

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

Diseño de banco de pruebas para determinar la resistencia a
vibraciones de candados geo referenciados

PROYECTO INTEGRADOR

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero Mecánico

Presentado por:

Darwin Naghit Arias Delgado

Joseph Steven Rodríguez Alay

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2022

DEDICATORIA

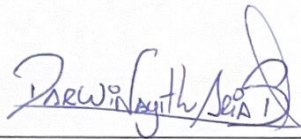
Este proyecto está dedicado a cada una de las personas que fueron parte de todo el proceso estudiantil, principalmente a nuestras familias, quienes han sido soporte y ayuda en cada momento y en especial en el desarrollo del proyecto.

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos primero a Dios por todas sus bendiciones, a nuestros familiares y amigos que, sin su soporte y ánimos, nada de esto hubiera sido posible.

DECLARACIÓN EXPRESA

"Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; *Darwin Naghit Arias Delgado* y *Joseph Steven Rodríguez Alay* damos nuestro consentimiento para que la ESPOL (Escuela Superior Politécnica del Litoral) realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual"



Darwin Naghit Arias Delgado



Joseph Steven Rodríguez Alay

EVALUADORES

Ph. D. Francis Roderich Loayza Paredes

PROFESOR DE LA MATERIA

M. Sc. Galo Andrés Durazno Palacios

PROFESOR TUTOR

RESUMEN

Los candados Geo Referenciados para contenedores proveídos por una Empresa de la Ciudad de Guayaquil, presentan problemas mecánicos de apertura, por presuntos fallos en sus integrados electrónicos internos, al final de considerables trayectos en el medio de transporte en que estos fueron colocados. Para ello la Empresa necesita y solicita de un banco de pruebas para determinar la resistencia a vibraciones de su producto. El objetivo de este proyecto es brindar un diseño de banco de prueba que permita simular condiciones reales de operación para los candados, con el fin de estimar las vibraciones permisibles y tiempo recorrido antes de que se produzca algún fallo sobre estos. Se utilizaron los programas de Inventor, ANSYS y Tinkercad, para realizar los respectivos diseños de cada componente, poder simular un análisis vibracional, sobre el comportamiento de estos, expuesto a condiciones reales y finalmente para poder realizar los respectivos diagramas y posibles circuitos eléctricos a implementarse. Con el propósito de estimar sus deformaciones, se realizaron las respectivas simulaciones de: el candado, biela, platina de unión y collar de fijación, donde se obtuvieron que en todos los casos el máximo esfuerzo equivalente es menor a la resistencia a la fluencia de cada material, para los respectivos elementos mencionados, pudiendo afirmar que estos no fallaran. Se concluye que el sistema propuesto para banco de prueba cumple con los requerimientos de diseño establecidos por la empresa, y que de igual manera mediante un análisis de costos se obtuvo que la implementación y manufactura de este posee una tasa interna de retorno del 89% como se muestra en la sección 3.6.4 indicando que el proyecto resulta rentable, teniendo de esta manera una gran expectativa de que sea posible su construcción e inversión por parte de la empresa, con un costo de fabricación estimado en \$1700, tomando en consideración que este sistema no se encuentra en el mercado.

Palabras Clave: Banco de Pruebas, Geo Referenciados, Vibraciones, Inventor, ANSYS.

ABSTRACT

The Geo Referenced locks for containers provided by a Company of the City of Guayaquil, present mechanical opening problems due to presumed failures in their internal electronic components at the end of considerable journeys in the means of transport in which they were placed. For this, the Company needs and requests a test bench to figure out the vibration resistance of its product. The aim of this project is to supply a test bench design that allows simulating real operating conditions for padlocks, to estimate the permissible vibrations and the time taken before any failure occurs on them. The Inventor, ANSYS and Tinkercad software were used to conduct the separate designs of each part, to simulate a vibrational analysis in the behavior of these exposed to real conditions, and finally to be able to conduct the separate diagrams and circuit circuits to be implemented. With the purpose of estimating their deformations, the respective simulations were conducted for: the lock, connecting rod, union plate and fixing collar, where it was obtained that in all cases the maximum equivalent stress is less than the creep resistance of each material for the remaining elements, showing that these will not fail. It is concluded that the proposed system for the test bench meets the design requirements established by the company, and that in the same way, through a cost analysis, it was obtained that the implementation and manufacture of this has an internal rate of return of 89% as shown in section 3.3.4, indicating that the project is profitable, thus having a great expectation that its construction and subsequent commercialization will be possible, with an estimated manufacturing cost of \$1,700, taking into consideration that this system is not in the market. market.

Keywords: Test Bench, Geo Referenced, Vibrations, Inventor, ANSYS.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN	I
ABSTRACT	II
ÍNDICE GENERAL	III
ABREVIATURAS	VI
SIMBOLOGÍA.....	VII
ÍNDICE DE FIGURAS	VIII
ÍNDICE DE TABLAS	X
ÍNDICE DE PLANOS.....	XI
CAPÍTULO 1	1
1. Introducción.....	1
1.1 Definición del Problema	2
1.2 Justificación del proyecto	3
1.3 Objetivos	4
1.3.1 Objetivo General.....	4
1.3.2 Objetivos Específicos.....	4
1.4 Marco teórico	4
1.4.1 Banco de pruebas.....	5
1.4.2 Normas de ensayos de vibraciones	6
1.4.3 Vibraciones	6
1.4.4 Instrumentos para medir vibraciones	9
CAPÍTULO 2	14
2. Metodología.....	14
2.1 Requerimientos de diseño.....	14
2.2 Parámetros de diseño	15
2.2.1 Requerimientos de diseño del cliente	15

2.2.2	Evaluación de necesidades	16
2.2.3	Benchmarking.....	17
2.2.4	Especificaciones de diseño.....	18
2.3	Generación de conceptos.....	21
2.3.1	Sistema Mecánico	22
2.4	Diseño de forma	23
2.4.1	Alternativas de diseño.....	23
2.4.2	Selección de material.....	30
2.5	Diseño detallado	31
2.5.1	Diseño mecánico	33
2.5.2	Amplitud de la vibración estacionaria.....	37
2.6	Esquema del circuito para el diseño del circuito de control	38
2.7	Adquisición de datos	39
2.8	Proceso para simulación.	41
CAPÍTULO 3.....		43
3.	Resultados Y Análisis.....	43
3.1	Diseño final	43
3.2	Resultados y Análisis de los Cálculos	44
3.3	Motor y controlador	46
3.4	Simulaciones.....	49
3.4.1	Simulación estática - Biela.....	49
3.4.2	Simulación estática - Collar de fijación.....	51
3.4.3	Simulación estática - Candado	53
3.4.4	Simulación estática - Platina de conexión.....	55
3.5	Simulación Dinámica.....	57
3.6	Análisis de Costos.....	58

3.6.1	Costo de materiales	58
3.6.2	Costo de mano de obra	59
3.6.3	Costo total de manufactura	59
3.6.4	Análisis de factibilidad.....	60
CAPÍTULO 4		64
4.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	64
4.1	Conclusiones.....	65
4.1.1	Conclusiones de costos	66
4.1.2	Conclusión de diseño.....	66
4.2	Recomendaciones.....	66
BIBLIOGRAFÍA		
APÉNDICES		

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
AISI	Instituto Americano del Hierro y el Acero
GPS	Sistema de Posicionamiento Global
DCL	Diagrama de cuerpo libre
SAE	Sociedad de Ingenieros Automotrices
ASME	Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos
VI	Instrumento virtual
ICSP	Programación en serie en circuito
DIN	Instituto Alemán de Normalización
LHC	Gran Colisionador de Hadrones
ASTM	Sociedad Americana para Pruebas y Materiales
ISO	Organización Internacional de Normalización

SIMBOLOGÍA

MPa	Megapascales
m	Metro
rad	Radianes
s	Segundo
Kg	Kilogramos
W	Vatios
V	Voltios
Hp	Caballo de fuerza
MHz	Megahercios
Hz	Hercios
N	Newton
mm	Milímetro
Nm	Newton – Metro
PWM	Modulación de ancho de pulso

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Esquema sobre adquisición de datos de vibración	9
Figura 1.2 Esquema de adquisición de datos de vibraciones con Arduino.	10
Figura 1.3 DCL cuerpo sometido a fuerza periódica.....	11
Figura 2.1 Metodología empleada.	14
Figura 2.2 Caja Negra.	15
Figura 2.3 Caja Transparente.....	15
Figura 2.4 CAD de Candado Geo Referenciado.....	19
Figura 2.5 Ciclo de operación del Banco de prueba.	21
Figura 2.6 Generación de conceptos.....	21
Figura 2.7 Esquema previo al diseño.	22
Figura 2.8 Mecanismos para el sistema mecánico.	22
Figura 2.9 Diseño detallado del sistema de banco de prueba.	31
Figura 2.10 Diseño final sistema mecánico.	33
Figura 2.11 DCL idealizado para el sistema.	36
Figura 2.12 Esquema del circuito de control y automatización.	38
Figura 2.13 Esquema de adquisición de datos.	39
Figura 2.14 Diagrama de adquisición de datos.....	40
Figura 3.1 Diseño Final del Sistema de banco de prueba.	43
Figura 3.2 Análisis estático Biela - Deformación total.	49
Figura 3.3 Análisis estático Biela – Tensión equivalente.	50
Figura 3.4 Análisis estático Biela - Factor de seguridad.	50
Figura 3.5 Análisis estático Collar de Fijación -Deformación total.....	51
Figura 3.6 Análisis estático Collar de fijación – Tensión equivalente.	52
Figura 3.7 Análisis estático Collar de fijación – Factor de seguridad.	52
Figura 3.8 Análisis estático Candado - Deformación total.	53

Figura 3.9 Análisis estático Candado – Tensión equivalente.....	54
Figura 3.10 Análisis estático Candado – Factor de seguridad.....	54
Figura 3.11 Análisis estático Platina - Deformación total.....	55
Figura 3.12 Análisis estático Platina – Tensión equivalente.....	55
Figura 3.13 Análisis estático Platina – Factor de seguridad.....	56
Figura 3.14 Análisis dinámico Candado/Collar - Deformación total.....	57

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Características del candado Geo Referenciado del cliente.....	19
Tabla 2.2 Especificaciones de diseño.	20
Tabla 2.3 Comparación entre los criterios de diseño.	25
Tabla 2.4 Alternativas de sistema mecánico.	27
Tabla 2.5 Alternativas de sistema móvil.	28
Tabla 2.6 Alternativas de Soporte / Base con correderas.	29
Tabla 2.7 Dimensiones Generales.	32
Tabla 2.8 Partes del Sistema.	32
Tabla 3.1 Resultados del análisis cinemático y dinámico.	45
Tabla 3.2 Resultados - Diseño Mecánico.	46
Tabla 3.3 Resultados - Potencia requerida.....	46
Tabla 3.4 Resultados del motor para su selección.	47
Tabla 3.5 Equipos para el sistema de control.	48
Tabla 3.6 Costo de materiales.....	58
Tabla 3.7 Costo de mano de obra	59
Tabla 3.8 Costo manufactura	59
Tabla 3.9 Ingresos y egresos para una proyección de 12 meses	60
Tabla 3.10 Flujo de efectivo Neto	61
Tabla 3.11 Análisis de Factibilidad	62
Tabla 3.12 TIR y VAN	62

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1 - Collar de fijación.....	89
PLANO 2 – Varilla	90
PLANO 3 – Base	91
PLANO 4 - Disco con eje excéntrico	92
PLANO 5 – Biela	93
PLANO 6 - Platina de conexión.....	94
PLANO 7 – Candado.....	95
PLANO 8 - Ensamble superior.	96
PLANO 9 - Ensamble final.....	97

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

Uno de los principales métodos para el análisis de fallas en sistemas y componentes mecánicos de hoy en día, es el desarrollado mediante el uso de vibraciones mecánicas sobre dichos cuerpos. Mediante el avance de la tecnología y la automatización de equipos y procesos, este análisis se ha ido enfocando no solo para la parte mecánica, sino también en la parte electrónica de los equipos, ya que no necesariamente estos trabajan de manera estacionaria en condiciones ambientales que favorezcan su pleno desarrollo.

Hace más de 30 años se viene implementado el análisis de fallas como principal técnica para supervisar y diagnosticar equipos o maquinaria rotativa con el objetivo de establecer escenarios o fallas mecánicas de trabajo de manera predictiva. Inicialmente se hacía uso de vibraciones de alta frecuencia y banda ancha que resultaban en diagnósticos pocos fiables debido al gran cantidad de ruido en las respuestas.

Años más adelante aproximadamente desde 1984 se empezó a emplear equipos digitales que funcionaban en base a FFT (Transformada Rápida de Fourier) que permitían una discretización en los datos agilizando el análisis en tiempo real y con capacidad de almacenamiento. Sin embargo, los equipos mecánicos como rodamientos y engranes no serían los únicos en fallar por vibraciones mecánicas, más adelante la industria tecnológica empezó a tener un notable desarrollo industrial produciendo la automatización de maquinaria, equipos y procesos lo que implicaría un desarrollo en el área de la electrónica por lo que estos componentes se verían afectados por las condiciones de trabajo en las que se estarían implicadas las maquinarias.

En el año de 1945 que las Fuerzas Armadas de los Estados Unidos publicaron una metodología de análisis vibracional que permitiría comprobar la durabilidad en condiciones extremas de los equipos que utilizaban, la cual más adelante en 1965 se estableció como estándar de certificación militar que, en la actualidad es conocida como

“MIL-STD 810” que ayudaría al análisis de pequeños componentes electrónicos teniendo en consideración factores ambientales y pruebas de laboratorio (USA, 2000).

El propósito específico de este proyecto Integrador de saberes para la carrera Ingeniería Mecánica, es dar solución de una problemática presentada por la empresa “Consortio Nettel” basada en la necesidad de un banco de pruebas que permitan certificar el correcto funcionamiento de sus productos en condiciones aproximadas de trabajo. Los principales temas en el desarrollo de este fueron teoría y análisis de vibraciones, sistemas de control y automatización para la determinación de caracterizaciones de operación de equipos, máquinas, componentes mecánicos y electrónicos.

1.1 Definición del Problema

La empresa Consortio Nettel se dedica al diseño y manufactura de candados geo referenciados por lo que requieren una máquina que le permitan simular las condiciones de trabajo de sus productos. Estos candados son utilizados tanto en camiones como en navíos y se utilizan para asegurar los contenedores y que a su vez funcionan como rastreador.

En algunas ocasiones las vibraciones a las que son sometidas estos candados cuando están trabajando logran afectar la soldadura de algún componente electrónico, haciendo que el candado falle. Por lo que, para el modelado de este sistema, se debe considerar especificaciones de diseño basadas en factores ambientales, económico, seguridad, aspectos técnicos y el tamaño. Haciendo énfasis en su principal punto de interés y problemas en sus productos que es la soldadura en sus componentes eléctricos.

En la manufactura y producción del banco de pruebas se ven implicados aspectos de **salud pública** y **factores ambientales** que mantienen el bienestar **social**, emocional y cultural tanto de los usuarios finales, donde se fabrique dicha máquina. Se establece en base a la **cultura** del territorio y en factores del **sector económico** de tal manera que el producto final sea competitivo en el mercado local generando nuevas plazas de trabajo y desarrollando la tecnología local haciendo uso de recursos propios. De igual manera

se consideran temas de **seguridad** durante el proceso de manufactura con la confiabilidad de que el equipo cumpla sus objetivos y necesidades del cliente o los consumidores finales.

1.2 Justificación del proyecto

El cliente requiere una solución que se adapte exactamente a sus necesidades, es decir, una máquina que logre simular o aproximar las condiciones de operación de su producto en particular. Por esto se considera la alternativa de diseñar y fabricar la solución a nivel local antes que tener que importar alguna del exterior en los cuales se ha considerado los siguientes requerimientos en la implementación de la solución:

Técnico: El producto deberá cumplir con los requerimientos técnicos del cliente y deberá ser capaz de lograr simular situaciones en la que será sometido el producto final. De igual manera la manufactura de este deberá cumplir con todas las normas vigentes locales para su posterior producción.

Ambiental: La manufactura de este banco de pruebas deberá poder realizarse en base a normas ambientales para su producción. De igual manera, para que, una vez terminado su vida útil, este pueda ser reincorporado.

Económico: Los materiales deben ser de fácil adquisición en el mercado local para que de esta manera pueda ser comerciable y a su vez se impulse la manufactura, producción y uso de los candados.

Seguridad: El banco de pruebas deberá contar con las respectivas estructuras que permitan ser operada manteniendo la seguridad personal e integral del usuario u operador.

Tamaño: El equipo no deberá sobrepasar dimensiones del 1 m² debido al espacio disponible en el taller de la empresa, lugar en donde será montado el equipo. En el

diseño inicial se considerará que el equipo pueda realizar las respectivas pruebas a más de un candado a la vez.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Diseñar un banco de pruebas para simular las condiciones de trabajo específicas de candados geo referenciados.

1.3.2 Objetivos Específicos

- 1) Diseñar los componentes del sistema mecánico del banco de pruebas para candados geo referenciados.
- 2) Seleccionar los componentes de accionamiento que permitan el correcto y seguro funcionamiento del equipo.
- 3) Seleccionar un sistema de control que permitan la automatización y obtención de gráficas del sistema.
- 4) Analizar deformaciones y esfuerzos de los elementos del sistema en operación real.
- 5) Analizar la factibilidad del proyecto para su posterior implementación.

1.4 Marco teórico

La seguridad implicada que se adopta al momento de adquirir alguna pertenencia resulta ser de gran importancia ya sea este por el valor económico, sentimental o social de los objetos que se busca proteger. Es por el motivo expuesto que en el desarrollo de este proyecto se verá implicado un dispositivo mecánico, cuya principal función es la de sellar o asegurar un entorno físico y que según la real academia española define al “candado” como *“una cerradura suelta contenida en una caja de metal...”*

Candados de vital importancia en el área de transporte terrestre y marítima, son los electrónicos, los cuales según la Senae(2012) es un *“dispositivo físico de seguridad que se coloca en las unidades de carga (contenedores) bajo control aduanero de manera que*

aseguren la integridad de la carga mediante registro de todos los cierres y aperturas que experimente y que permite la ubicación en tiempo real de la Unidad de Transporte durante su recorrido por el territorio nacional, con la ayuda de un sistema de monitoreo”(p.5).

