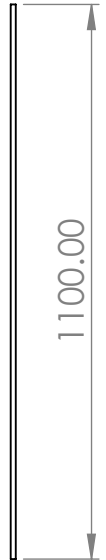
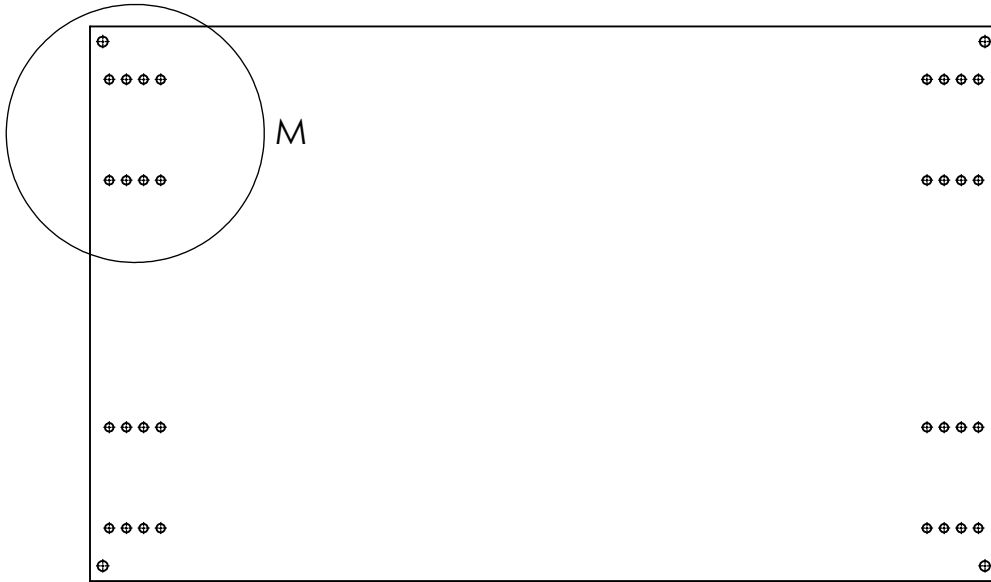
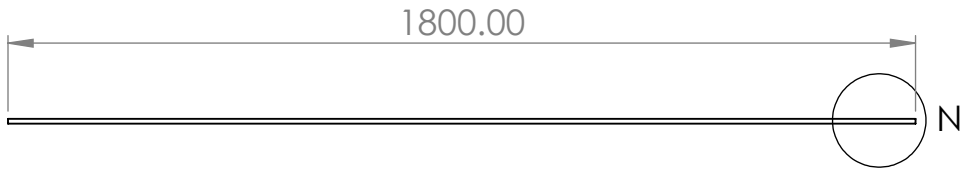
DETALLE A  
ESCALA 1 : 14



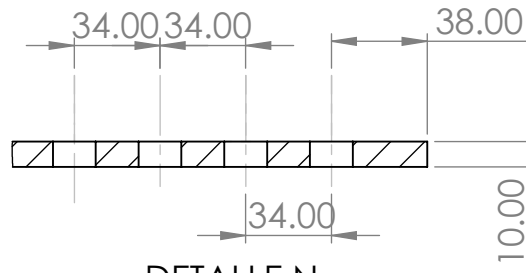
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	placa inferior	1800X1100X10	1
2	Estructura interna	G 80X40X15X3	1
3	placa superior	1800X1100X15X3	1
4	soporte izquierdo	830X240	2
5	disco desbalanceador	D 1000X145	1
6	213T_TOP	MOTOR ELECTRICO 15kw	1
7	eje de distribucion	D 120X713	1
8	soporte de eje	D 200X67	2
9	peso	D 50X100	1
10	soporte del motor	254X350X10	1
11	bujemotriz	NORMALIZADO	1
12	poleamotriz	D 280X40	1
13	poleaconducida	D 106X40	1
14	bujeconducida	NORMALIZADO	1
15	Correa3-5^Ensamblaje bancada	NORMALIZADO	3
16	base del contrapeso	1250x1100x10	1
17	rodamiento	NORMALIZADO	1
18	riel	UIC 54	2
19	soporte del transductor	202X170X120	4
20	transductor de fuerza	HBE 50 kN	4
21	Tnanque de agua 100kg	D 1000X35	1

EPN	FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA	Dib. Patricio Maila Dis. Patricio Maila Rev. Salvatore Reina	ESCALA 1:1
DESBLANCEADOR DE DISCO		DIM: 001-001	FECHA 27-08-23