Estos candados son controlados de manera satelital, a lo que llamamos un monitoreo geo referenciado, los cuales brindan **datos geoespaciales** permitiendo llevar control de la ubicación en tiempo real de los contenedores, definiendo el término anterior como “*El sistema de información que incluye la utilización de mapas digitales, que interactúa con el dispositivo de precinto electrónico de modo que genera y recibe información en tiempo real, administra su comportamiento, detecta diversos eventos programados y genera las alarmas correspondientes definidas.*” (Senae, 2012, p.5).

Su funcionamiento se da gracias a el **GPS (Global Positioning System)** o Sistema de Posicionamiento Global la cual “*es una tecnología que permite determinar con precisión la posición de un objeto, expresada en coordenadas geo referenciadas, en cualquier parte del planeta, mediante el uso de un mecanismo de triangulación con base en la información provista por señales satelitales*” (Senae, 2012, p.5).

1.4.1 Banco de pruebas

El banco de pruebas es una instalación cuyo principal objetivo es realizar experimentos que ayuden analizar el comportamiento y funcionamiento de máquinas, equipos u objetos de interés, mediante una plataforma que integra de un sistema de control, que permite manejar el accionar de las posibles funciones que posea el equipo. Se centra en la obtención de datos importantes sobre los prototipos, permitiendo el análisis de su funcionamiento.

1.4.1.1 Banco de pruebas contra vibraciones

Consiste en un equipo que permite determinar el correcto funcionamiento de los candados geos referenciados, en situaciones de vibraciones constantes, cuya frecuencia

podría variar desde los 20 Hz hasta 110 Hz y así determinar a las fuerzas que son sometidas las mismas.

1.4.2 Normas de ensayos de vibraciones

En ensayos de resistencia a las vibraciones se establecen normas como DIN, ASTM, IEC, MIL, BS, ISO, con el fin de lograr los estándares mínimos para el correcto diseño de los productos, principalmente para maquinaria y equipos rotativos.

1.4.2.1 ISO 10816-1

Esta norma sobre vibraciones mecánicas establece de forma general las condiciones y procedimientos para medir las vibraciones en equipos y maquinaria en partes no giratorias (1). El criterio que aplica esta norma se basa en el monitoreo operacional de manera que se garantice la seguridad y correcto funcionamiento de la máquina a largo plazo.

1.4.2.2 MIL-STD-810 F

Es una norma con objetivo militar o comercial, donde se establecen pruebas con consideraciones ambientales que pueden afectar a lo largo de la vida útil del equipo de estudio (1) como: humedad, lluvia, temperatura, vibraciones, etc. enfocada principalmente en equipamientos, máquinas y utilitarios con partes mecánicas y electrónicas.

1.4.3 Vibraciones

Las vibraciones se producen cuando ocurre una oscilación mecánica o perturbación, de manera repetida en torno a su posición de referencia o equilibrio, es decir *“Cualquier movimiento que se repite después de un intervalo de tiempo”* (Singirresu, 2012, p.13).

Con el estudio de vibraciones se determinan fallos inminentes en diferentes situaciones cotidianas de la vida y con este análisis se logran diseños más apropiados. La mayoría

de las vibraciones *“son indeseables debido al aumento de los esfuerzos y a las pérdidas de energía que las acompañan. Por lo tanto, es necesario eliminarlas o reducirlas en el mayor grado posible mediante un diseño apropiado”* (Beer Jhonston, 2010, p.1216).

1.4.3.1 Magnitud de vibraciones y frecuencia

Las vibraciones llevan consigo muchos factores a considerar, como: dirección, frecuencia, tiempo, magnitud. Estas pueden ser determinadas, según las características del movimiento como su desplazamiento, velocidad o aceleración.

“La magnitud de una vibración puede medirse en función del desplazamiento producido por dicha vibración. Al tratarse de un movimiento, es posible determinarla en términos de velocidad o aceleración.” (Ideara, 2014, p.10)

Siendo la frecuencia el número de veces por segundo que se completa un ciclo, cuya unidad son los Hz (Hertz). Este factor nos indica, *“el número de veces que el objeto o equipo vibra por segundo.”* (Ideara, 2014, p.10). En el caso específico de los vehículos pesado, o trailers que movilizan contenedores, vibran con frecuencias bajas de entre 1-20 Hz.

1.4.3.2 Clasificación de vibraciones

Las vibraciones mecánicas se pueden clasificar según (Singirresu, 2012), vibración libre, forzada, no amortiguada, amortiguada, lineal, no lineal, determinística y aleatoria. Siendo de gran interés principal, las dos inicialmente mencionadas.

1.4.3.2.1 Vibración libre

Esta vibración *“ocurre cuando el movimiento se mantiene por fuerzas gravitacionales o elásticas, como el movimiento oscilatorio de un péndulo o la vibración de una barra elástica.”* (R.C. Hibbeler, 2010, p. 631)

1.4.3.2 Vibración forzada – Resonancia

“Es provocada por una fuerza externa periódica o intermitente aplicada al sistema”. (R.C. Hibbeler, 2010, p. 631). Es importante mencionar que esta fuerza puede ser **interior** como en el caso de una máquina con algún elemento que sufra rotación descompensada, o **exterior** como en el caso de fuerzas o golpes externos aplicados a un elemento como en nuestro caso de estudio y proyección sobre los candados geos referenciados.

1.4.3.3 Procedimiento del análisis de la vibración

Un sistema vibratorio es dinámico sus variables como las excitaciones (entradas) y respuestas (salidas) dependen del tiempo. La respuesta de un sistema vibratorio suele depender tanto de las condiciones iniciales como de las excitaciones externas.

El procedimiento para efectuar un análisis sobre los sistemas que experimentan vibraciones y determinar un modelo matemático, según (Singirresu, 2012):

- Paso 1: Modelado matemático. El propósito del modelado matemático es representar todos los detalles importantes del sistema con el objeto de derivar las ecuaciones matemáticas (o analíticas) que rigen el comportamiento del sistema.
- Paso 2: Derivación de las ecuaciones rectoras. Una vez que el modelo matemático está disponible, utilizamos el principio de dinámica y obtenemos las ecuaciones que describen la vibración del sistema. Las ecuaciones de movimiento se pueden derivar de una forma adecuada trazando los diagramas de cuerpo libre de todas las masas que intervienen.
- Paso 3: Solución de las ecuaciones rectoras. Las ecuaciones de movimiento deben resolverse para hallar la respuesta del sistema vibratorio.

- Paso 4: Interpretación de los resultados. La solución de las ecuaciones rectoras proporciona los desplazamientos, velocidades y aceleraciones de las diversas masas del sistema.

1.4.4 Instrumentos para medir vibraciones

De forma industrial existen muchos instrumentos para medir vibraciones, este es el caso de los vibrómetros que esencialmente ayudan a prevenir fallas. Estos dispositivos basados en tecnologías con acelerómetros y de láser. Aquellos en base acelerómetros permiten medir, desplazamiento y aceleración. Este acelerómetro o también conocido como transductor puede ser:

- Piezoeléctrico
- Piezoresistivo
- Capacitivo

Por su parte los vibrómetros láser funcionan de tal forma que detectan y analizan por medio de la radiación láser, que se dispersa en una parte vibrante, aplicando un fenómeno conocido como efecto Doppler.

De forma industrial En la figura 1.1 se muestra un esquema general mediante la cual se pueden adquirir y procesar los datos de vibración.

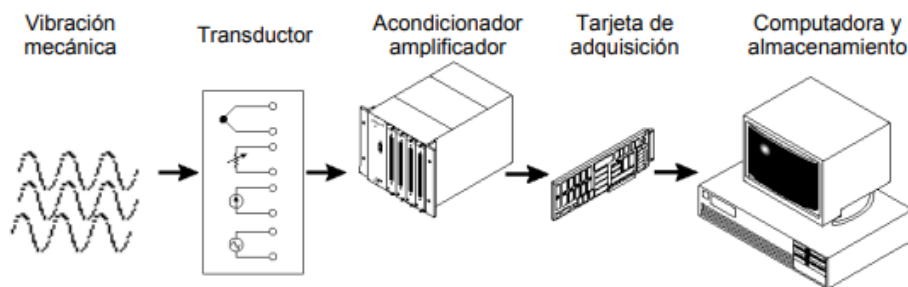


Figura 1.1 Esquema sobre adquisición de datos de vibración.
(Gallegos, Jiménez, Vega, & Guzmán, 2002)

El transductor o acelerómetro es puesto sobre el aparato o dispositivo que vibra, el cual, dichos datos, de desplazamiento, velocidad y aceleración, son procesados por un amplificador, el cual recibe la señal y la convierte, siendo almacenada en una tarjeta de adquisición y luego almacenados y mostradas en una computadora.



Figura 1.2 Esquema de adquisición de datos de vibraciones con Arduino.

Otra forma de medición de vibraciones es con el uso del Arduino Uno, sensores o módulos de acelerómetro como ADXL345 y MPU6050 que también es de giroscopio. En la figura 1.3 muestra el esquema de adquisición de datos.

Donde el acelerómetro detecta las señales de desplazamiento, velocidad y aceleración, Arduino funciona acondicionamiento y VI LabVIEW da el tratamiento a la señal y lo muestra en gráficas de frecuencias para cada eje en análisis.

1.4.4.1 Arduino Uno

Arduino UNO es una placa de microcontrolador basada en el ATmega328P. Tiene 14 pines de entrada/salida digital (de los cuales 6 pueden usarse como salidas PWM), 6 entradas analógicas, un resonador de cerámica de 16 MHz, una conexión USB, un conector de alimentación, un cabezal ICSP y un botón de reinicio.

1.4.4.2 Módulo ADXL345 y MPU6050

El ADXL345 es un acelerómetro de 3 ejes pequeño, delgado y de potencia con medición de alta resolución (13 bits) de hasta ± 16 g. Los datos de salida digital tienen un formato de complemento a dos de 16 bits y son accesibles a través de una interfaz digital SPI (3 o 4 hilos) o I2C.

MPU6050 es un sistema microelectromecánico (MEMS), consta de un acelerómetro de tres ejes y un giroscopio de tres ejes. Nos ayuda a medir la velocidad, la orientación, la aceleración, el desplazamiento y otras características similares al movimiento. Consta de un hardware convertidor de analógico a digital de 16 bits. Debido a esta función, captura el movimiento en tres dimensiones al mismo tiempo.

Para el desarrollo de este proyecto fue indispensable el uso de los modelos matemáticos que se presentan a continuación. En el diagrama a continuación Figura (Hartog, 1962) se presenta un cuerpo sometido a una fuerza periódica aplicada, junto al respectivo DCL del cuerpo de estudio.

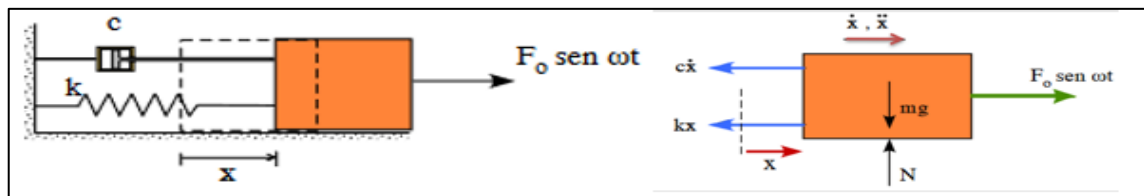


Figura 1.3 DCL cuerpo sometido a fuerza periódica. (Hartog, 1962)

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_o \sin(\omega t) \quad (1.1)$$

Teniendo como solución general:

$$x(t) = x_h + x_p \quad (1.2)$$

Donde:

x_h : solución de la ecuación homogénea

Y viene dada por:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (1.3)$$

Y,

x_p : solución particular de la ecuación compleja

En este caso x_h representaría al movimiento libre amortiguado, el cual depende del tiempo.

Por otra parte, tenemos la ecuación de la vibración estacionaria x_p que viene expresada como:

$$x_p = x_o \sin(\omega t - \varphi) \quad (1.4)$$

Donde existe solución sí y solo sí:

$$x_o = \frac{F_o}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \quad (1.5)$$

$$\tan \varphi = \frac{c\omega}{k - m\omega^2} \quad (1.6)$$

Recordando que para la frecuencia natural de la vibración libre viene dada por

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1.7)$$

Y el coeficiente de amortiguamiento

$$c_r = 2m\omega^2 \quad (1.8)$$

Realizando el respectivo reemplazo en la ecuación 3 se obtiene la amplitud de la vibración estacionaria.

$$x_o = \frac{F_o}{k} \frac{1}{\sqrt{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + [2(c/c_r)(\omega/\omega_n)]^2}} \quad (1.9)$$

Y el desfase de la vibración libre amortiguada y la estacionaria.

$$\tan \varphi = \frac{2(c/c_r)(\omega/\omega_n)}{1 - (\omega/\omega_n)^2} \quad (1.10)$$

Donde

c/c_r : factor de amortiguamiento

ω/ω_n : razón tre la fuerza natural del oscilador y la aplicada

Observando la ecuación 4 se puede observar que en caso de con un valor de $c=0$, es decir, con ausencia de amortiguación, el valor de la frecuencia angular coincide con el de la frecuencia natural, resultando en una amplitud infinita. Se dice entonces que existe **resonancia**.

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA

La metodología empleada para el diseño del banco de prueba para determinar la resistencia a vibraciones de candados geo referenciados se presenta en la figura 2.1

2.1 Requerimientos de diseño

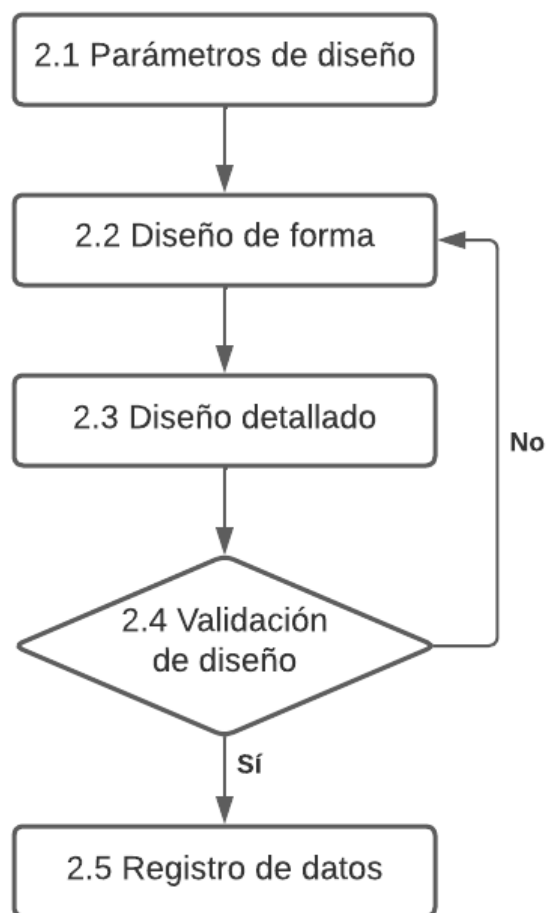


Figura 2.1 Metodología empleada.

La caja negra y caja transparente mostradas en las figuras 2.2 y 2.3, son herramientas que permiten representar de forma gráfica el proceso las cuales fueron empleadas para cumplir con el resultado deseado. En este caso, siendo un proceso de entrada el candado geo referenciado y en la salida el candado luego de las diferentes pruebas y los diferentes datos recopilados sobre las vibraciones.

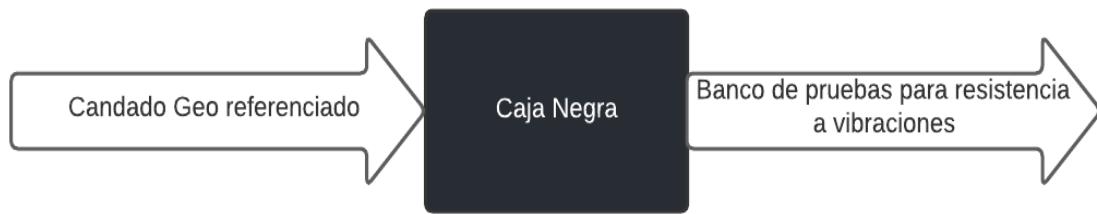


Figura 2.2 Caja Negra.

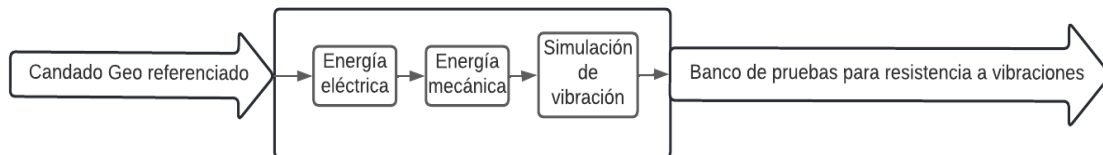


Figura 2.3 Caja Transparente.

2.2 Parámetros de diseño

Para establecer los parámetros de diseño, se estableció una previa reunión con el cliente, de esta forma se obtuvieron las necesidades y requerimientos de diseño, lo cual es llevado a especificaciones técnicas.

2.2.1 Requerimientos de diseño del cliente

- 1) Sistema mecánico que provoque vibraciones simulando condiciones reales de operación del candado.
- 2) Sistema que emule la posición de los candados en los contenedores transportados vía terrestre.
- 3) Sistema que permita variar la frecuencia de forma manual o automatizada.
- 4) Recolección de datos sobre frecuencias a las que es expuesto el candado.
- 5) Diseño con soportes para colocar el banco de prueba en superficies de paredes.
- 6) Equipo que pueda poner a prueba dos candados a la vez, como cantidad mínima.

2.2.2 Evaluación de necesidades

Para cada punto mencionado en la sección anterior se evalúan los diferentes requerimientos.