h5



DETALLE M  
ESCALA 1 : 10

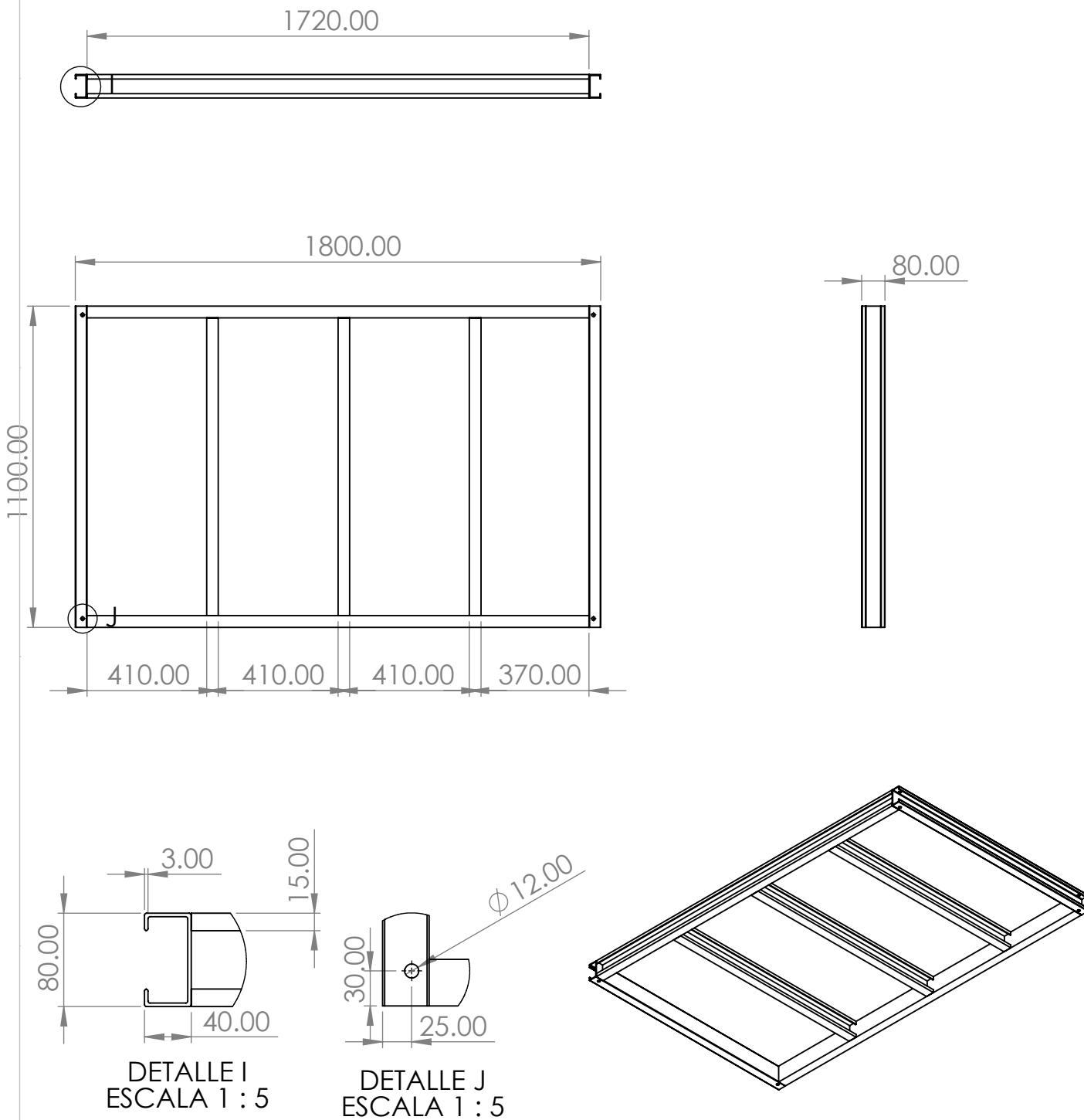


DETALLE N  
ESCALA 1 : 3

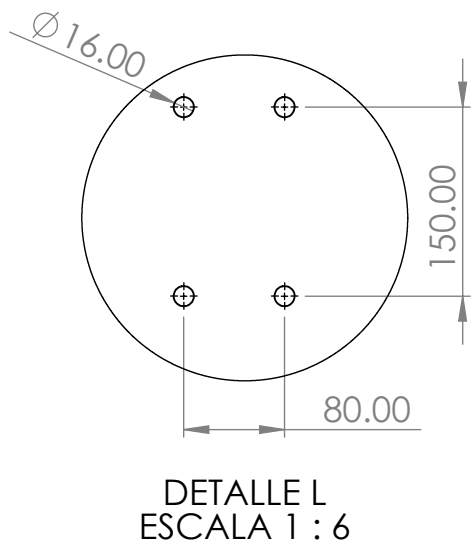
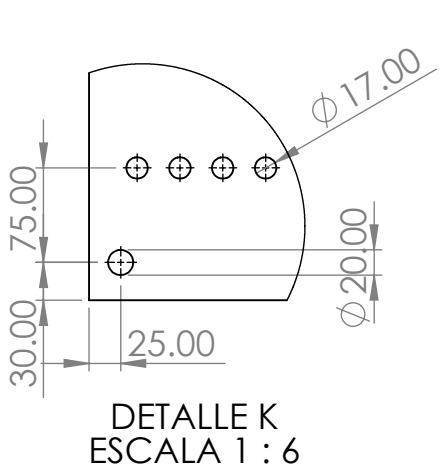
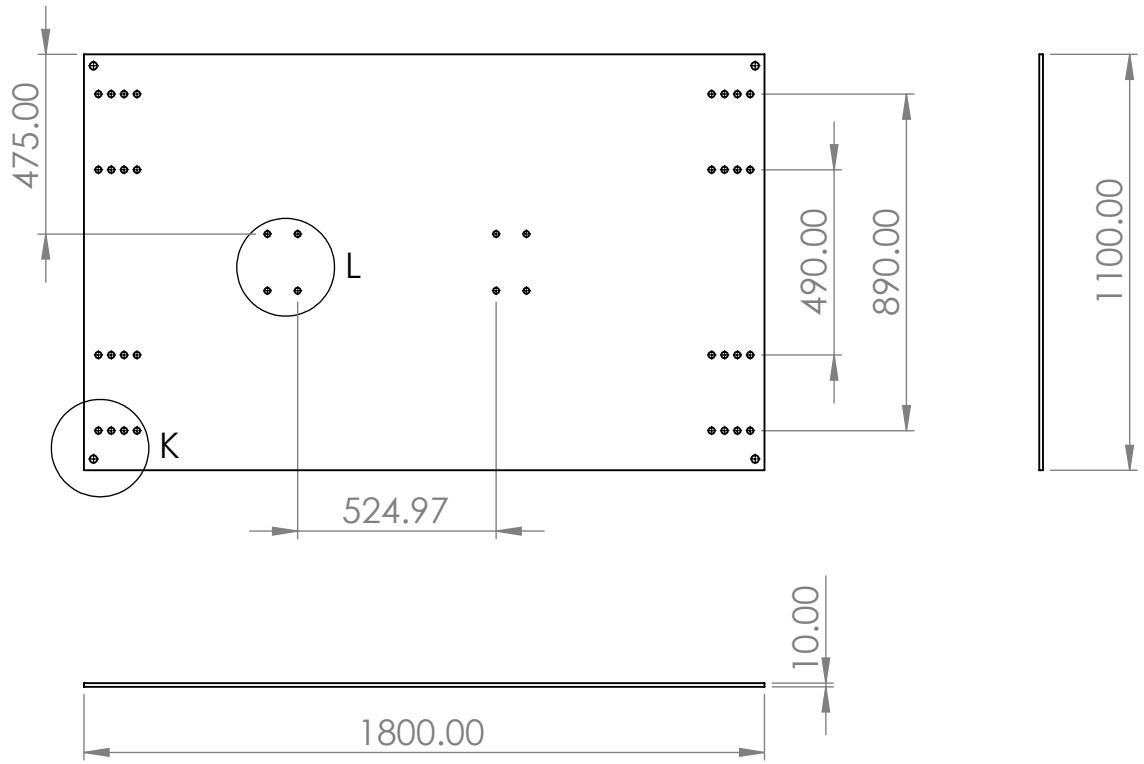
EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	Dib Patricio Maila	ESCALA 1:1
		Dis Patricio Maila	
		Rev Salvatore Reina	
Placa inferior		DIM 000-001	FECHA 27-08-23