1. El sistema mecánico tiene que ser capaz de simular el movimiento del candado mientras va sobre las varillas del contenedor.
 - 1.1. En este aspecto se debe considerar que el efecto vibratorio puede ser sobre eje x, y, z o angular.
 - 1.2. Estos efectos son causados por el amortiguamiento del vehículo, posible movimiento de puertas, frenado o aceleración.
2. Para emular la posición de los candados, se debe considerar la varilla de los contenedores, a los que van sujetos los mismos.
 - 2.1. El sistema debe poseer implementado dos varillas, donde irá sujeto el candado.
 - 2.2. El candado sobre las varillas debe ir de forma vertical para emular su forma de operar en los contenedores.
3. El sistema debe ser capaz de considerar las frecuencias posibles a los que es expuesto el candado mientras va puesto sobre las varillas del contenedor, en dicho caso se es indispensable el uso de variadores de frecuencia, como potenciómetro, control programado por Arduino, etc.
4. La recolección de datos es necesaria para optimizar el análisis sobre las posibles frecuencias a las que el candado es sujeta al fallo en su placa electrónica interna.
5. Para optimizar la posición del candado y las varillas mencionadas en el punto 2 de esta sección, el banco de prueba en general debe ir de forma vertical, de tal forma que sea posible colocarlo en la pared.

2.2.3 Benchmarking

En este apartado se consideran los diferentes mecanismos ya existentes en el mercado, los cuales permitan generar vibraciones.

1) Manivela – Biela – Corredera

Según Leonardo Da Vinci este es un sistema con una facilidad de movimiento y sencillez en ejecución.

El sistema mecánico consta de una corona o disco que transmite el movimiento circular a través de un mecanismo biela-manivela para transformarlo en un movimiento lineal que se desplaza a través de una corredera.

2) Eje excéntrico – Biela – Corredera

A diferencia del sistema anterior, este mecanismo usa un pequeño eje adaptado entre la biela y el piñón motor que permite el acople de otros sistemas mecánicos.

3) Polea correa o slider

Este sistema resulta ser el de la implementación más simple, debido a que únicamente es necesario colocar dos poleas a cierta distancia, la cual una de ellas tendrá a ser la conductora y otra la conducida. Unidas a una correa, este mecanismo permite transmitir movimiento rotacional.

4) Husillo y guías

Comúnmente utilizados para sistemas lineales, conformado por un husillo el cual su movimiento es unidireccional. Sistema comúnmente utilizado para el traslado y desplazamiento de piezas o equipos. Dependiendo el tipo de requerimiento este puede poseer hasta múltiples guías que servirán como sujeción.

5) Actuador hidráulico

Sistemas automáticos que funcionan con agua o aceite. Dependen de accionadores que hacen uso del mismo fluido. Poseen un movimiento lineal por acción de la presión que mueven comúnmente un pistón por un muelle.

6) Actuador neumático

Al igual que los actuadores antes mencionados estos funcionan únicamente con aire. Dependen de accionadores que hacen uso del mismo fluido. Poseen un movimiento lineal por acción de la presión que mueven comúnmente un pistón por un muelle.

7) Motor lineal

El principio de este sistema está en la transformación de energía eléctrica a energía lineal mecánica la cual usa ensambles de bobinas e imanes permanentes colados en la guías primarias y secundarias respectivamente.

8) Motor desbalanceado

Más que un sistema mecánico, es una maquinaria que a diferencia de un motor normal estos poseen masas iguales opuestas a su centro de gravedad. Este motor colocado sobre una superficie provoca vibraciones mecánicas en todos los sentidos.

2.2.4 Especificaciones de diseño

Los requerimientos de cliente se basan un banco de prueba a la resistencia a vibraciones para su modelo de candado geo referenciado, los cuales son llamados “barra-candado para las puertas de contenedores”, estos tienen las características que se detallan en la tabla 2.1.

Tabla 2.1 Características del candado Geo Referenciado del cliente.

Características	Descripción
Largo	450 mm – 0.450 m
Alto	205 mm – 0.205 m
Espesor	100 mm – 0.100 m
Peso	4.8 kg
Material de la cerradura y refuerzos internos	Acero inoxidable aleación 304
Entrada de poder	DC 5 Voltios / 2 amperios

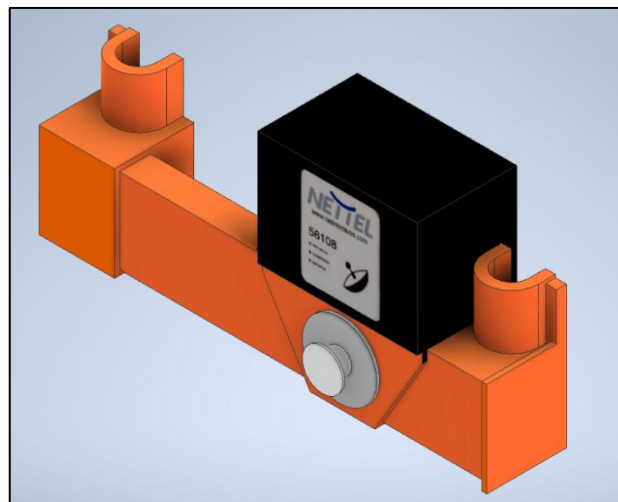


Figura 2.4 CAD de Candado Geo Referenciado.

Para el rango de frecuencia se estimó junto al cliente supuestos como velocidad de desplazamiento del vehículo en un rango de 60 km/h – 100 km/h, describiendo trayectorias rectilíneas con superficies rugosas (baches) lo cual describiría las carreteras del Ecuador. Con ello se definen características esenciales para con el diseño del sistema mecánico generador de vibraciones, descrito en la tabla 2.2.

Tabla 2.2 Especificaciones de diseño.

Motor eléctrico	AC 10 – 70 Hz
	Voltaje: 220 V
Dimensiones máximas de sistema	Largo: 450 – 500 mm
	Profundidad: 10 – 15 mm
	Alto: 900 – 1000 mm
Temperatura de operación	5 – 40 °C
Rango de frecuencia	0 - 100 Hz
Operación	Vertical
Movimiento (ejes)	Y
Vibraciones (ejes)	X, Y
Sistema de control	Variador de velocidad
	Recolector de datos y gráficas de amplitudes de frecuencia
Peso máximo de carga	15 kg
Material de la máquina	Hierro dulce /Acero inoxidable aleación 304

El sistema debe cumplir con el siguiente ciclo de operación:



Figura 2.5 Ciclo de operación del Banco de prueba.

2.3 Generación de conceptos

En este apartado se establecen ideas generales de las posibles soluciones al sistema de banco de pruebas, aquella que cumplan con los requerimientos de diseño.

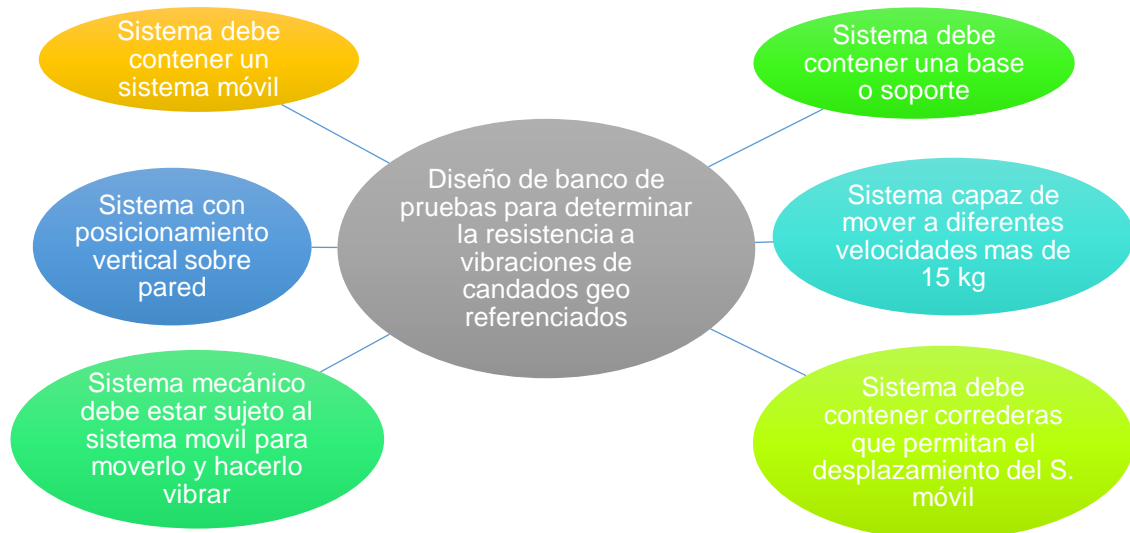


Figura 2.6 Generación de conceptos.

- Para cualquiera de los mecanismos mencionados se necesita un pase para poder sujetar la corredera o en caso el motor lineal.
- El movimiento será vertical y con un variador de frecuencia, permitirá que el sistema sea movido más rápido y por ende se generen vibraciones en el eje X - Y, esto debido a que el candado no tiene sujeción fija sobre las varillas y está apoyado sobre las grapas de las varillas.

De lo expuesto nacen las diferentes alternativas del posible diseño final, tal y como se detalla en la siguiente sección.

2.4 Diseño de forma

En base a las diferentes requerimiento y especificaciones de diseño del cliente, se puede establecer diferentes alternativas de diseño para el banco de pruebas, por lo cual se ha hecho uso de la metodología “matriz de selección” para seleccionar los criterios o parámetros de mayor relevancia para la posterior selección de equipos, materiales, y recursos necesarios para la manufactura del banco de pruebas.

2.4.1 Alternativas de diseño

Para establecer las alternativas de diseño se hizo una previa investigación sobre los posibles competidores que tendría el diseño de un banco de pruebas para candados geo referenciados, sin embargo, se encontró que en el mercado local no existe máquinas modelos o equipos que generen vibraciones para este tipo de productos, por el contrario, únicamente existen medidores de vibraciones para máquinas rotacionales, agitadores o vibradores que resultan ser importados y no de una manufactura local.

Los siguientes aspectos son considerados a viabilizar el diseño detallado de nuestro sistema, en el que se pondera los criterios que tengan mayor importancia en comparación, esto determinado por medio de la matriz de decisión.

Para cada aspecto considerado en el diseño, empleando la matriz de decisión se tiene una escala importancia en comparación entre cada uno de los criterios, siendo el 0 la escala mínima, que indica que no hay relación ni importancia en comparación, 5 igual importancia en comparación y siendo el 10 la mayor escala que indica gran importancia en comparación.

Peso: Criterio que establece el peso del sistema, entre el sistema móvil que contiene los candados, la base o soporte que sujeta dicho sistema y los diferentes accesorios que componen el sistema.

Manufactura: Referencia a la facilidad de adquisición de equipos y materiales para una posible fabricación local y posterior comercio.

Costo: Inversión necesaria para la manufactura del diseño. Este criterio viene ligado con la adquisición de materiales y equipos en el mercado local.

Utilidad: Criterio que establece las condiciones de trabajo que permitan lograr satisfacer las necesidades del cliente. Para este caso, condiciones de trabajo aproximadas a las reales. Sistema debe ser capaz de vibrar haciendo la prueba con dos candados al mismo tiempo.

Control: La automatización o trabajo manual realizado por un operador, determina la disponibilidad de recursos para el funcionamiento del equipo.

Tamaño: Espacio físico que el producto o equipo final ocupa en un lugar determinado.

Rendimiento: Criterio ligado al óptimo desempeño en base a lograr todas las especificaciones y requerimientos propuestos por el cliente.

Tabla 2.3 Comparación entre los criterios de diseño.

Criterio	Peso	Manufactura	Costo	Utilidad	Control	Tamaño	Rendimiento	Total, por fila	Peso Relativo (%)
Peso	5	5	8	3	4	5	3	33	13%
Manufactura	5	5	8	3	3	5	3	32	13%
Costo	2	2	5	3	3	4	4	23	9%
Utilidad	7	7	7	5	5	8	5	44	18%
Control	6	7	7	5	5	7	5	42	17%
Tamaño	5	5	6	2	3	5	3	29	12%
Rendimiento	7	7	6	5	5	7	5	42	17%
Total								245	100%

La utilidad fue el criterio con mayor ponderación porcentual, con mayor importancia en comparación al resto, ya que este debe cumplir con las especificaciones de los clientes, donde el banco de pruebas sea capaz de vibrar poniendo a pruebas a dos candados la vez y ser capaz de emular condiciones reales.

El control y el rendimiento son los segundos con más peso de importancia, debido a que se necesita de controladores y sensores para variar la velocidad en busca de exponer a los candados a diferentes frecuencias y obtener las respectivas gráficas, por otra parte, se requiere de un buen rendimiento, el cual cubra con todos los requerimientos y especificaciones, de manera óptima siendo capaz de trabajar por varias horas.


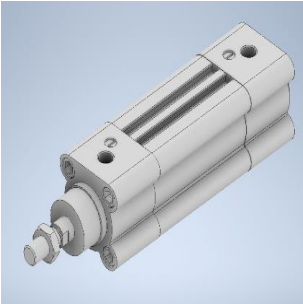
Seguido tenemos los criterios Peso, Manufactura, Tamaño, sin ser menos importante son consideraciones que se deben tomar en cuenta para que el sistema tenga un rendimiento y desempeño óptimo, lo que a su vez debe ser factible fabricarse con materiales que haya en el mercado nacional.

Finalmente, el criterio de costo es el criterio en menor peso, en relación y comparación a las demás, aunque no deja de ser importante, debido a que se trata de la inversión que debe realizar la respectiva empresa.

Posterior a la realización de matriz de decisión, se procedió a realizar la evaluación de alternativas, mediante la cual se empleó una calificación según el criterio en una escala de 0 – 10, siendo 0 siendo cero la mínima ponderación y 10 la máxima.

Las alternativas que se evalúan es diseño de selección del sistema mecánico que permitirá el movimiento y generación de vibraciones, tal y como se presenta en la tabla 2.4, en la tabla 2.5 se presentan las alternativas para la selección del sistema móvil el cual portará los candados que serán puesto a prueba, en la tabla 2.6 se presentan las alternativas sobre el sistema que será soporte y base con las correderas para el sistema móvil.

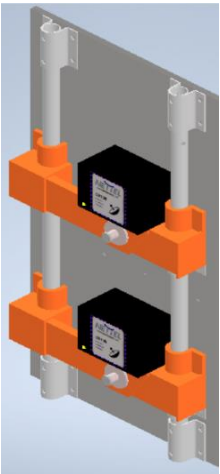
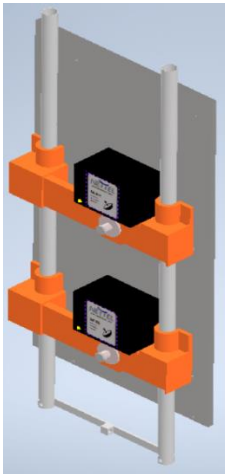
Tabla 2.4 Alternativas de sistema mecánico.

Alternativa / Criterios	1. Motor lineal	2. Actuador neumático	3. Eje excéntrico – Biela
			
Peso 13%	6	7	7
Manufactura 13%	5	4	5
Costo 9%	5	5	5
Utilidad 18%	6	2	7
Control 17%	5	4	5
Tamaño 12%	4	7	5
Rendimiento 17%	5	5	7
Puntuación ponderada	5,20	4,58	5,52

En la primera alternativa se tiene un motor que rotará una la manivela, transmitiendo dicho movimiento a la biela, para finalmente en la corredera dicho movimiento sea lineal. La segunda alternativa trabaja bajo el mismo principio mecánico, eje excéntrico, biela y corredera.

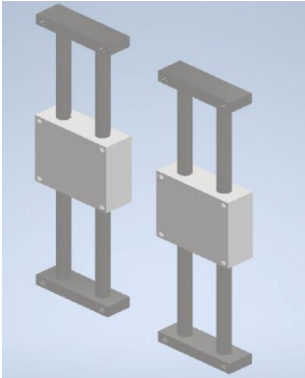

Según la evaluación de las alternativas antes los criterios, la alternativa 2, sería la adecuada para el sistema.

Tabla 2.5 Alternativas de sistema móvil.

Alternativa / Criterios	1. Sistema compacto	2. Sistema con varillas móviles
		
Peso 13%	5	8
Manufactura 13%	6	7
Costo 9%	5	6
Utilidad 18%	7	8
Control 17%	8	6
Tamaño 12%	5	7
Rendimiento 17%	7	7
Puntuación ponderada	6,35	6,60

La alternativa 1, presenta una base rectangular sobre la que se tienen dos varillas, grapas de sujeción y los candados de prueba, emulando la estructura de una puerta de contenidos, por lo cual se moverá de forma íntegra. Por otra parte, la alternativa 2 cuenta con dos varillas, 4 apoyos (collar de eje) donde reposaran los candados de prueba y una platina que permitirá enlazar el sistema mecánico con el sistema móvil. Siendo la alternativa 2, en base a la evaluación con los criterios, la más adecuada, debido a que permitirá emular condiciones reales y optimizar el peso que se debe poner a prueba.

Tabla 2.6 Alternativas de Soporte / Base con correderas.

Alternativa / Criterios	1. Mesas lineales Quadro – LZBU	2. Rodamiento lineal – Unidades lineales para eje LUND	3. Guías Lineales
			
Peso 13%	8	5	6
Manufactura 13%	5	6	6
Costo 9%	6	5	5
Utilidad 18%	3	8	7
Control 17%	5	7	6
Tamaño 12%	5	6	6
Rendimiento 17%	5	8	6
Puntuación ponderada	5,14	6,06	5,66

Para la base / soporte de pared, las alternativas de sujeción y movimiento del sistema móvil, se tiene como primera alternativa unas mesas lineales LZBU, seguido por unos rodamientos lineales Versión LUND con rodamiento LBCD, y por último unas guías lineales. Siendo la alternativa 2 la mejor aproximación en base a la evaluación porcentual con cada criterio, debido a que permitirá que el sistema móvil tenga optima sujeción a la base, y permita un desplazamiento vertical, evitando los grados de libertad.