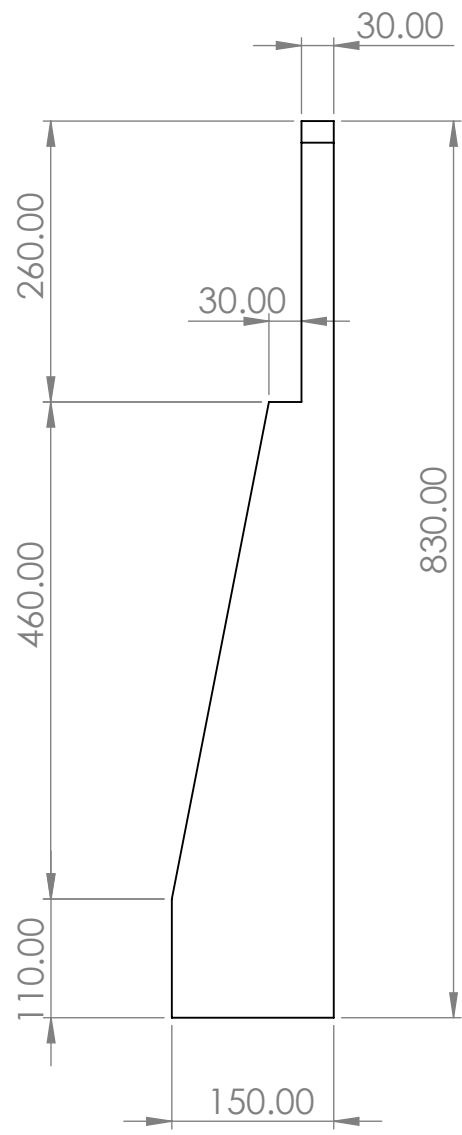
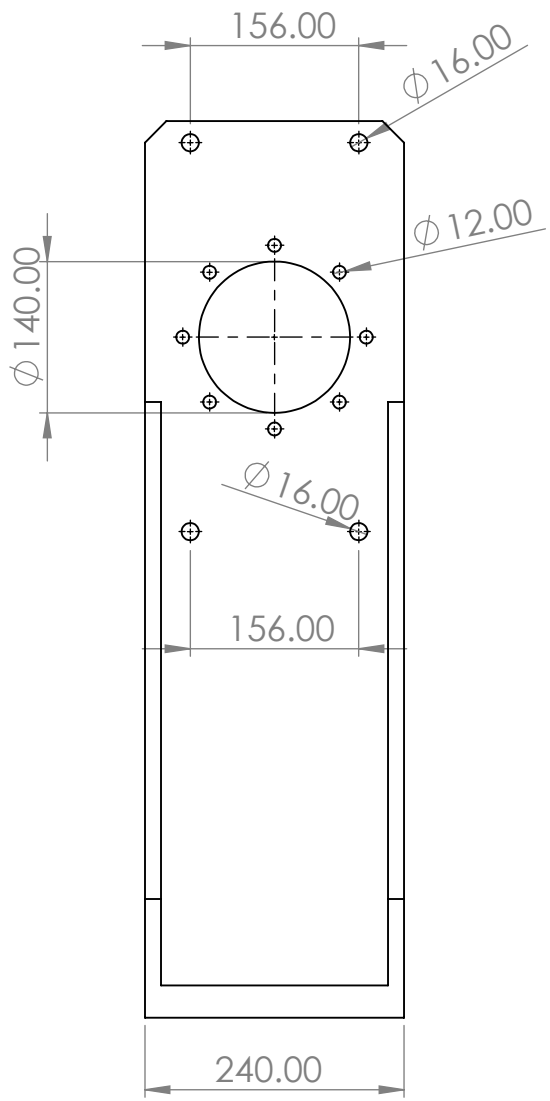
H6



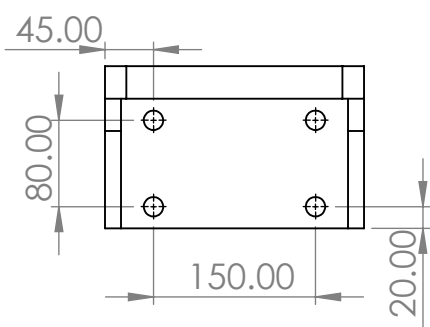
EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	Dib Patricio Maila	ESCALA 1:1
		Dis Patricio Maila	
		Rev Salvatore Reina	
Estructura interna		DIM 000-002	FECHA 27-08-23



EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	Dib Patricio Maila	ESCALA 1:1
		Dis Patricio Maila	
		Rev Salvatore Reina	
Placa superior		DIM 000-003	FECHA 27-08-23