El sistema consta de 3 partes principales:

- Sistema móvil
- Base/ Soporte para pared
- Sistema mecánico generador del movimiento

2.4.2 Selección de material

Sistema Móvil

- 1) Varillas
 - Acero AISI 1010 rolado en caliente
- 2) Collar de fijación
 - Acero inoxidable sinterizado AISI 316 LHC NI
 - Tornillo de cabeza hueca DIN 912 - Acero inoxidable AISI 304
- 3) Rodamientos Lineales.
 - Acero inoxidable LUND 20-2LS / HV6
 - Tornillos Allen M12 DIN 912/ISO 4762
- 4) Base
 - Acero AISI 316

Sistema Mecánico

- 5) Biela – Manivela
 - Varilla de Acero al carbono célula 10 ASTM 316

- 6) Motor

Motorreductor de Tornillo Sinfín Corona WEG

Sistema de control

- 7) Controladores/ sensores
 - Módulo dimmer AC 600 V, 16 A

- Arduino UNO R 3
- Acelerómetro MPU6050

2.5 Diseño detallado

Luego de la selección de las alternativas, el diseño final del sistema es la composición de tres sistemas, mencionados previamente, complementándose cada uno, para general el movimiento en el eje Y, para desplazarse por rodamientos, que sea capaz de portar dos candados para las pruebas, tal y como se observa en la figura 2.9.

Para modelar el sistema, a priori se hizo uso del programa Inventor, para dibujar la propuesta, cada una de las piezas y ensamblar cada una de ellas, para luego de aquello poder simular el comportamiento de sus partes, en el programa ANSYS.

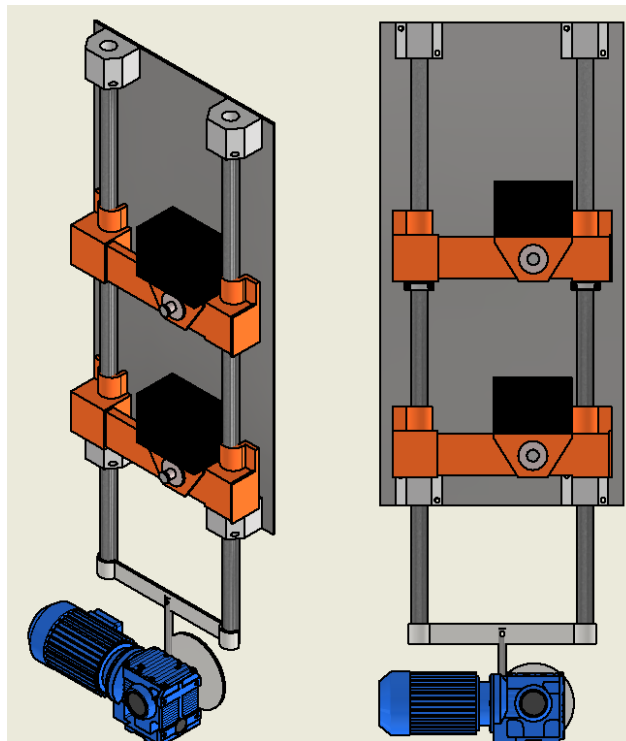


Figura 2.9 Diseño detallado del sistema de banco de prueba.

En cuanto a sus dimensiones generales son:

Tabla 2.7 Dimensiones Generales.

Largo [mm]	1200
Ancho [mm]	500
Profundidad [mm]	150
Alcance de desplazamiento [mm]	150

Así mismo como las partes principales que integran el sistema son:

Tabla 2.8 Partes del Sistema.

Partes	Cantidad
Candado Geo Referenciado	2
Collar de fijación	4
Varillas (ejes principales)	2
Rodamientos Lineales	4
Platina de unión entre varillas	1
Base	1

En cuanto a su parte mecánica expuesta en la figura 2.10 se muestra:

- Motorreductor Sinfín WEG
- Disco metálico
- Biela

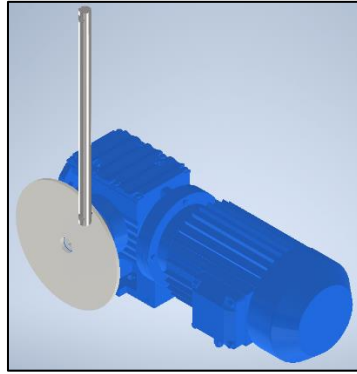


Figura 2.10 Diseño final sistema mecánico.

2.5.1 Diseño mecánico

2.5.1.1 Cálculo de factores del motor hacia la biela

Velocidad angular del motor

$$\omega = 2\pi f \quad (2.1)$$

Donde:

f : frecuencia de onda del motor [Hz]

Magnitud de fuerza que aplica el motor sobre la biela

$$T = F * d = \frac{P}{\omega} \quad (2.2)$$

Donde:

P : Potencia del motor [W]

ω : Velocidad angular del motor $\left[\frac{rad}{s}\right]$

d : distancia entre el eje del motor hacia la biela [m]

2.5.1.2 Diseño estático

Se busca realizar este análisis asumiendo cargas constantes sobre la estructura o pieza ignorando la inercia y efectos de amortiguación, es decir, no se consideran fuerzas aplicadas que varían con el tiempo. Se considera material dúctil.

Esfuerzo normal (Lineal)

Valor de esfuerzo considerado para un escenario con las peores condiciones de diseño bajo carga estática. Valor obtenido en MPa

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (2.3)$$

Factor de seguridad

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} \quad (2.4)$$

Donde:

S_y : Resistencia del material dúctil [MPa]

σ : Esfuerzo de diseño [MPa]

2.5.1.3 Diseño dinámico

Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

En este caso se utiliza la formulación a continuación considerando que el $S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa}$.

$$S_e' = 0.5S_{ut} \quad (2.5)$$

Donde:

S_{ut} : Esfuerzo último a la tensión [MPa]

Límite de Resistencia dinámica

El análisis a continuación se representa cuando se considera carga dinámica, esfuerzo repetido y carga completamente reversible, en la siguiente ecuación y factores de Marín.

$$S_e = C_{carga} C_{Tamaño} C_{sup} C_{temp} C_{conf} S_e' [MPa] \quad (2.6)$$

Los valores de los factores de carga son valores adimensionales. En el desarrollo de este proyecto se mostrarán las condiciones seleccionadas para la selección de cada constante.

C_{carga} : Factor de carga

$C_{Tamaño}$: Factor de tamaño

C_{sup} : Factor de modificación de efectos varios

C_{temp} : Factor de temperatura

C_{conf} : Factor de confiabilidad

Esfuerzo y factor de seguridad para vida infinita

Las variables a continuación ya se han detallado anteriormente.

$$\eta = \frac{S_e}{\sigma_d} \quad (2.7)$$

Donde:

$$\sigma_d = F/\pi d^2 \quad (2.8)$$

d : diámetro de la manibela [MPa]

Finalmente se despeja la variable “d” de la fórmula mostrada anteriormente y se obtiene el diámetro de la manivela que será responsable de transmitir el movimiento hacia la mesa vibratoria.

2.5.1.4 Frecuencia natural y Modos de vibración

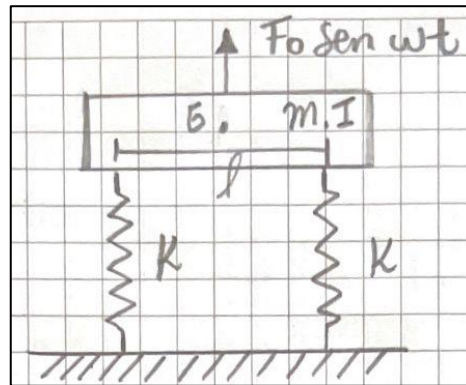


Figura 2.11 DCL idealizado para el sistema.

Las ecuaciones diferenciales a continuación permiten representar el balance de fuerzas que actúan sobre el candado geo referenciado. Y asumiendo una idealización del candado en forma de un prisma rectangular para el respectivo momento de inercia.

$$m\ddot{x} + k(x + l\varphi) + k(x - l\varphi) = F_0 \sin \omega t \quad (2.9)$$

$$\left(\frac{1}{12} ml^2\right)\ddot{\varphi} + kl(x + l\varphi) - k(x - l\varphi) = F_0 \sin \omega t \quad (2.10)$$

Donde:

x : Desplazamiento del centro de gravedad del candado [m]

φ : ángulo de rotación (+)[rad]

m : masa del candado [kg]

k : constante elástica del resorte

l : distancia entre los resortes

Frecuencia natural de la vibración libre

$$\omega_n^2 = 2 \frac{k}{m} \quad (2.11)$$

Frecuencia angular de la fuerza aplicada

$$\omega = 2\pi f$$

Donde:

f: frecuencia de onda del motor [Hz]

2.5.2 Amplitud de la vibración estacionaria

$$X_o = \frac{F_o}{k} \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2 \left(\frac{c}{c_r}\right) \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)\right]^2}} \quad (2.12)$$

Donde:

F_o: Fuerza aplicada al sistema [N]

En el caso de que el sistema no cuente con amortiguación, es decir, $c=0$ se aplica el criterio de existencia de igualdad entre la frecuencia angular de la fuerza aplicada con la frecuencia natural. En el caso de que se cumpla lo antes mencionado, a amplitud se hace infinita, y existiría **resonancia**.

2.6 Esquema del circuito para el diseño del circuito de control

Para poder variar la velocidad de giro de un motor y de manera automatizada, se establece el circuito presente en la figura 2.12.

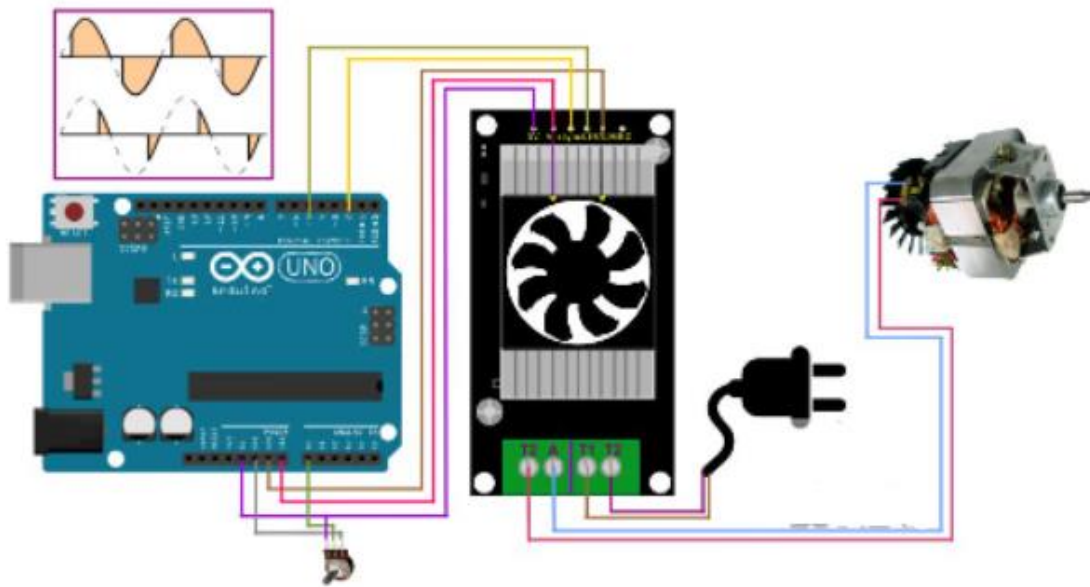


Figura 2.12 Esquema del circuito de control y automatización.

El cual consta, de una tarjeta Arduino UNO R 3, modulo dimmer y motor. Como se aprecia en la Figura 2.12, el Arduino UNO R 3 estará conectado hacia un puente H el cual tendrá como función principal evitar que la alimentación necesaria para la activación del motor quemé el microcontrolador. Para esto es necesario conocer las principales especificaciones del Arduino UNO, las cuales son detalladas a continuación:

- Velocidad de reloj: 16 MHz.
- Voltaje de trabajo: 5 V.
- Voltaje de entrada: 7,5 a 12 voltios.
- Pinout: 14 pines digitales (6 PWM) y 6 pines analógicos. Módulo dimmer

Como se mencionó anteriormente el módulo dimmer tiene como función principal convertir el voltaje AC, permitiendo el correcto accionamiento y variación en la velocidad de giro en el motor.

2.7 Adquisición de datos

Para la adquisición de datos de las señales de vibración a las que el candado estará expuesto en cada prueba, se es factible utilizar el sistema presentado en la figura 2.13

La misma que es la integración de varios componentes, entre ellos:

- Arduino
- Acelerómetro MPU5060
- Programa VI LabVIEW

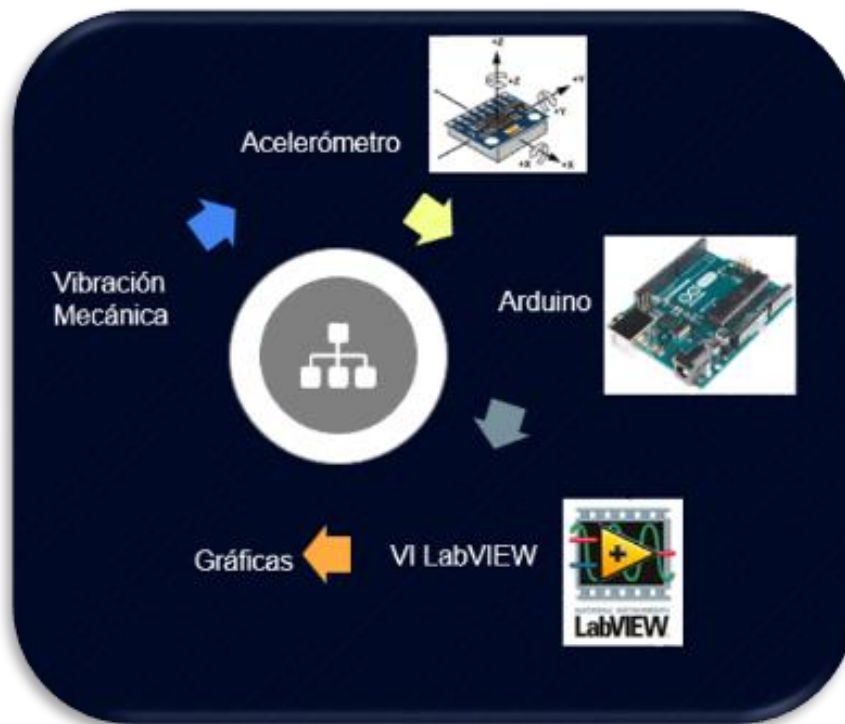


Figura 2.13 Esquema de adquisición de datos.

El esquema presentado en la figura 2.13, partiendo desde las señales de vibración que el candado presente, el acelerómetro, quien estar junto pegado al candado, detecta estas señales, en forma de desplazamiento, velocidad y aceleración en función del tiempo.

Estas señales son receptadas por el Arduino el cual funciona como un acondicionamiento, para posteriormente, gracias al Programa VI LabVIEW, y una configuración de diagrama de bloques con el fin de darle tratamiento a la señal, para obtener graficas de las señales de vibración, es decir en amplitud vs frecuencia, es decir

transforma las señales en funciones de la frecuencia espectro de respuesta. Todo lo explicado muestra en más detalle en el siguiente diagrama.

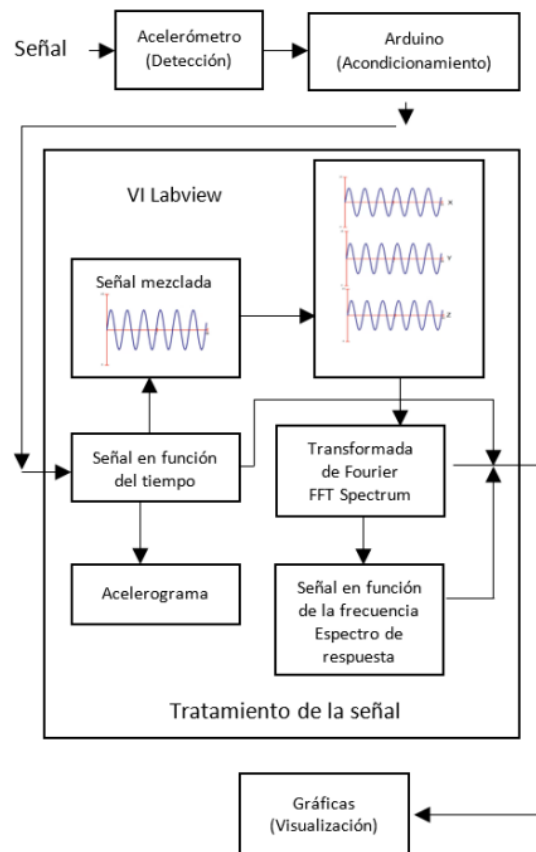


Figura 2.14 Diagrama de adquisición de datos. (Filiberto Candia Garcia, 2019)

En el diagrama de la figura 2.14, se muestra a con más detalla lo que sucede dentro del programa LabVIEW. En cuyo caso, como ya fue mencionado, le dará un tratamiento a la señal, donde recibe señales en función del tiempo, transformándolas en funciones de la frecuencia espectro de respuesta, para mostrarlas como señal de vibración y de esta forma visualizar las vibraciones a las que está expuesto el candado mientras se lo pone a prueba.

En este capítulo se logró establecer varias ideas en base a los requisitos y especificaciones de diseño, lo que nos conllevó a la generación de conceptos y finalmente selección de las alternativas pertinente y optimas según las necesidades. Se estableció el diseño final que tendrá nuestro sistema, así como los diferentes cálculos que se le realizaron.

2.8 Proceso para simulación.

Para la simulación dinámica en el módulo de ANSYS, se deben establecer condiciones y parámetros para poder ejecutar la simulación Modal.