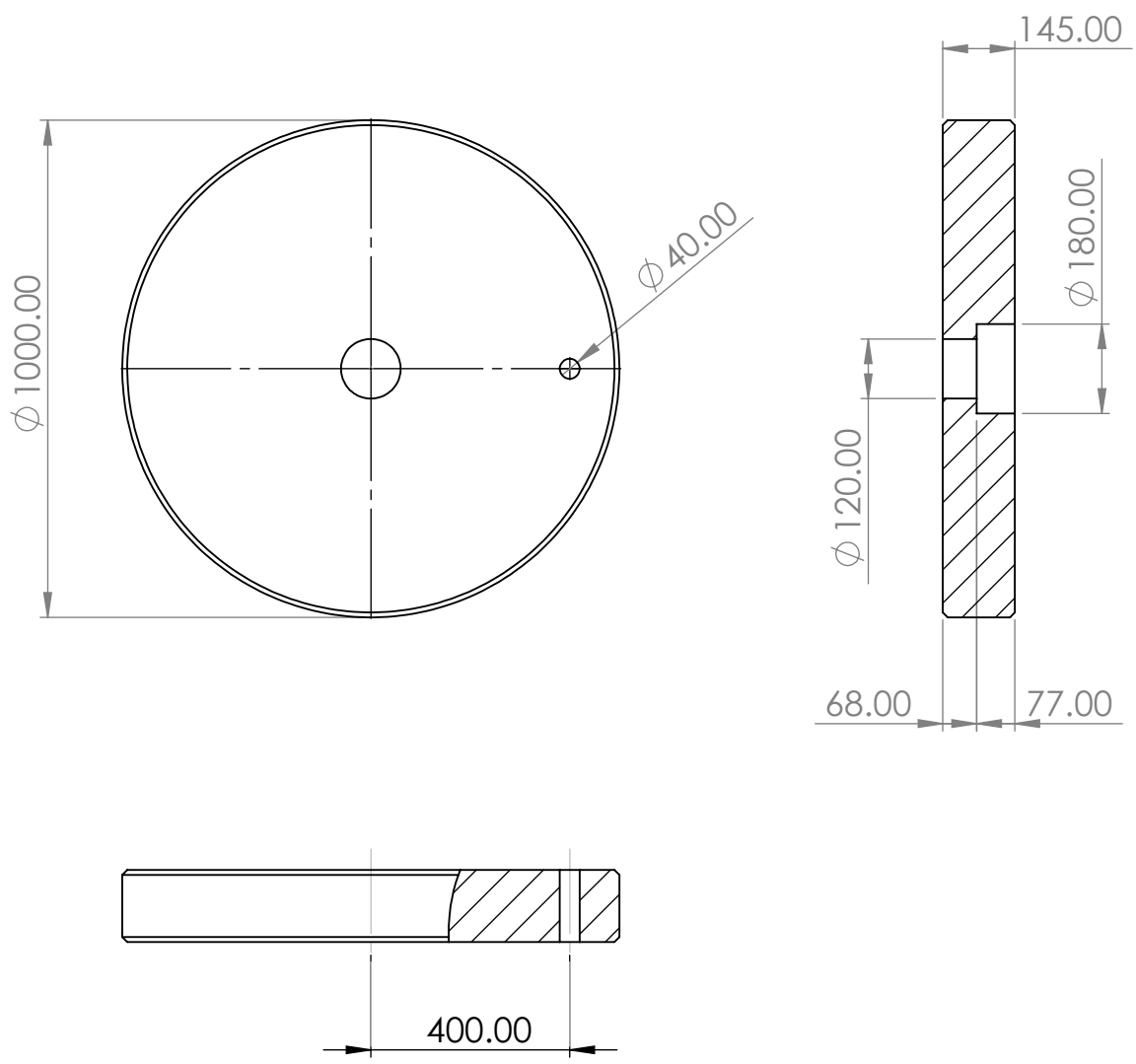


H6



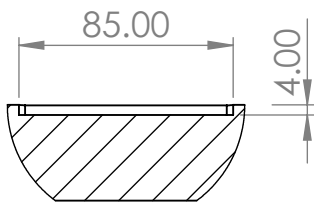
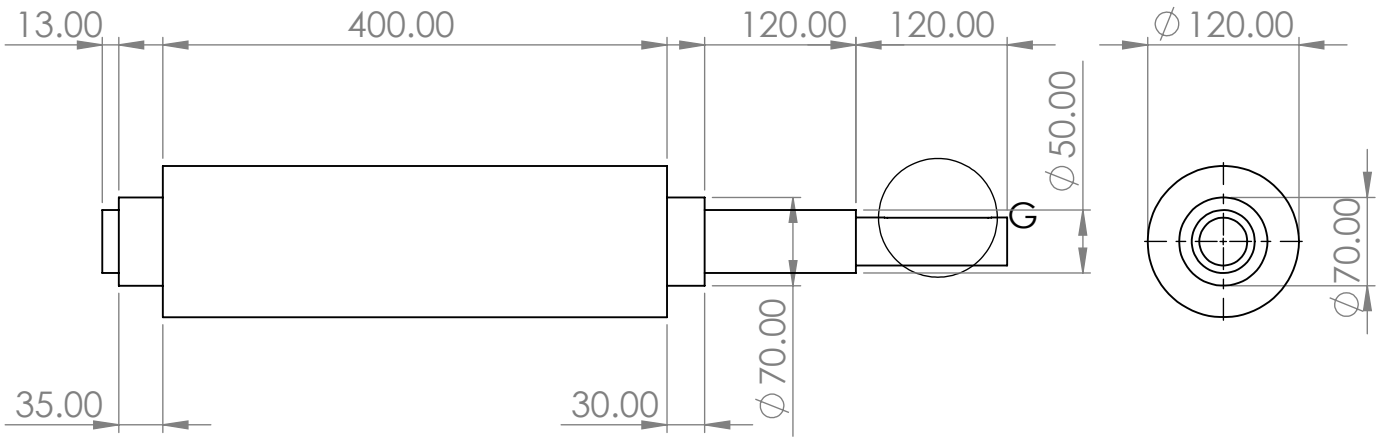
EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	Dib. Patricio Maila	ESCALA 1:1
		Dis. Patricio Maila	
		Rev. Patricio Maila	
Soportes laterales		DIM 000-004	Fecha 27-08-23

H6



EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	Dib Patricio Maila	ESCALA
		Dis Patricio Maila	
		Rev Salvatore Reina	1:1
Disco desbalanceador		DIM 000-005	FECHA
			27-08-23