1. Se inserta el módulo de análisis Modal

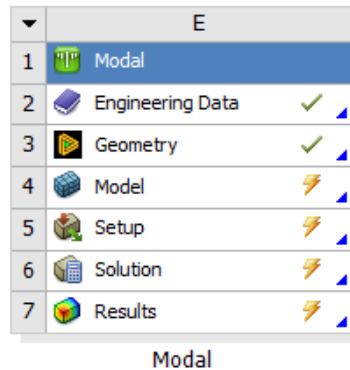


Figura 2.15 Módulo Modal para simulación Ansys

2. En la opción Engineering Data, se definen los diferentes materiales presentes en el sistema a simular.
3. En la opción Geometry, se selecciona “New DesignModeler Geometry” para importar la geometría en formato Step.
4. En el módulo Model, Se configuran los diferentes parámetros:
 - a. Materials: se asigna el material a cada componente.
 - b. Connections: Se definen las conexiones entre cada componente. Si el diseño es importado desde algún otro programa como inventor, se procede a realizar una validación en cada conexión, corregir o asignar nuevas conexiones de ser el caso.
 - c. En el módulo Mesh, se ejecuta el mallado de toda la estructura.
5. Se definen las condiciones de frontera, como puntos fijos (Fixed support).
6. Se ejecuta la simulación, en base a las frecuencias obtenidas en “Tabular Data”, seleccionándolas todas y con clic derecho sobre las mismas, se ejecuta la opción “Create Mode Shape Results”, se obtienen los diferentes modos de vibración, con sus respectivas frecuencias.
7. En el espacio de trabajo Workbench se añade el módulo Harmonic Response, conectándolo con “Model” del módulo Modal.

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

En la presente sección se ejecutan las ecuaciones mencionadas en el capítulo anterior cuya resolución se encuentra en el Apéndice A, estas ecuaciones nos permitirán determinar el diámetro de la biela, par del motor, etc. No obstante, en este capítulo, se presentan los principales resultados de los cálculos, simulaciones, selección de motor, análisis de costo, etc. y para cada uno de ellos, su respectivo análisis.

3.1 Diseño final

En base al diseño detallado de la figura 2.9, el diseño final para el correcto funcionamiento del sistema, debe ser un sistema integro, de tal forma que el motor será apoyado sobre una extensión de la misma estructura del sistema. Cabe recalcar que todo el sistema va sujeto en la pared, y por cómo se observa en la figura 3.1 sus sujeciones serán en cada perforación que tiene la base vertical y por su parte el motor, va sujeto a la base (mesa) con pernos o sujeciones, que pasan por las perforaciones que tiene de fábrica, el motor. Con este diseño se evita que el sistema, este expuesto a pandeo o fallas graves cuando esté en funcionamiento.

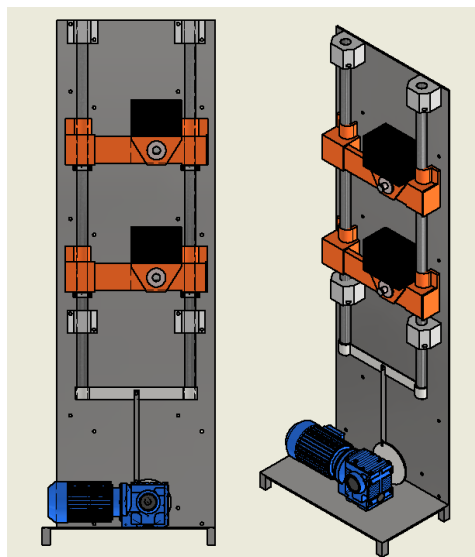


Figura 3.1 Diseño Final del Sistema de banco de prueba.

El sistema está diseñado para simular condiciones reales del candado, pero analizando esta afirmación, con la prueba de los dos candados al mismo tiempo, limita las condiciones reales y naturales que se desearía llegar. Debido a que mientras un candado sufriría un valor de impulso por parte del collar de fijación, el otro no recibiría el mismo, causando diferencia en las condiciones aplicadas para cada uno. Esto limita la obtención de datos reales, pero no el funcionamiento del sistema, el motor y todo el sistema mecánico es capaz de impulsar a todo el sistema móvil sin problema, tal y como lo sustentan los cálculos del Apéndice A.

Otra de las limitaciones del proyecto, es que se necesita de un mantenimiento periódico, al estar en funcionamiento por horas, a diferente velocidad, golpeteos entre los candados y los collares de fijación, se necesitaría de lubricación en los rodamientos lineales, de ajustes preventivos en los collares de fijación, motor, base, biela, platina de conexión y diferentes sujeciones.

3.2 Resultados y Análisis de los Cálculos

En la Tabla 3.1 se muestran los diferentes resultados obtenidos que partieron del análisis cinemático del sistema y que permitieron establecer las condiciones en los componentes después de un análisis dinámico. Estos análisis se centran en el disco excéntrico (manivela), biela, sistema móvil (varillas – collar de fijación y candados), donde se obtiene mediante DCL, las diferentes variables, mostradas en la tabla 3.1 y cuya resolución se encuentra en el Apéndice A.

Tabla 3.1 Resultados del análisis cinemático y dinámico.

Análisis cinemático y dinámico del sistema			
Componente	nomenclatura	Unidad	Valor
Masa de la biela	m1	Kg	0,12
Masa de la manivela	m2	Kg	0,48
Masa del banco de pruebas (Estimado)	m3	Kg	10
Velocidad angular de la manivela	w2	rad/s	2450
Velocidad lineal de la biela	Va	m/s	303
Aceleración angular de la manivela	α_2	rad/s ²	$2,7 * 10^6$
Aceleración de la biela	α_A	m/s ²	$1,9 * 10^6$

Todos los cálculos realizados adjuntos en el Apéndice A, en la sección 1, se obtiene la velocidad lineal, angular y aceleración.

Finalmente, después de los diferentes cálculos realizados previamente, se muestran las dimensiones obtenidas para los componentes del sistema las cuales son mostradas en la Tabla 3.2. Se establecen los factores de seguridad utilizados para una vida infinita, es decir, para que el sistema no falle durante los ciclos de operación, en base a un análisis matemático. Estos factores de seguridad son mínimos y permite realizar una comparación con que se obtienen en el programa Ansys, al momento de realizar las respectivas simulaciones dinámicas y estáticas, mostradas y explicadas en la sección 3.4.

Tabla 3.2 Resultados - Diseño Mecánico.

Diseño Mecánico			
Elemento mecánico	Aplicación	Dimensión de diseño (mm)	Factor mínimo de seguridad
Biela	Mínimo para vida infinita	7	3
	Diseño CAD y simulación	9	8
Manivela	Mínimo para vida infinita	9	3
	Diseño CAD y simulación	15	8
Platina de conexión	Mínimo para vida infinita	Largo: 285	3
	- Diseño CAD y simulación	Largo: 300	

3.3 Motor y controlador

La obtención de los valores de la sección 3.2, permitió obtener los datos mostrados en la Tabla 3.3 – 3.4 lo que ayudaría a realizar la respectiva selección y cotización del motor, necesario como máquina rotativa, encargada de darle movimiento al sistema. Debido a la velocidad angular que debería tener la biela es igual a 126 rpm o 13,2 rad/s es necesario la implementación de una caja reductora en el eje del motor.

Tabla 3.3 Resultados - Potencia requerida.

Potencia requerida		
	Nomenclatura	valor
Para motor (N/m)	M	82
Velocidad angular (rad/s)	w1	13,2

Potencia motora (Ho)	Hp	1
----------------------	----	---

Tabla 3.4 Resultados del motor para su selección.

Componente	Nomenclatura	Unidad	Valor
Velocidad angular biela	ω_1	rpm	126
Momento Par	M	Hp	1

El motorreductor es capaz de aumentar la fuerza o el par a velocidades bajas, es decir a pesar de disminuir el giro, el motor puede aumentar la fuerza de empuje. Nos permitirá mover el sistema o banco de prueba sin perder la intensidad de empuje, a su vez esto nos permite implementar un controlador (dimmer), que no es más que un regulador de voltaje AC, lo que causará que el motor disminuya o aumente su velocidad de rotación, según deseáramos.

Es por el motivo mencionado anteriormente que se ha realizado la respectiva selección de un motorreductor con las siguientes especificaciones:

Motorreductor de Tornillo Sinfín Corona WEG 1 Hp

- Marca: WEG
- Modelo: MNRV050
- Potencia: 1 Hp
- Voltaje: Monofásico 220 V
- Carga radial máxima admisible: 18.000 N
- Velocidad Máxima: 1700 rpm

En base a las especificaciones mostradas del motor, se muestra en la Tabla 3.5 las especificaciones del controlador dimmer, según los requerimientos de consumo tanto de alimentación como de corriente consumida que necesita el motor para entrar en funcionamiento.

Tabla 3.5 Equipos para el sistema de control.

Equipo	Ilustración	Especificaciones
Módulo dimmer AC 600 V, 16 A		<ul style="list-style-type: none"> • Voltaje de Control: 3.3-5 V DC • Voltaje de Carga: 600 V AC (máx.) • Frecuencia AC: 50/60 Hz • Corriente nominal carga: 14 A • Corriente máxima carga: 16 A • Potencia de carga: 440 W máx. • Triac: BT136S - 600 B • Aislamiento óptico con: MOC3021 y 4N25 • Dimensiones: 50*16*13 mm • Peso: 20 gramos.

Es necesario mencionar que dicho módulo tiene un voltaje de control de hasta 5 V DC en el cual iría la respectiva conexión del Arduino UNO, también corriente máxima permisible de 16 A siendo esta mayor a la del motor, lo cual permite la conexión entre ellos, sin problema de cortocircuito. De igual manera el dimmer posee una alimentación máxima de 600 V AC, sin embargo, es importante mencionar que el motor al ser monofásico de 220 V, únicamente se hará uso de dicho voltaje y está dentro del rango, lo cual permite reafirmar que el dimmer tiene características de acorde al motor seleccionado, validando su correcto funcionamiento.

El criterio empleado para la selección y futura implementación de dicho módulo se basa en uno de los requerimientos del cliente en donde se indica que el sistema de control debería generar de manera automática valores de velocidad o frecuencia,

Para automatizar el sistema, se es necesario de un circuito integro entre el motor, dimmer y Arduino, como fue mencionado en la sección 2.6, donde se muestra las diferentes conexiones entre ellos y en el Apéndice B, la codificación necesaria para que el Arduino pueda automatizar el sistema.

3.4 Simulaciones

3.4.1 Simulación estática - Biela

La figura 3.1 muestra una simulación realizada para con la biela en el programa Ansys, donde en base a su funcionamiento, el cual es impulsar todo el sistema móvil, por el eje vertical (Y) y su punto de unión y de fuerza aplicada en la parte superior de 47 N.

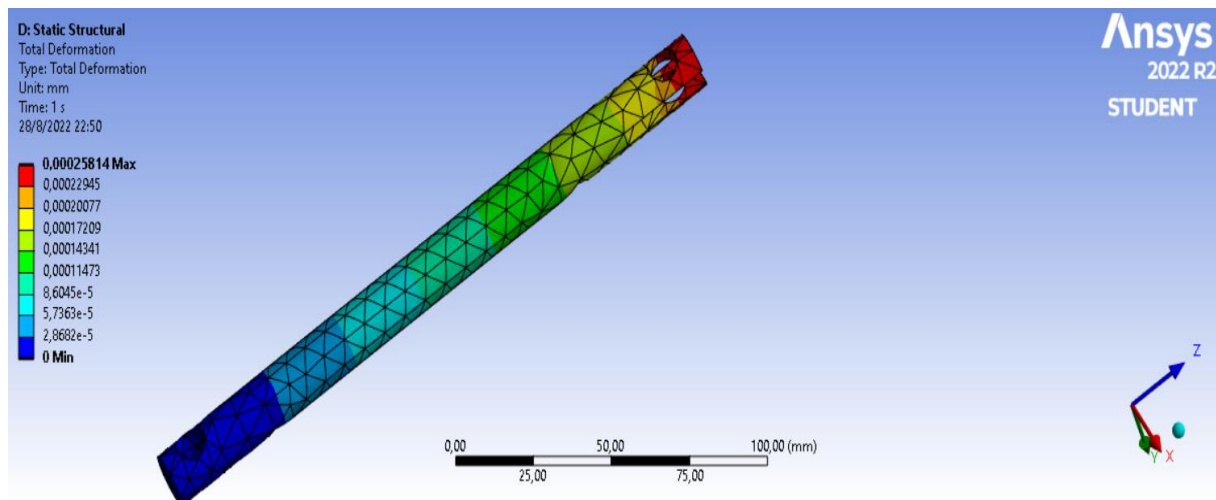


Figura 3.2 Análisis estático Biela - Deformación total.

Se observa como ocurre la deformación total en la biela del sistema, en la cual sus deformaciones máximas ocurren en la parte superior de esta, precisamente donde va sujeta con la platina de conexión e impulsará al sistema móvil de forma vertical.

Para el material seleccionado AISI 316 su deformación total máxima de 2.58×10^{-4} mm, sin exceder el límite elástico, la deformación es imperceptible y que observando la imagen no se ve irregularidades en la pieza.

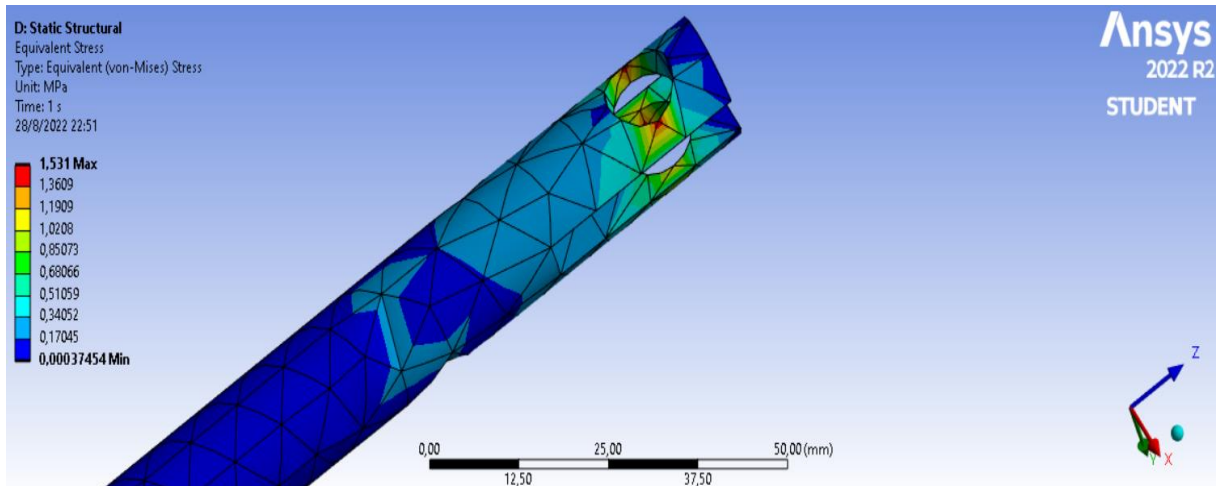


Figura 3.3 Análisis estático Biela – Tensión equivalente.

En un análisis de su esfuerzo equivalente máximo de Von Mises es de 1.5 MPa, cuyo valor es mejor menor a la resistencia a la fluencia del material (505 MPa), por lo que usar este material, precisa una correcta selección de material y un óptimo funcionamiento en su acción de impulsar el sistema móvil.

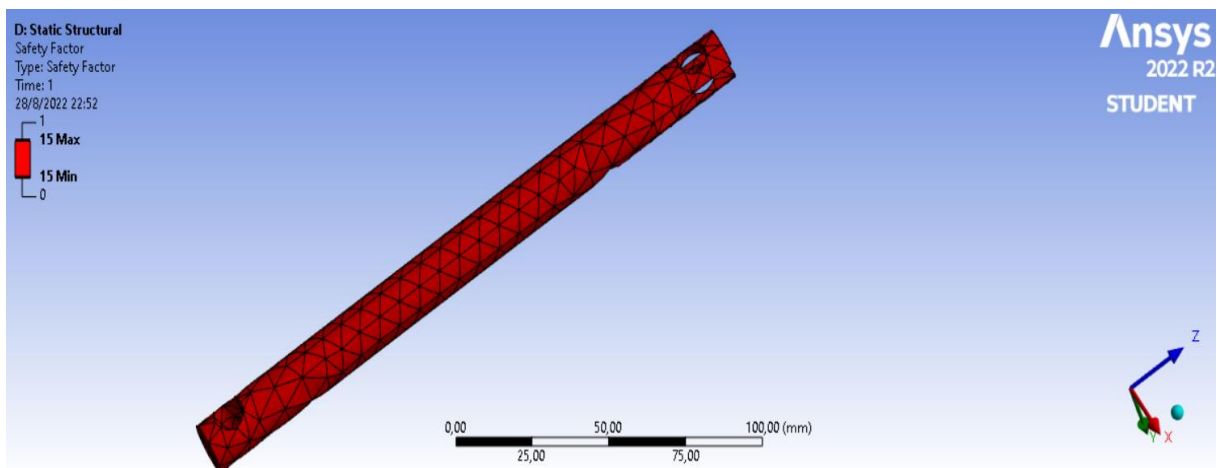


Figura 3.4 Análisis estático Biela - Factor de seguridad.

Finalmente, para la biela, como se muestra en la figura 3.3, el factor de seguridad que se obtiene es de 15, lo cual nos permite afirmar que el material seleccionado y la pieza, serán seguros y no falla.

3.4.2 Simulación estática - Collar de fijación

La simulación realizada al collar de fijación se lleva a cabo debido a que es la pieza que impulsa al candado en el eje Y, lo que causa que el mismo se mueva.