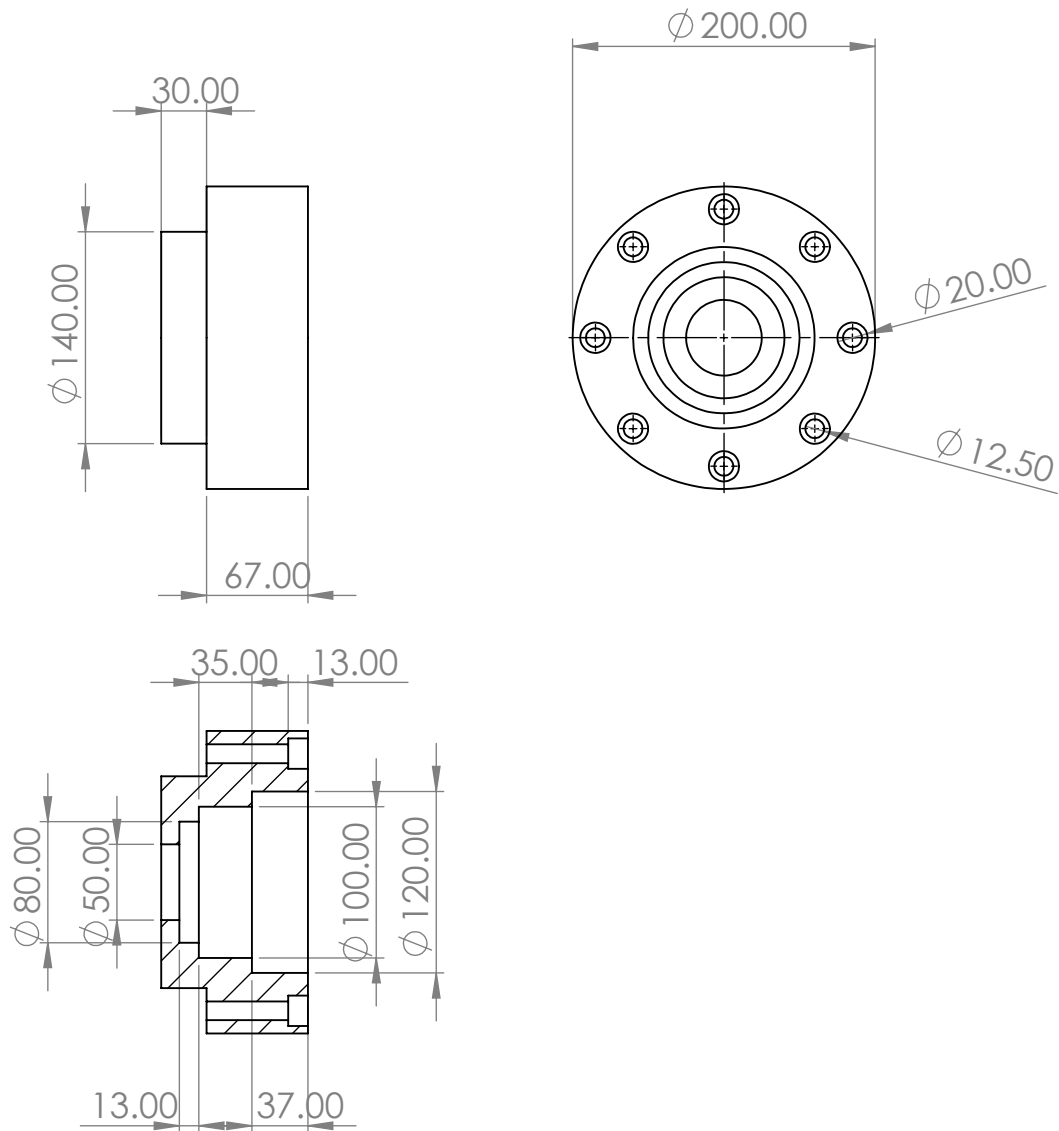
h7/ h8



DETALLE G  
ESCALA 1 : 3

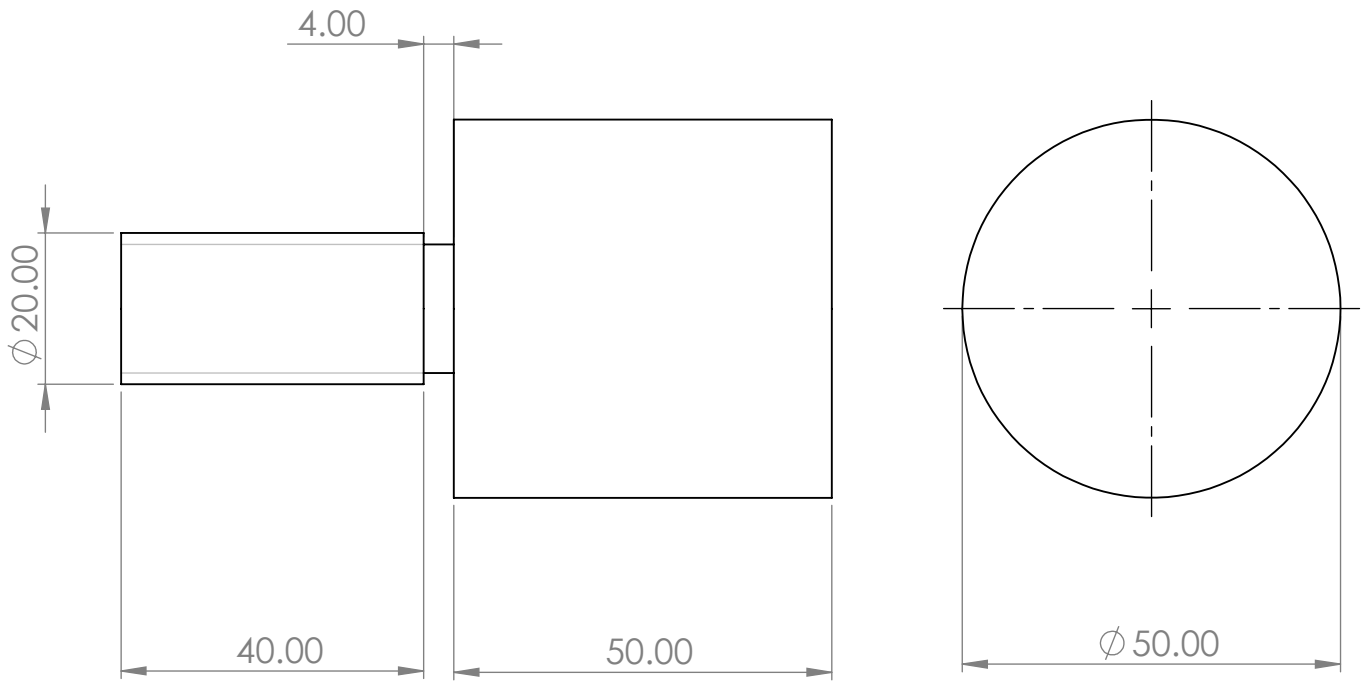
EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	Dib Patricio Maila	ESCALA 1:1
		Dis Patricio Maila	
		Rev Salvatore Reina	
Eje de distribucion		DIM 001-007	FECHA 27-08-23

H7/h8



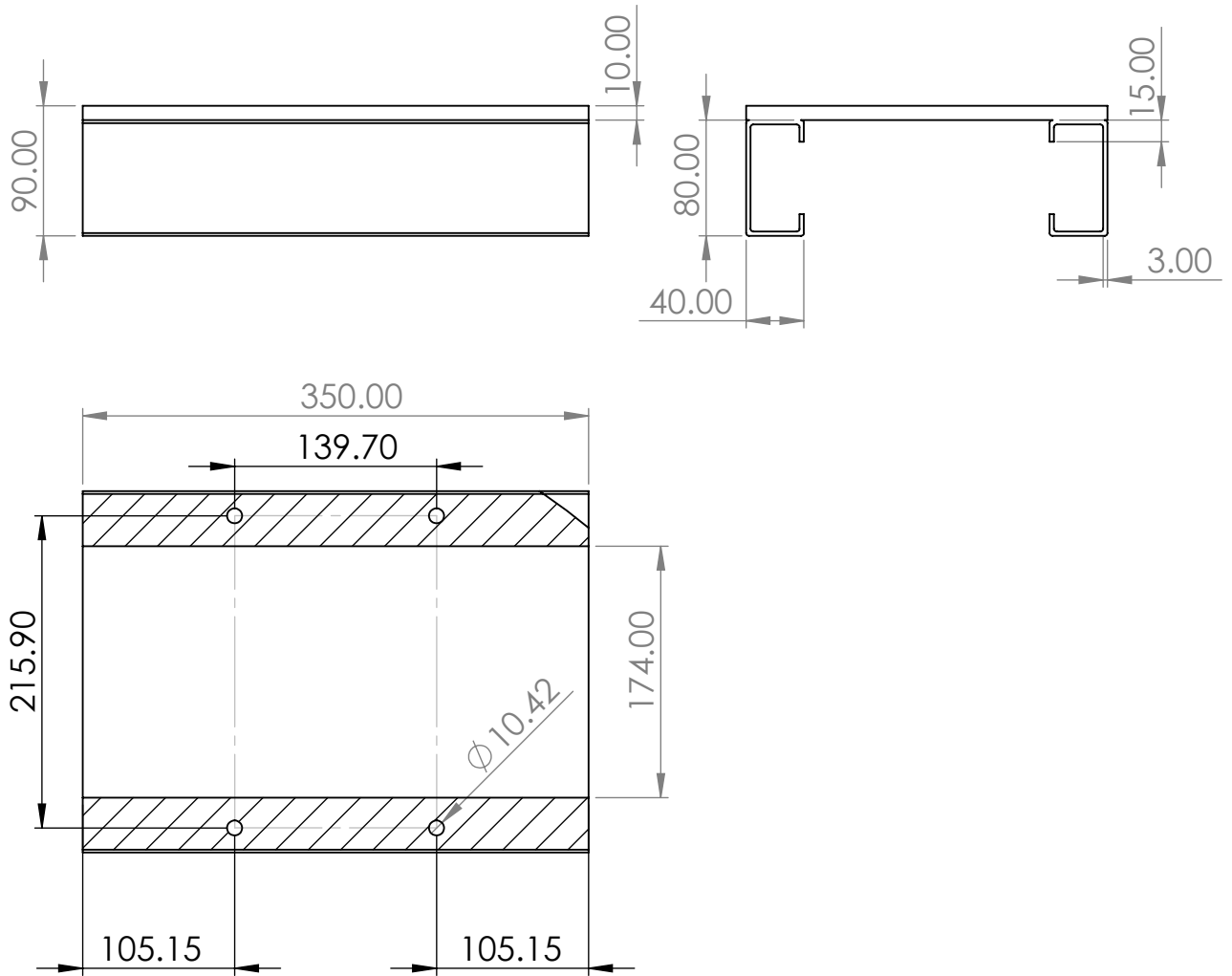
EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	Dib Patricio Maila	ESCALA
		Dis Patricio Maila	
		Rev Salvatore Reina	1:1
Soporte de eje		DIM 000-008	FECHA 27-08-23