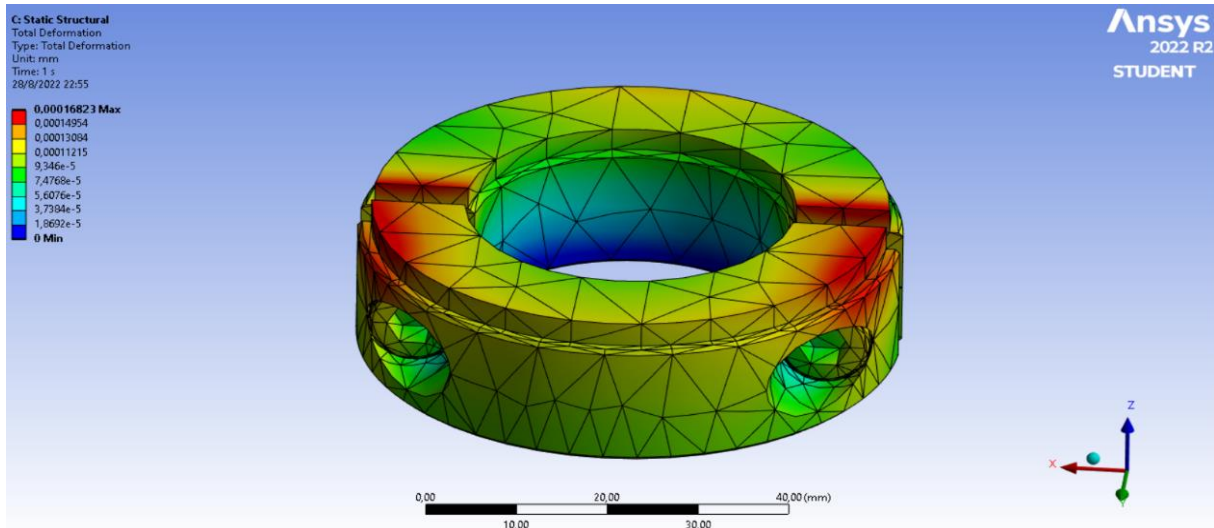


Figura 3.5 Análisis estático Collar de Fijación - Deformación total.

La figura 3.4 muestra las deformaciones totales máximas que tendrá el collar de fijación es aproximadamente de 0.00016 mm. Esta deformación ocurre a lo largo de toda la estructura de la pieza, intensificándose en la parte superior, donde serán los puntos de contacto y golpeo con el candado.

El material de esta pieza, de fabrica es AISI 316 LHC, lo que podemos afirmar que para el material no se excederá el límite elástico, la deformación es imperceptible tal y como se observa la imagen.

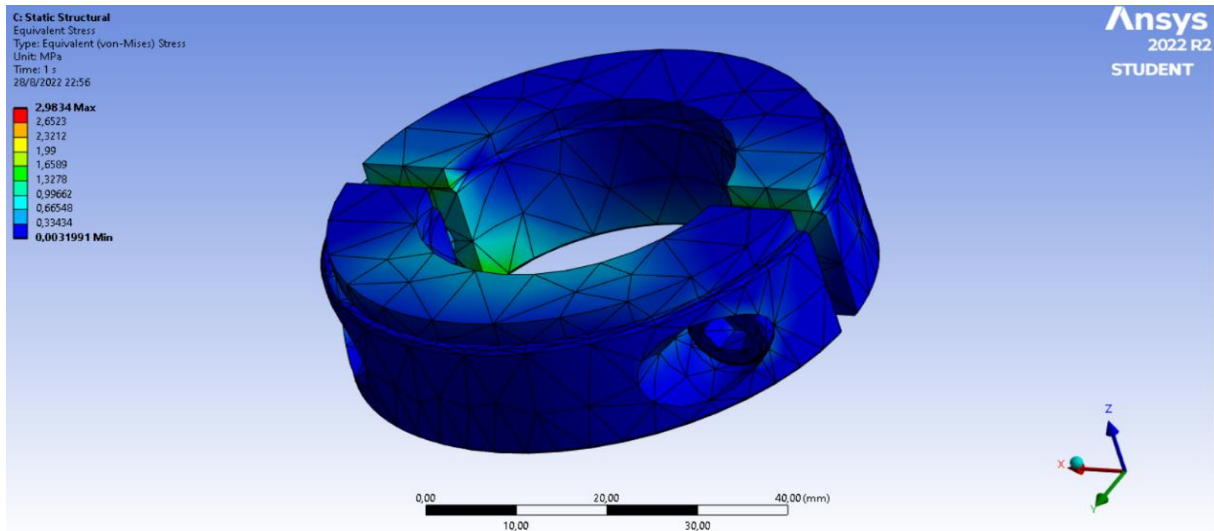


Figura 3.6 Análisis estático Collar de fijación – Tensión equivalente.

El esfuerzo equivalente máximo de Von Mises es de 2.98 MPa, cuyo valor es mejor menor a la resistencia a la fluencia del material (250 MPa), lo que nos permite afirmar que el material es una buena selección y funcionará sin problema, en el impulsar al candado. Señal

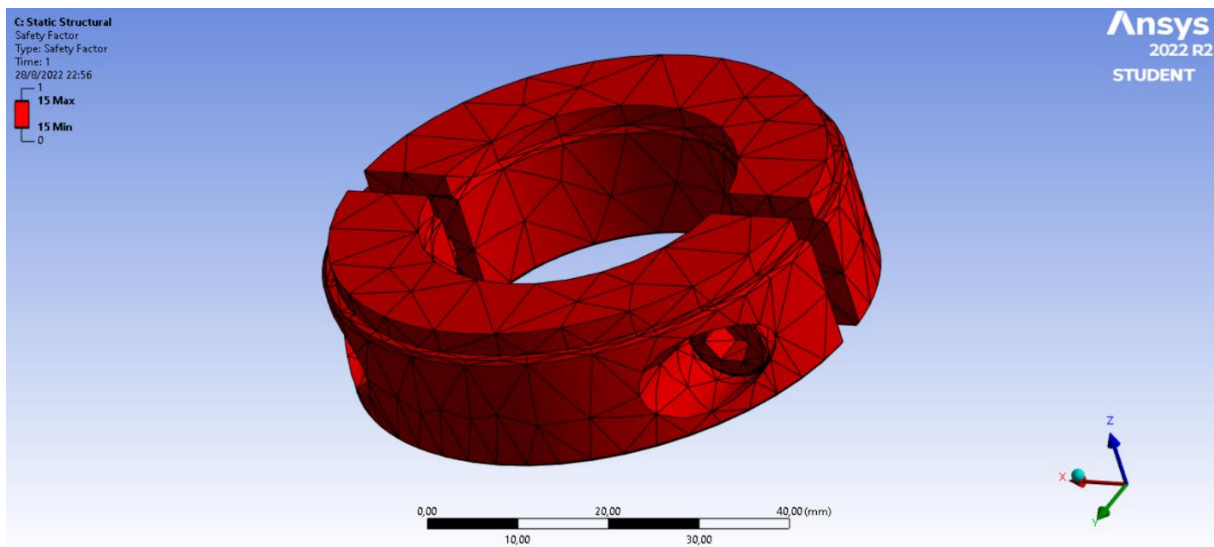


Figura 3.7 Análisis estático Collar de fijación – Factor de seguridad.

En la figura 3.6, observamos un análisis del factor de seguridad del collar de fijación, siendo este de 15, los que precisa su correcto funcionamiento y uso por un largo tiempo.

3.4.3 Simulación estática - Candado

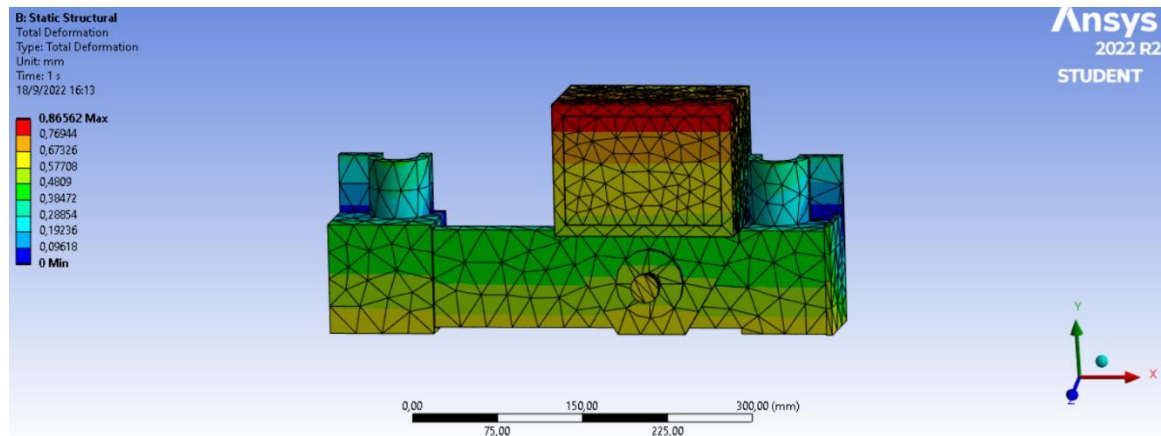


Figura 3.8 Análisis estático Candado - Deformación total.

En la figura 3.7 observamos la simulación estática del candado, al recibir el impulso del collar, previo a su movimiento o desplazamiento por las varillas (consideración para análisis dinámico).

Tiene deformaciones notorias en la parte inferior donde lo impulsará el collar, y también deformaciones intensificadas en la caja superior, donde se encuentra todo su sistema electrónico. Su estructura metálica es de acero AISI 316 y su estructura electrónica de plástico ABS, lo cual implican marcas de deformaciones diferentes. En el presente caso el candado, sufrirá deformaciones totales máximas de 0.86 mm, lo cual nos precisa un correcto funcionamiento, sin deformaciones visibles.

La intensificación de la marca roja en la parte superior, donde se encuentran sus componentes electrónicas, parte del control, de apertura y geolocalización del candado, indican que esta parte sufrirá mayor deformación y por ende posibles daños internos y en consecuencias problemas en su funcionamiento.

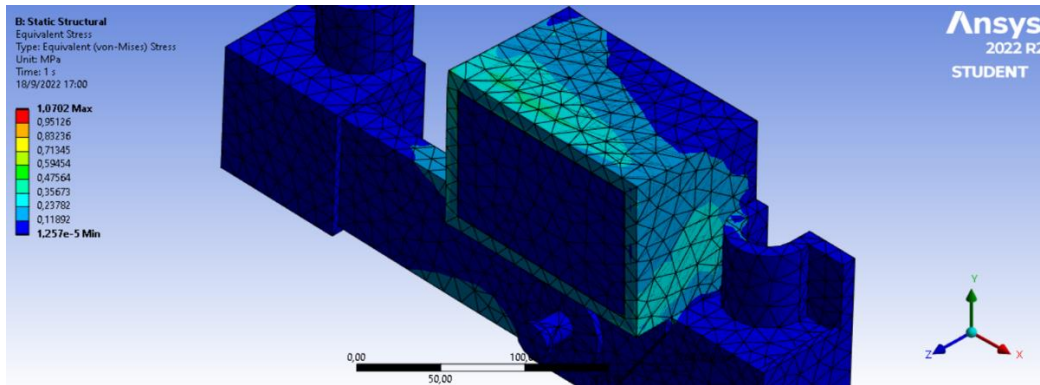


Figura 3.9 Análisis estático Candado – Tensión equivalente.

La figura 3.8 se muestra el esfuerzo equivalente máximo (Von Misses) cuyo valor es de 1,0702 MPa, valor que es mejor menor a la resistencia a la fluencia del material (550 MPa), estos esfuerzos se concentran o son más notorios en la parte superior del candado.

Por lo descrito, podemos afirmar que el candado sometido a esfuerzos grandes será capaz de soportar la fuerza a la que es sometida y no tendrá daños en su estructura externa.

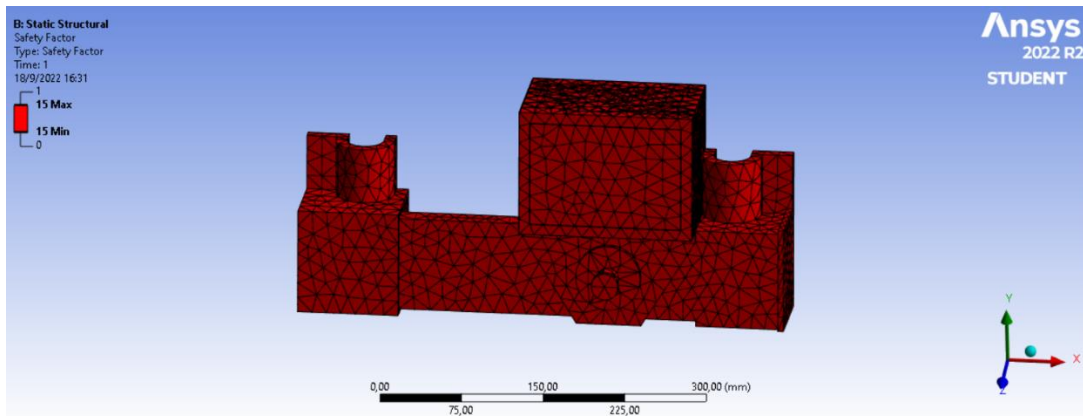


Figura 3.10 Análisis estático Candado – Factor de seguridad.

En la figura 3.9 con respecto al análisis del candado el factor de seguridad que se obtiene es 15, pudiendo afirmar que el candado en su estructura será seguro para soportar los diferentes interacciones con el collar de fijación.

3.4.4 Simulación estática - Platina de conexión

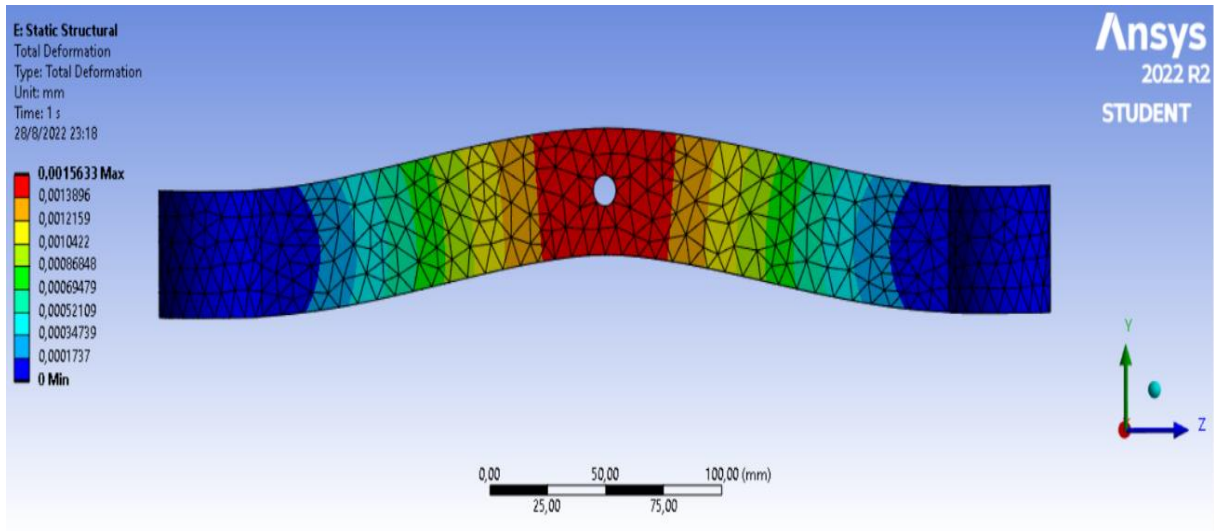


Figura 3.11 Análisis estático Platina - Deformación total.

La figura 3.10 muestra las deformaciones totales de la platina, la cual es una pieza de conexión entre el sistema mecánico y el sistema móvil. La presente pieza estará conectada directamente por el centro, con la biela, y en los extremos en sujeción fija, con las varillas, por eso su máxima deformación se sitúa en el centro. La deformación total máxima es de 0.0015 mm, siendo un valor mínimo, a pesar de que visualmente la pieza se deforma notoriamente, la misma no se romperá y soportará la fuerza que ejerce la biela sobre ella.

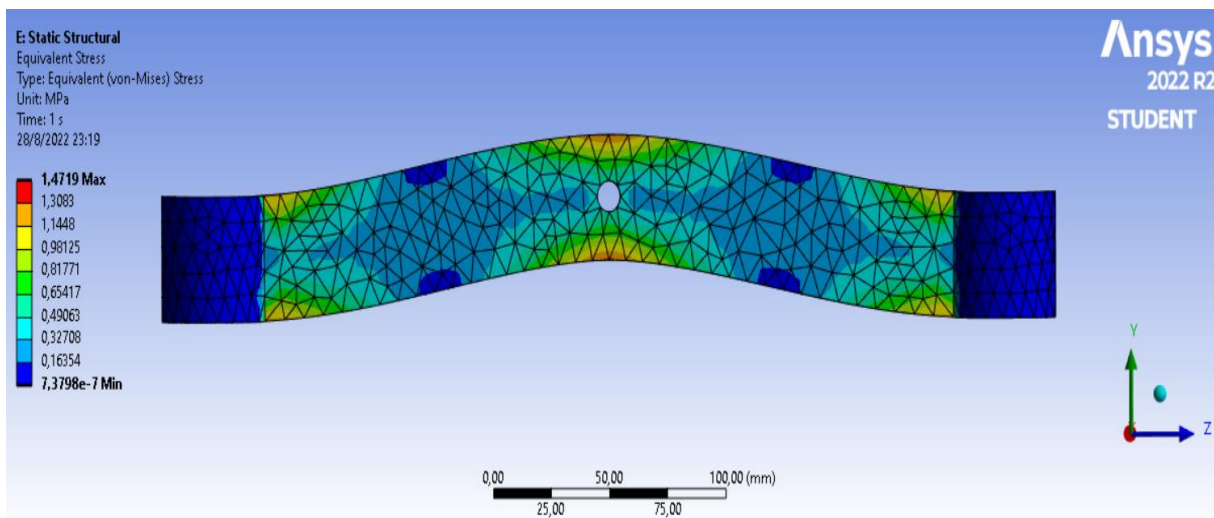


Figura 3.12 Análisis estático Platina – Tensión equivalente.

La figura 3.11 se muestra el esfuerzo equivalente máximo (Von Misses) para la platina, siendo este de 1.47 Mpa, valor que es menor a la resistencia a la fluencia del material (505 MPa), siendo el material seleccionado AISI 316. Los esfuerzos se concentran en el centro de la pieza, donde tendrá interacción con la biela.

Por lo descrito, podemos afirmar la platina, será capaz de soportar la fuerza a la que es sometida y no tendrá daños en su estructura externa.