H7/



EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	Dib Patricio Maila	ESCALA 1:1
		Dis Patricio Maila	
		Rev Salvatore Reina	
Peso del desbalanceador	DIM 000-009	FECHA 27-08-23	

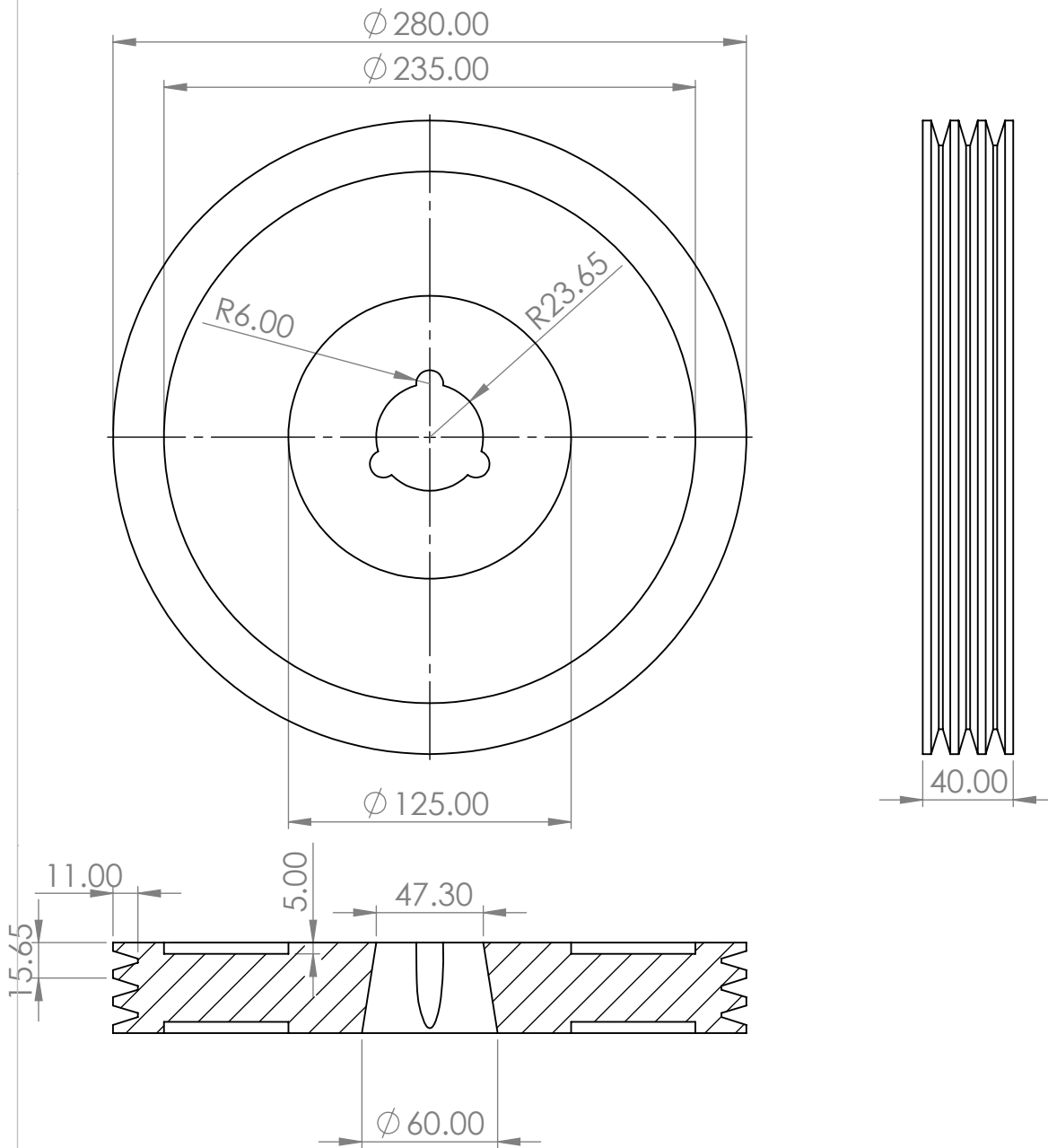
H5



EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	Dib Patricio Maila	ESCALA 1:1
		Dis Patricio Maila	
		Rev Salvatore Reina	
Soporte de motor electrico		DIM 000-0010	FECHA 27-08-23