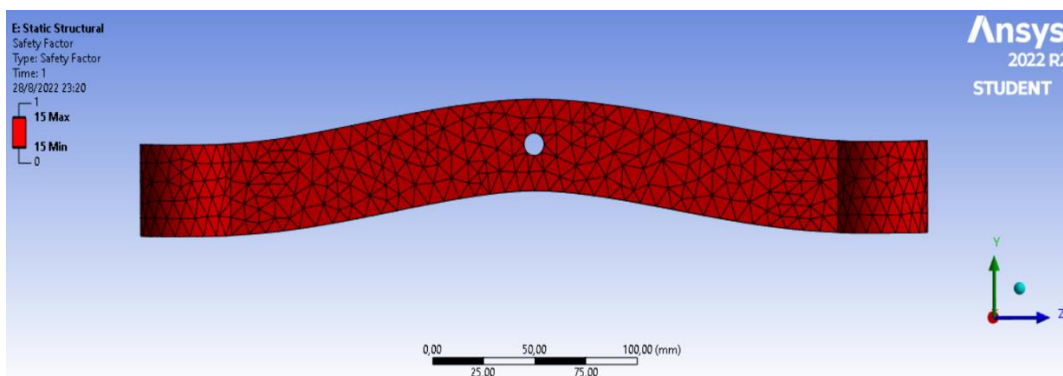


Figura 3.13 Análisis estático Platina – Factor de seguridad.

Finalmente, en la figura 3.12, para su análisis estático, la platina tiene un factor de seguridad de 15, lo cual nos permite mencionar lo ante descrito, la pieza no fallará y será segura para el sistema y su correcto funcionamiento.

3.5 Simulación Dinámica

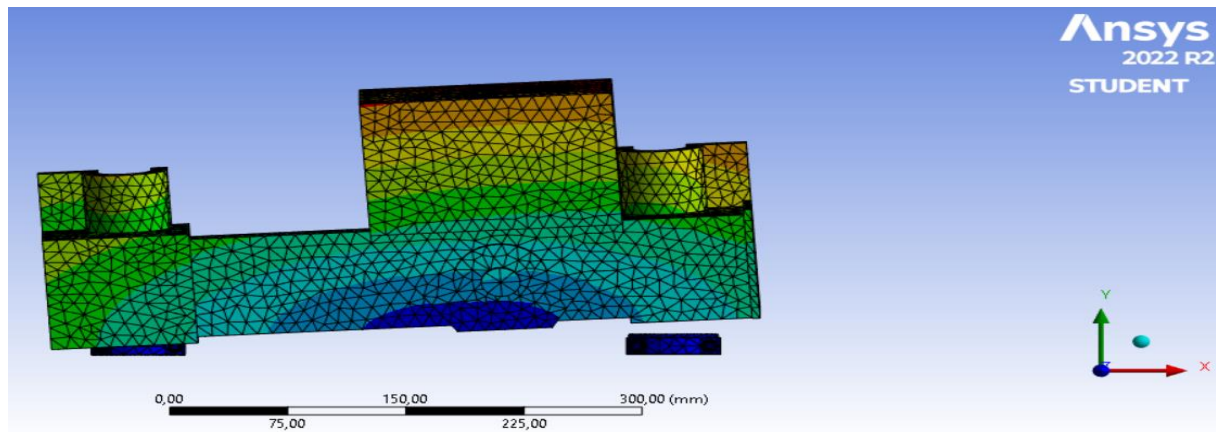


Figura 3.14 Análisis dinámico Candado/Collar - Deformación total.

Se simuló el candado en condiciones de movimientos e interacción con los collares de fijación, en el cómo se puede observar en la figura 3.13, el candado presenta mayor deformación en la parte superior donde el color rojo se intensifica, el candado sufrirá esfuerzos y deformación en tu parte superior, donde se encuentra su caja de componentes electrónicos o central de control, lo que implica daños internos e impedimento para funcionar de forma correcta e n la apertura de su cerradura y problemas en su geolocalización.

3.6 Análisis de Costos

3.6.1 Costo de materiales

Materiales y equipos tanto para la parte mecánica como la electrofónica o de control para la construcción del banco de pruebas, los cuales fueron cotizados en el mercado local, para una futura manufactura teniendo una fácil accesibilidad a los mismos. Es importante mencionar que en la adquisición de estos el valor unitario varía al costo total por lo que de manera unitaria las dimensiones por las que se cotiza no son las que se utilizarían en el banco de pruebas.

Tabla 3.6 Costo de materiales.

Proveedor	Nombre	Cantidad	Dimensiones	Especificaciones	Valor Unitarios (\$)	Valor Total (\$)
Parte Mecánica						
Bohman	Rodamiento lineal de bolas	4	Φ 40 mm	KH2540 PP- NBS	50	200
	Collar de fijación de división doble	4	Φ 35 mm	AISI 316 LHC	25	100
Promesa	Barra acero inoxidable 304 5/8"	1	Diámetro: 5/8" Longitud: 1 m	AISI 304	190	90
Dismetel	Tubo Acero al carbono Cédula 10	1	Diámetro: 1" Longitud: 6 m	ASTM 316 L	280	120
	Plancha de acero inoxidable	1	Espesor: 2 mm Ancho: 500 mm Largo: 10000 mm	AISI 316	400	200
Promesa	Motorreductor Sinfín corona WEG	1	-	Tensión: 220 V Potencia: 1 hp Relación: 15 Caja reductora: NMRV75	800	800
Parte electrónica						
ElectroStore	Módulo Dimmer 220 V	1	-	Voltaje de Control: 3.3 – 5 V Dc Voltaje de carga: 110/220 V AC	30	30
	Arduino UNO R 3	1	-	Pines Digital I/O Pins 14(6 PWM) Voltaje de operación: 5 V Velocidad de reloj: 16 MHz	60	60
Total						1600

3.6.2 Costo de mano de obra

Estos costos representan la mano de obra que fue necesaria para realizar el respectivo dimensionamiento de los materiales adquiridos de acuerdo con las necesidades de diseño mostradas en los planos. En caso de la parte electrónica, corresponde a detalles de unión entre componentes y protección de estos, mientras que, el requerimiento de mano de obra de un mecánico se hace énfasis en la necesidad de realizar los respectivos cortes y mecanizado de los materiales cotizados.

Tabla 3.7 Costo de mano de obra

Profesional	Horas de trabajo	Valor (\$)
Mecánico	5	70
Electrónico	12	30
Total		100

3.6.3 Costo total de manufactura

El costo de implementación para el banco de pruebas se muestra en la Tabla 3.6.

Tabla 3.8 Costo manufactura

Costo	Valor (\$)
Materiales y equipo	1600
Mano de obra	100
Total: \$ 1700	

3.6.4 Análisis de factibilidad

Una vez obtenido los costos de diseño o inversión, que representarían los egresos en la proyección de viabilidad del proyecto; la empresa brindó como información que “Del año 2021, los ingresos fueron de \$500,205.69 y los egresos fueron de \$482,238.29. Lo que corresponde a costos son variables por motivo de longitud del viaje, es decir de donde sale el candado a donde llega.” Por lo que obtuvieron el 3.59% aproximadamente en ganancia, calculado en meses, en promedio sería \$41683,81 de ganancias y \$40186,52 de egresos, siendo este nuestro mes 1, como punto de partida en la tabla 3.9.

Asumiendo que los ingresos aumentan y varían mes a mes entre 0% - 5%, de su valor inicial, gracias a la implementación del sistema de banco de prueba. Esto afecta directamente al flujo de Efectivo (Tabla 3.10), que también se verá en aumento. Con esto se obtienen los valores en proyección en un año (12 meses) a una tasa de interés del 10%, los respectivos valores del TIR y el VAN.

3.6.4.1 Análisis de flujo

Se plantea una proyección de 12 meses en donde el valor inicial es la inversión con \$1700 con una tasa de descuento establecida del 10%.

Tabla 3.9 Ingresos y egresos para una proyección de 12 meses

Ingresos		Egresos	
Mes	Valor	Mes	valor
1	\$41.683,81	1	\$ 40.186,52
2	\$42.934,32	2	\$ 41.392,12
3	\$42.100,65	1	\$ 40.588,39
4	\$41.892,23	4	\$ 40.387,46
5	\$42.225,70	5	\$ 40.708,95
6	\$43.768,00	6	\$ 42.195,85
7	\$42.517,48	7	\$ 40.990,25
8	\$42.017,28	8	\$ 40.508,02
9	\$43.351,16	9	\$ 41.793,99
10	\$41.850,54	10	\$ 40.347,27
11	\$42.184,01	11	\$ 40.668,76
12	\$43.059,37	12	\$ 41.512,68
Total	\$509.585	Total	\$491.280

En la tabla 3.9 se muestran los valores de ingreso y egreso, los cuales permiten determinar el flujo de efectivo neto. En la tabla 3.10 se muestran los valores del flujo, estimando que la implementación del sistema y posterior prueba de calidad de cada uno de sus candados, suponen un aumento en ingresos, egresos y más flujo de efectivo.

Tabla 3.10 Flujo de efectivo Neto

Flujo de Efectivo Neto		
Mes	# Flujo	Valor \$
0	Inversión	\$ -1.700
1	F 1	\$1.497
2	F 2	\$1.542
3	F 3	\$1.512
4	F 4	\$1.505
5	F 5	\$1.517
6	F 6	\$1.572
7	F 7	\$1.527
8	F 8	\$1.509
9	F 9	\$1.557
10	F 10	\$1.503
11	F 11	\$1.515
12	F 12	\$1.547

Con respecto al cálculo realizado en base a la Tabla 3.10 se obtuvo que el VAN es de \$11.811,44 y el TIR de 89% (tabla 3.12), en primera instancia el VAN, al ser positivo indica que el proyecto es factible y la inversión le permitirá a la empresa obtener ganancias. El VAN positivo también nos indica que la viabilidad del proyecto es acertada, porque el valor actual de los flujos es mayor al desembolso inicial.

Por otra parte, el TIR, nos indica la tasa de interés que la empresa puede ser capaz de pagar sin perder dinero, como observamos es de 89% alto, por lo que reafirma la factibilidad del proyecto.

Tabla 3.11 Análisis de Factibilidad

Tasa de descuento (i)	Inversión	Mese de proyección (n)
10%	\$1700	12

Tabla 3.12 TIR y VAN

VAN	\$11.811,44
TIR	89%

Debido a que la tasa interna de retorno es mayor a la tasa de descuento del proyecto, se puede verificar que el proyecto es rentable para la empresa, por lo que se está creando valor y mayor oportunidad de negocio. Hay que afirmar que el proyecto tiene una rentabilidad sustentable y su implementación resulta factible para la posterior manufactura. También observando la tabla 3.10 en el acumulado de su flujo de efectivo neto, podemos analizar que la empresa recuperará el valor de la inversión entre el 2^{er} mes a 4^{to} mes, lo que indica que el flujo permite solventar la inversión en este sistema de prueba, su manufactura e implementación y proyectar sus ventas en un crecimiento estimado de hasta 5% mensual.

Los valores de egresos se muestran en la cotización que se evidencia en la Tabla 3.6 – 3.7 – 3.8, donde se muestran los diferentes costos de producción o elaboración del banco de pruebas, es decir el coste de los equipos, accesorios, mano de obra y la contratación de servicios por partes de terceros para la manufactura del proyecto. Estos valores son útiles para saber cuánto debe invertir la empresa, aunque estos valores varían según el proveedor, no van a diferir de forma notorio, aun así, comparando el costo de producción, con el costo por venta y de aumento de venta mensual estimada de hasta 5%, el banco de prueba es óptimo para darle un plus a sus candados, una prueba de calidad necesaria y venderla como tal.

Dentro del aumento estimado del 5% en el flujo, para los valores de ingresos, se han estimado rubros en los cuales se incluyen la venta de más servicios de los candados, de su sistema de seguridad y geolocalización, de forma mensual y para la parte de egresos, rubros que, incluyen, mantenimiento preventivos y correctivos a los equipos ya instalados y posibles rediseños en el banco de pruebas por parte de la empresa, en miras a potenciar el diseño de este y potenciar las ventas mensuales de candados.

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Para el diseño de los principales elementos mecánicos del sistema eje excéntrico-manivela se idealizó la distancia entre el centro geométrico del disco hacia al eje excéntrico como el diseño de una biela el cual tuvo un valor de diámetro mínimo de 9 mm, entre los resultados que se obtuvieron se observan en la Tabla 3.3 los valores mínimos para una vida infinita de estos, sin embargo, en el diseño final de estos se consideró un factor de seguridad de 8 para que estéticamente tuviera una mejor apariencia en el diseño y en la simulaciones estáticas y dinámicas se pudiera observar el fenómeno de mejor manera.

Para el diseño de estos elementos se empezó realizando un análisis estático y dinámico de todo el sistema, lo que permitía identificar el par motor requerido y las condiciones iniciales de arranque para el movimiento del sistema. Entre los valores obtenidos tenemos la Tabla 11 que representa las condiciones iniciales del sistema como la potencia de motor requerido para dicho sistema.

Una vez obtenido las condiciones de movimiento del sistema se procedió con el diseño mecánico para la biela y manivela del sistema, recordando que la biela era una idealización del sistema en comparación a la aplicación real. Los valores de los diámetros de dichos elementos son mostrados en la Tabla 3.2 los cuales fueron calculados para una vida infinita, es decir, para que el elemento mecánico no falle.

Para las simulaciones y presentación del diseño en un programa CAD se estableció un factor de seguridad de 8 para que los diámetros de los elementos aumentasen y de esta manera se obtuviera una mejor visualización del sistema y mejor análisis en los resultados.

4.1 Conclusiones

- Podemos concluir que el diseño cumple con los requerimientos y necesidades del cliente los cuales fueron detallados en la Tabla 2, siendo el banco de pruebas dimensionado y diseñado como se muestra en la Tabla 12 con los respectivos planos en el Apéndice E. El sistema es capaz de poner a prueba dos candados a la vez y optimizar el tiempo de la empresa para que el producto sea comercializados con más rapidez y certificándose de su correcto funcionamiento.
- Se concluyen que el sistema de banco de prueba es apto para su manufactura y comercialización, debido a que este proyecto posee una tasa de retorno mayor al 50% haciéndolo a este rentable y sustentante, generando ganancias considerables a partir del tercer año de su ejecución.
- En base a las simulaciones estáticas y dinámica, realizadas en el programa Ansys (Capítulo 3, sección 3.1.3, sección 3.2), podemos concluir que el candado, sufrirá deformaciones (de 0.86 mm) y esfuerzos (1.7 Mpa) intensificados en la parte superior, donde se encuentran sus componentes electrónicos, lo que nos permite fortalecer la teoría de donde se sitúa su problema que causa su correcto funcionamiento.
- Se concluye que, en base al análisis estático y dinámico realizado y considerando un factor de diseño mecánico para vida infinita igual a 3 los materiales no fallarán, es decir, el esfuerzo equivalente máximo para cada elemento mecánico es menor a la resistencia a la fluencia del material y siendo evidenciado en las simulaciones de seguridad en la sección 3.1 por lo que estos no se deformarán de manera imperceptible, pudiendo afirmar que el sistema está acto para cumplir con el funcionamiento previsto.
- Se concluye que, el candado al presentar secciones de calor con tonalidad roja como se muestra en la sección 3.1 correspondiente a las simulaciones de los elementos mecánicos, se presentan puntos donde se intensifica la deformación, tanto en la parte superior como en la caja del CPU, donde se encuentra el sistema

electrónico del candado, el cual nos permite reafirmar que, el candado no falla de forma mecánica, sino en sus componentes electrónicos.

4.1.1 Conclusiones de costos

Una tasa interna de retorno menor a la tasa de descuento del proyecto permite concluir que, el proyecto tiene una buena rentabilidad para que la empresa invierta en el mismo. Con una proyección y estimación del crecimiento de hasta 5% mensual en su flujo de efectivo, también se obtiene un valor actual neto, positivo que reafirme que el proyecto debe ser aceptado y que la inversión producirá ganancias. De esta manera se cumple uno de los objetivos planteados para la creación de este proyecto.

4.1.2 Conclusión de diseño

Las condiciones iniciales establecidas para el sistema permitieron encontrar el par motor y por consiguiente la potencia del motor requerido para el arranque del sistema. De igual manera la implementación de un análisis cinemático y dinámico permitieron establecer los valores de los diámetros de los elementos mecánicos para que el sistema no falle. De esta manera se cumple con uno de los objetivos planteados para el desarrollo de este proyecto asegurándonos el correcto y seguro funcionamiento en la parte mecánica del banco de pruebas.

4.2 Recomendaciones

- Se recomienda que el análisis de vibraciones en el banco de pruebas sea aplicado a un solo candado, esto permitiría que el sistema diseñado disminuya en dimensión, en potencia requerida, en peso y así obtendrían resultados más reales acerca del comportamiento de sus candados a las vibraciones.
- Se recomienda ejecutar el proyecto de forma real, de tal forma que se puedan realizar pruebas físicas, para realizar un análisis detallado entre los resultados

teóricos y experimentales, con el fin de obtener datos validados y un análisis más eficaz.

- Se recomienda que la empresa tome medidas acerca de su sistema integrado con componentes electrónicos para el caso que se le realice diversas pruebas a este y no solo en su parte mecánica.
- Se recomienda realizar las simulaciones en otros programas, con el fin de validar datos, comparando los mismos y sacar conclusiones más fehacientes.
- Se recomienda hacer uso de un sensor de fuerza MF01, el mismo que debería ubicarse entre cada collar de fijación y el candado, con el objetivo de que este sensor sea capaz de detectar la fuerza con la que se empuja el candado y con la que el mismo golpea en su caída a este. Esto sin duda ayudaría a realizar un análisis más profundo conociendo dichas fuerzas aplicadas.
- Se recomienda considerar el costo del sistema con el fin de optimizar los recursos de la empresa y que el mismo pueda ser comercializado.