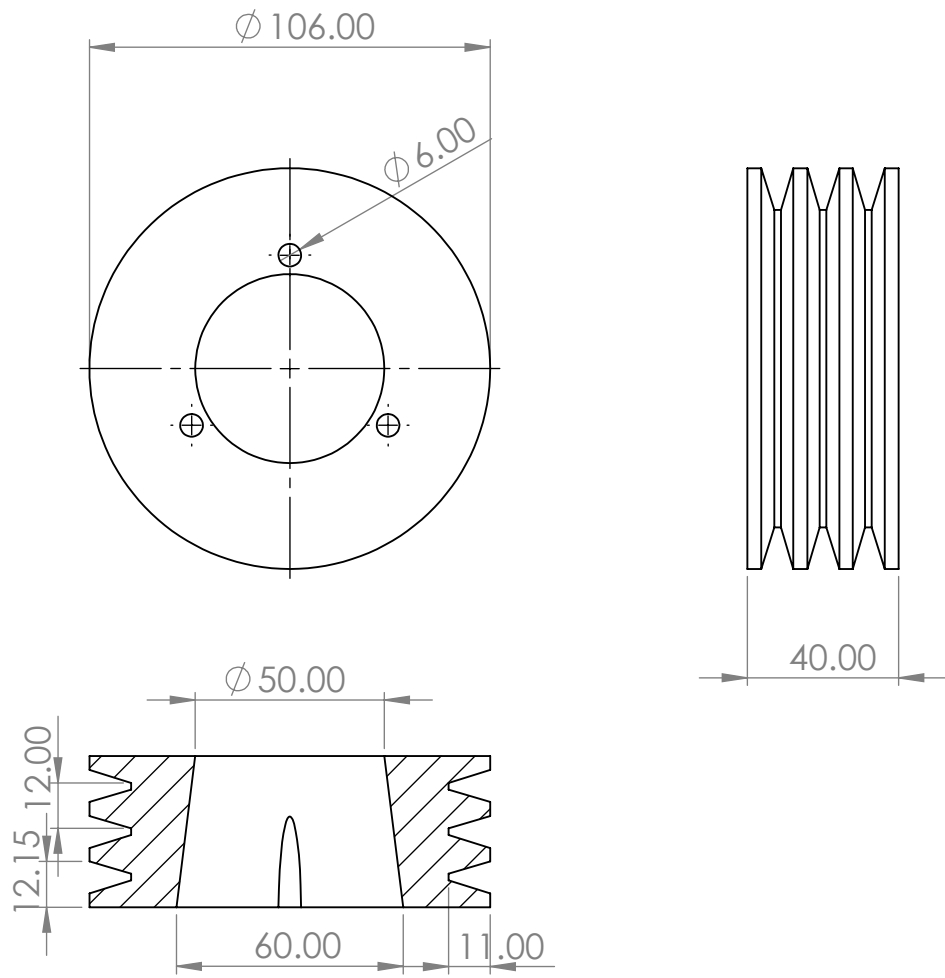


h7/

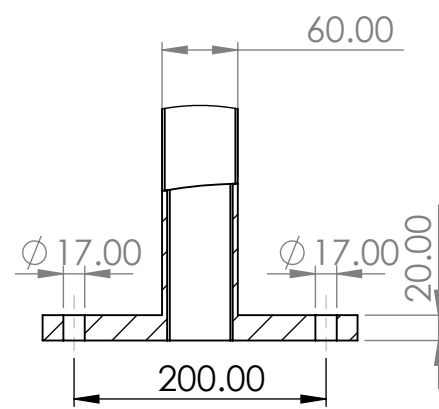
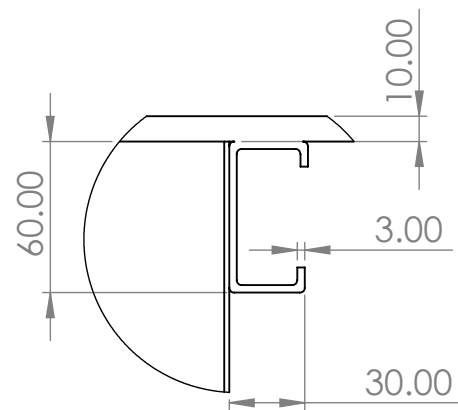
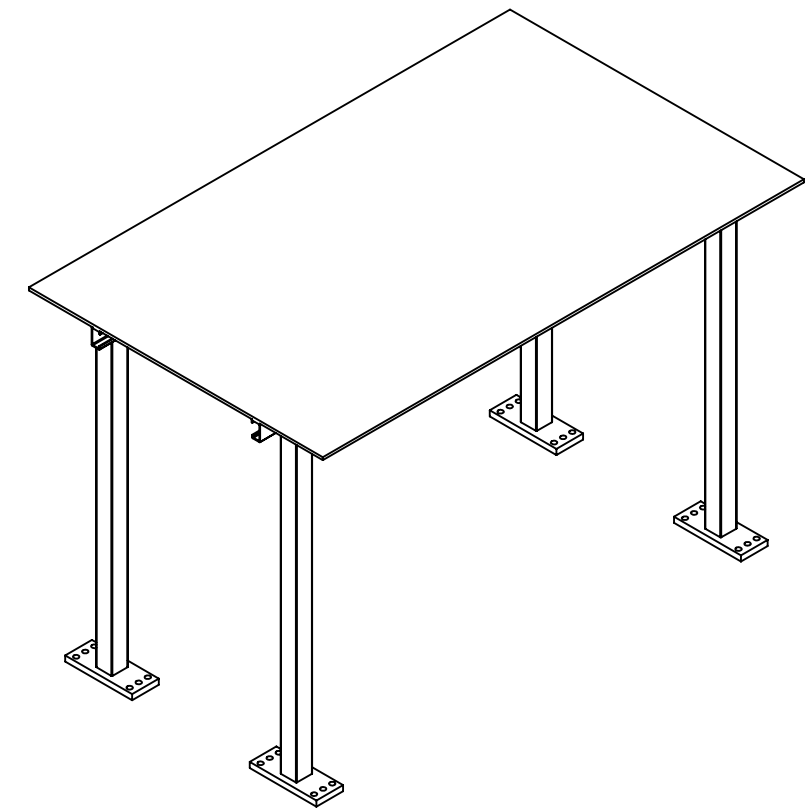
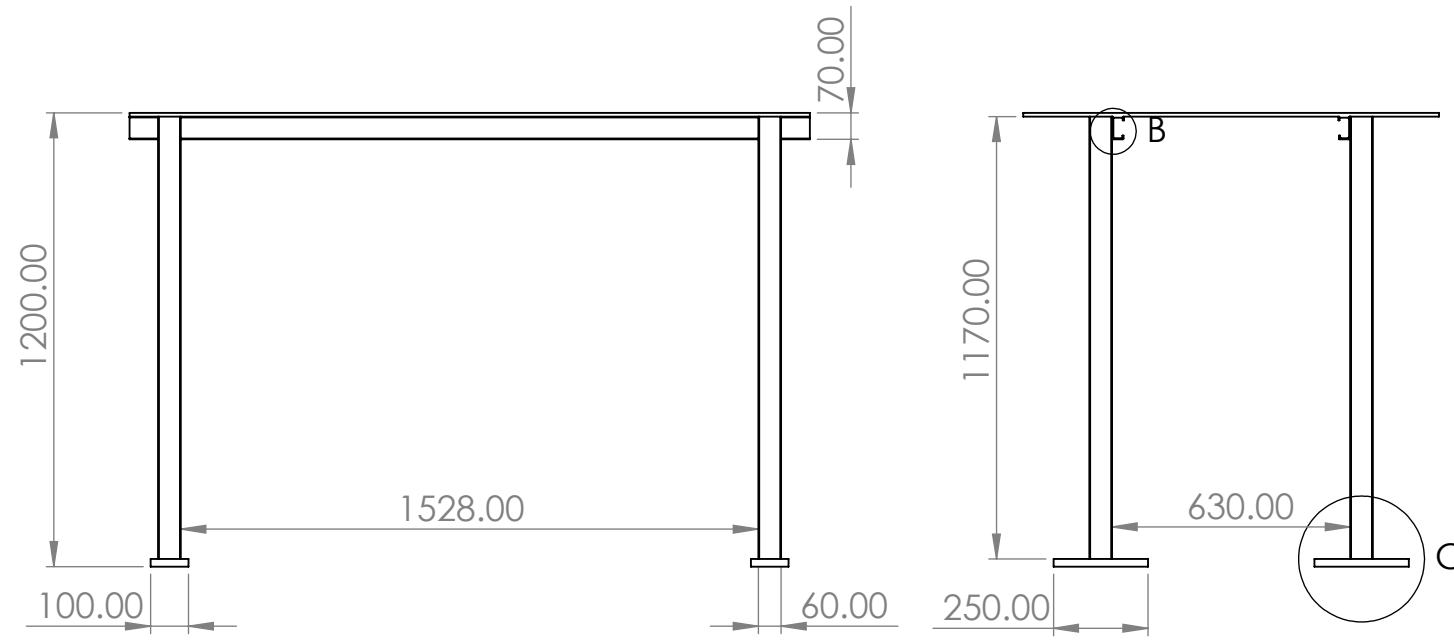


EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	Dib Patricio Maila	ESCALA
		Dis Patricio Maila	
		Rev Salvatore Reina	1:1
Polea motriz		FIM 000-0012	FECHA 27-08-23

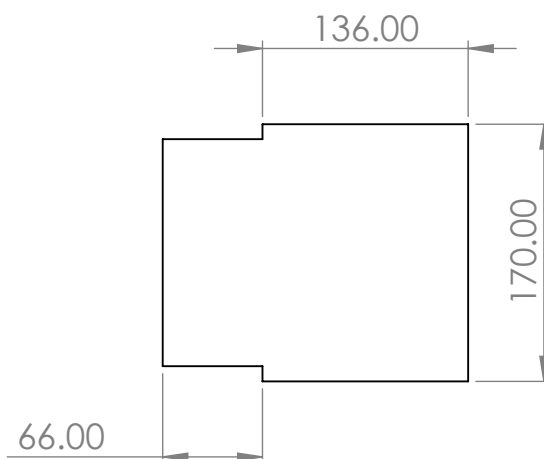
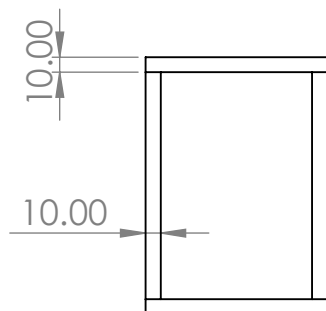
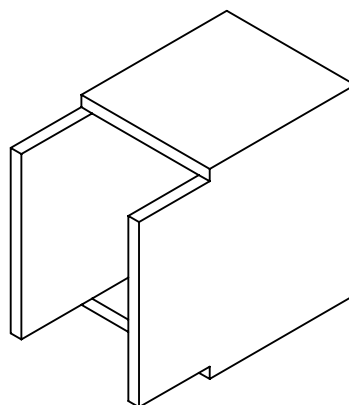
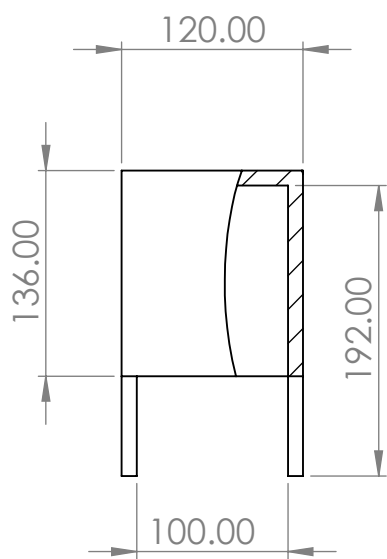
h7/



EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	Dib Patricio Maila	ESCALA	
		Dis Patricio Maila		1:1
		Rev Salvatore Reina		
Polea conducida		DIM 000-0013	FECHA 27-08-23	

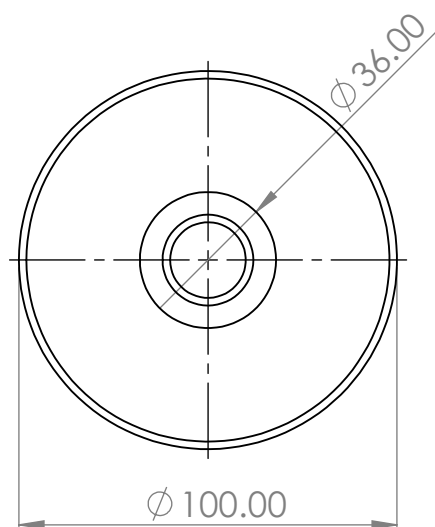
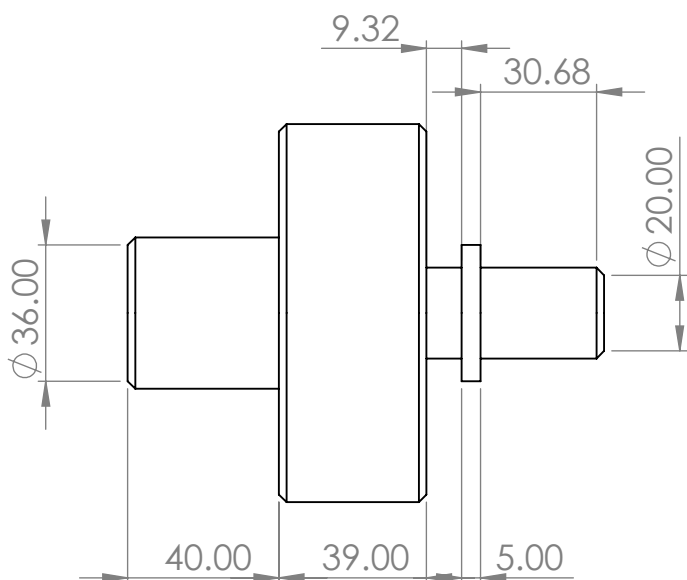
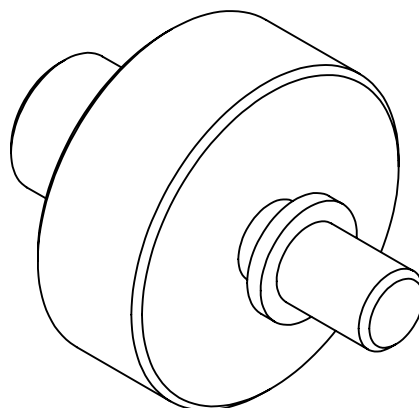


EPN	FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA	Dib. Patricio Maila	ESCALA 1:1
		Dis. Patricio Maila Rev. Salvatore Reina	
Soporte del contrapeso		DIM: 000-016	FECHA 27-08-23



EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	Dib Patricio Maila	ESCALA 1:1
		Dis Patricio Maila	
		Rev Salvatore Reina	
Soporte del transductor		DIM 000-019	FECHA 27-08-23

H7



EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	Dib	Patricio Maila	ESCALA
		Dis	Patricio Maila	
		Rev	Salvatore Reina	1:1
Transductor de Fuerza		DIM 000-020		FECHA
				27-08-23