BIBLIOGRAFÍA

- Richard Budynas. (2012). DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY. (Perfect Paperback). ND: McGrawHill.
- Robert L. Mott. (2014). Machine Elements in Mechanical Design. (5ta.). USA: Pearson.
- González, G. Í., Martitegui, F. A., Herrero, M. E., & Álvarez, R. A. (2007). Los métodos de vibración como herramienta no destructiva para la estimación de las propiedades resistentes de la madera aserrada estructural. *Informes de la Construcción*, 59(506), 97-105.
- Lazcano, A. R., Estrada, R. S., Castro, S. A., & Martínez, F. M. (2011). Evaluación de métodos de detección de daños en estructuras mediante el uso de vibraciones. In *XVIII Congreso de Ingeniería Sísmica, Aguas Calientes*.
- García Fresnillo, C. (2016). Modelización y validación de un mecanismo Biela-Manivela.
- Robert L. Norton. (2013). Diseño de Maquinaria: Síntesis y Análisis de Máquinas y Mecanismos. (5). España: McGrawHill.
- R.C Hibbeler. (2016). Ingeniería mecánica, Dinámica (e-book). (Catorce Edición). NAAAA: Pearson.
- RAO, SINGIRESU S. (2012). Vibraciones mecánicas. (Quinta edición). México: PEARSON EDUCACIÓN.
- Mott, Robert L. (2006). Diseño de elementos de máquinas. (Edición en español). México: Pearson Education.
- Prasad, P. R., Nani, V., Srinivas, M., & Karthik, M. (2019). Automatic Street Light Dimmer Circuit Using Arduino. *Pramana Research Journal*, 9(4), 490-497.
- Kalaimathi, B. (2021). Automatic Headlight Dimmer Using Arduino and LDR Sensor. *Turkish Journal of Computer and Mathematics Education (TURCOMAT)*, 12(5), 885-888.
- Filiberto Candia Garcia, M. C. (2019). *Determinación didáctico experimental de la respuesta dinámica estructural en modelos de 1gdl*. Mazatlán, Sinaloa, México .

- Gallegos, M. d., Jiménez, J. R., Vega, D. V., & Guzmán, A. L. (2002). *VIBRACIÓN DURANTE EL TRANSPORTE Y SU EFECTO EN PRECEDEROS*. Ciudad de Mexico: Sanfandila.
- Hartog, J. D. (1962). *Mechanicals Vibrations*. USA: McGraw Hill Book Company.
- IDEARA, S. (2014). *Vibraciones mecánicas. Factores relacionados con la fuente y medidas de control*. España: Confederación de Empresarios de Pontevedra (CEP (Confederación de Empresarios de Pontevedra)).
- ISO. (s.f.). ISO-10816-1: Mechanical vibration-Evaluation of machine vibration by. 1995.
- Logistics, D. G. (s.f.). DSV. Recuperado el 12 de Junio de 2022, de <https://pagest.com/wp-content/uploads/2005EODTechSpec.pdf>
- MINIPRESS. (s.f.). MINIPRESS.RU. Recuperado el 5 de Junio de 2022, de <https://minipress.ru/katalog/lang/wp-content/uploads/Industrial-vibrante-pantalla-vs-04.pdf>
- transporte, O. e. (2018). *Exposición a vibraciones en el sector de la logística y el transporte*. Madrid.
- USA, D. o. (2000). *Test Method Standard for Environmental engineering Considerations and Laboratory Test*.
- Vibromaq. (s.f.). VIBROMAQ. *Fábrica Argentina de Alimetadores vibratorios*. Recuperado el 5 de Junio de 2022, de https://www.vibromaq.com.ar/Catalogos/modelo_mvm.pdf
- Filiberto Candia Garcia, M. C. (2019). *Determinación didáctico experimental de la respuesta dinámica estructural en modelos de 1gdl*. Mazatlán, Sinaloa, México .
- Gallegos, M. d., Jiménez, J. R., Vega, D. V., & Guzmán, A. L. (2002). *VIBRACIÓN DURANTE EL TRANSPORTE Y SU EFECTO EN PRECEDEROS*. Ciudad de Mexico: Sanfandila.
- Hartog, J. D. (1962). *Mechanicals Vibrations*. USA: McGraw Hill Book Company.

- IDEARA, S. (2014). *Vibraciones mecánicas. Factores relacionados con la fuente y medidas de control*. España: Confederación de Empresarios de Pontevedra (CEP).
- ISO. (s.f.). ISO-10816-1: Mechanical vibration-Evaluation of machine vibration by. 1995.
- Logistics, D. G. (s.f.). *DSV*. Recuperado el 12 de Junio de 2022, de <https://pagest.com/wp-content/uploads/200SEODTechSpec.pdf>
- MINIPRESS. (s.f.). *MINIPRESS.RU*. Recuperado el 5 de Junio de 2022, de <https://minipress.ru/katalog/lang/wp-content/uploads/Industrial-vibrante-pantalla-vs-04.pdf>
- transporte, O. e. (2018). *Exposición a vibraciones en el sector de la logística y el transporte*. Madrid.
- USA, D. o. (2000). *Test Method Standard for Environmental engeneering Considerations and Laboratory Test*.
- Vibromaq. (s.f.). *VIBROMAQ. Fábrica Argentina de Alimetadores vibratorios*. Recuperado el 5 de Junio de 2022, de https://www.vibromaq.com.ar/Catalogos/modelo_mvm.pdf

APÉNDICES

APÉNDICE A

Cálculos teóricos

El material comercialmente es encontrado y cotizado de la siguiente manera:

Barra de hierro trefilado de 5/8" SAE 1010, 1,6 Kg/m

Datos:

$$m_1 = 1,6 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \times 0,075\text{m}$$

$$m_1 = 0,12 \text{ Kg}$$

$$m_2 = 1,6 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \times 0,3\text{m}$$

$$m_2 = 0,48 \text{ Kg}$$

1. Análisis Cinemático

$$\vec{r}_{A/O} = \vec{r}_{B/O} + \vec{V}_{A/B} \quad (\text{A. 1})$$

$$\vec{V}_{A/O} = \vec{V}_{B/O} + \vec{V}_{A/B} \quad (\text{A. 2})$$

$$\vec{V}_{B/O} = \vec{\omega}_1 \times \vec{r}_{B/O} \quad (\text{A. 3})$$

$$\vec{V}_{B/O} = \begin{vmatrix} 0 & 0 & \omega_1 \\ (r_{B/O})_x & (r_{B/O})_y & 0 \end{vmatrix}$$

$$\vec{V}_{B/O} = \omega_1 \begin{pmatrix} -(r_{B/O})_y \\ (r_{B/O})_x \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} V_A \\ 0 \end{pmatrix} = \omega_1 \begin{pmatrix} -(r_{B/O})_y \\ (r_{B/O})_x \end{pmatrix} + \omega_2 \begin{pmatrix} -(r_{A/B})_y \\ (r_{A/B})_x \end{pmatrix}$$

$$\vec{r}_{B/O} = \begin{pmatrix} -0,075 \cos 30 \\ 0,075 \sin 30 \end{pmatrix}$$

$$\vec{r}_{B/O} = \begin{pmatrix} -0,065 \\ 0,038 \end{pmatrix} m$$

$$\vec{r}_{A/B} = \begin{pmatrix} -0,3 \cos 24,23 \\ -0,3 \sin 24,23 \end{pmatrix}$$

$$\vec{r}_{A/B} = \begin{pmatrix} -0,27 \\ -0,12 \end{pmatrix} m$$

$$\begin{pmatrix} V_A \\ 0 \end{pmatrix} = -33 \text{ rad/s} \begin{pmatrix} -0,065 \\ -0,27 \end{pmatrix} + \omega_2 \begin{pmatrix} 0,038 \\ -0,12 \end{pmatrix}$$

$$0 = -33 \text{ rad/s} (8,91) + \omega_2 (0,12)$$

$$\boxed{\omega_2 = 2450,3 \text{ rad/s}}$$

$$V_A = -33 \text{ rad/s} (0,27) + (2450,3 \text{ rad/s})(-0,12)$$

$$\boxed{V_A = 303 \frac{m}{s}}$$

$$\vec{a}_{A/O} = \vec{a}_{B/O} + \vec{a}_{A/B} \quad (\text{A. 4})$$

$$\vec{a}_{B/O} = \vec{\alpha}_1 \times \vec{r}_{B/O} + \vec{\omega}_1^2 \times \vec{r}_{B/O} \quad (\text{A. 5})$$

$$\vec{a}_{B/O} = \alpha_1 \begin{pmatrix} -(r_{B/O})_y \\ (r_{B/O})_x \end{pmatrix} - \omega_2^2 \begin{pmatrix} (r_{A/B})_x \\ (r_{A/B})_y \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} a_A \\ 0 \end{pmatrix} = -\omega_1^2 \begin{pmatrix} -(r_{B/O})_x \\ (r_{B/O})_y \end{pmatrix} + \alpha_2 \begin{pmatrix} (r_{A/B})_y \\ (r_{A/B})_x \end{pmatrix} - \omega_2^2 \begin{pmatrix} -(r_{A/B})_x \\ (r_{A/B})_y \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} a_A \\ 0 \end{pmatrix} = -(33)^2 \begin{pmatrix} -0,065 \\ 0,038 \end{pmatrix} + \alpha_2 \begin{pmatrix} 0,12 \\ -0,27 \end{pmatrix} - (2450,3)^2 \begin{pmatrix} -0,27 \\ -0,12 \end{pmatrix}$$

$$0 = -(33)^2(0,038) + \alpha_2(-0,27) - (2450,3)^2(-0,12)$$

$$\boxed{\alpha_2 = 2,7 * 10^6 \frac{rad}{s^2}}$$

$$a_A = -(33)^2(-0,065) + (2,7 * 10^6)(0,12) - (2450,3)^2(-0,27)$$

$$\boxed{a_A = 1,9 * 10^6 \frac{m}{s^2}}$$

2. Análisis dinámico

Datos:

$$m_1 = 0,12 \text{ Kg}$$

$$m_2 = 0,48 \text{ Kg}$$

$$m_3 = 10 \text{ Kg (Valor estimado)}$$

$$\omega_2 = 2450 \text{ rad/s}$$

$$V_A = 303 \frac{m}{s}$$

$$\alpha_2 = 2,7 * 10^6 \frac{rad}{s^2}$$

$$a_A = 1,9 * \frac{10^6 m}{s^2}$$

Tabla A. 1 Datos generales del sistema

Componente	Nomenclatura	Unidad	Valor
Masa de la biela	m1	Kg	0,12
Masa de la manivela	m2	Kg	0,48
Masa del banco de pruebas (Estimado)	m3	Kg	10
Velocidad angula de la manivela	w2	rad/s	2450
Velocidad lineal de la biela	Va	m/s	303
Aceleración angular de la manivela	α_2	rad/s ²	$2,7 * 10^6$
Aceleración de la biela	a_A	m/s ²	$1,9 * 10^6$

3. Análisis en DCL 3

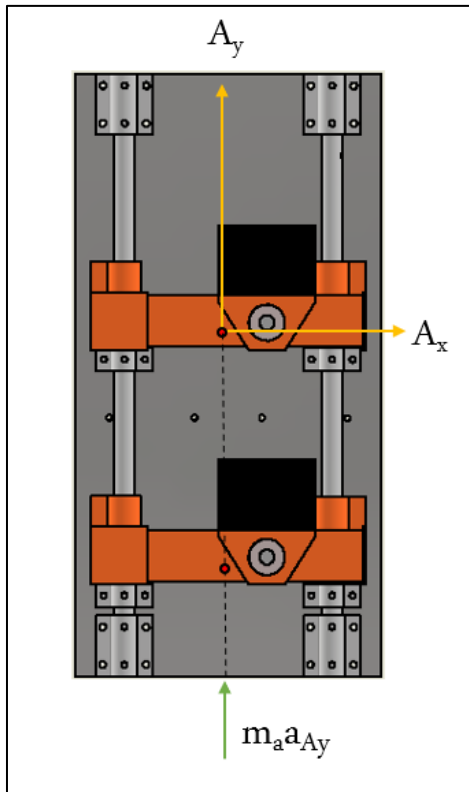


Figura A. 1 – DCL 3

$$\sum F_y = m_A a_{A_y}$$

$$A_y = m_A a_{A_y}$$

$$A_y = (10 \text{ Kg}) \left(1,9 * 10^6 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$$

$$A_y = 19 * 10^6 \text{ N}$$

4. Análisis en DCL 2

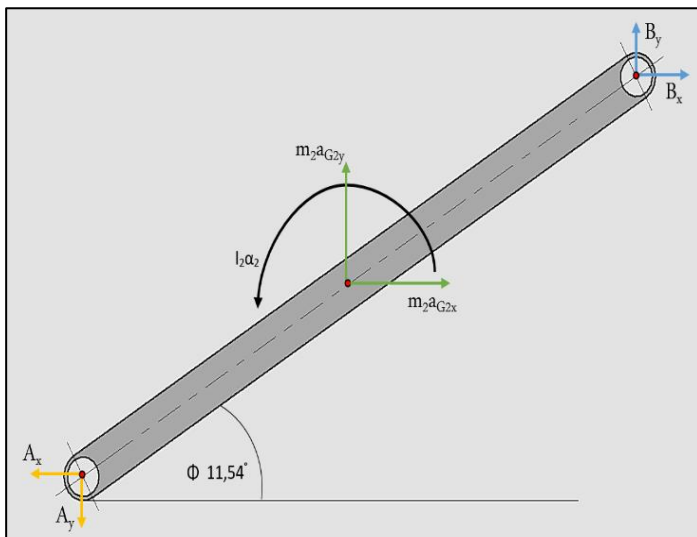


Figura A.2 – DCL 1

$$\sum F_x = m_2 a_{G2x}$$

$$B_x - A_x = m_2 a_{G2x}$$

$$\sum F_y = m_2 a_{G2y}$$

$$B_y - A_y = m_2 a_{G2y}$$

$$\sum M_G = I_2 \alpha_2$$

$$0,15 \cos(11,54) B_y - 0,15 \sin(11,54) B_x + 0,15 \cos(11,54) A_y - 0,15 \sin(11,54) A_x = I_2 \alpha_2$$

$$I_2 = \frac{m_2 L_2^2}{12}$$

$$I_2 = \frac{(0,48)(0,3)^2}{12}$$

$$I_2 = 3,6 \times 10^{-3}$$

5. Balance en la biela

$$\vec{a}_{G_2} = \vec{a}_A + \overrightarrow{(a_{G_2/N})_n} + \overrightarrow{(a_{G_2/A})_t}$$

$$\vec{a}_{G_2} = \begin{pmatrix} a_A \\ 0 \end{pmatrix} + \alpha_2 \begin{pmatrix} -(r_{G_2/A})_y \\ (r_{G_2/A})_x \end{pmatrix} - \omega_2^2 \begin{pmatrix} (r_{G_2/A})_x \\ (r_{G_2/A})_y \end{pmatrix}$$

$$\overrightarrow{r_{G_2/A}} = \begin{pmatrix} (r_{G_2/A})_x \\ (r_{G_2/A})_y \end{pmatrix}$$

$$\overrightarrow{r_{G_2/A}} = \begin{pmatrix} 0,15 \cos 11,54 \\ 0,15 \sin 11,54 \end{pmatrix}$$

$$\overrightarrow{r_{G_2/A}} = \begin{pmatrix} 0,15 \\ 0,03 \end{pmatrix}$$

$$\vec{a}_{G_2} = \begin{pmatrix} 1,9 * 10^6 \\ 0 \end{pmatrix} - (2450^2) \begin{pmatrix} 0,15 \\ 0,03 \end{pmatrix} + (2,7 * 10^6) \begin{pmatrix} -0,03 \\ 0,15 \end{pmatrix}$$

$$\vec{a}_{G_2} = \begin{pmatrix} 9,2 * 10^5 \\ 2,2 * 10^5 \end{pmatrix} m/s^2$$

$$B_x - A_x = m_2 a_{G_{2x}}$$

$$B_x - 19 * 10^6 = (0,48)(9,2 * 10^5)$$

$$B_x = 19,4 * 10^6 \text{ N}$$

$$B_y - A_y = m_2 a_{G_{2y}}$$

$$B_y - A_y = (0,48)(2,2 * 10^5)$$

$$B_y - A_y = 1,06 * 10^5$$

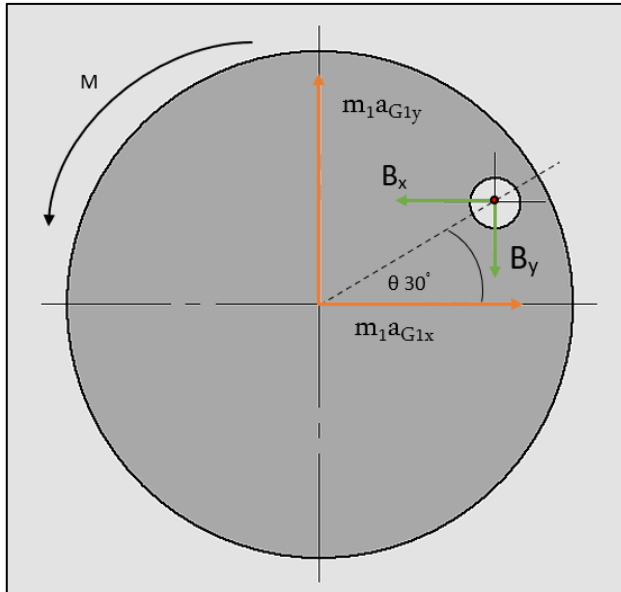
Sistema de ecuaciones

$$\begin{cases} B_y - A_y = 1,06 * 10^5 \\ 0,15B_y + 0,15A_y = 16 * 10^5 \end{cases}$$

$$A_y = 5,4 * 10^6 \text{ N}$$

$$B_y = 5,3 * 10^6 \text{ N}$$

6. Balance en la manivela DCL 1



$$\sum F_x = m_1 a_{G1x}$$

$$O_x - B_x = m_1 a_{G1x}$$

$$\sum F_y = m_1 a_{G1y}$$

$$O_y - B_y = m_1 a_{G1y}$$

Figura A.2 – DCL 1

$$\sum M_G = 0$$

$$0,0375O_y + 0,0375B_y + 0,0375O_x + 0,0375B_x + M = 0$$

$$\vec{a}_{G_1} = \vec{a}_o + \overrightarrow{(a_{G_1/o})_n} + \overrightarrow{(a_{G_1/o})_t}$$

$$\vec{a}_{G_1} = -\omega_1^2 \begin{pmatrix} (r_{G_1/o})_x \\ (r_{G_1/o})_y \end{pmatrix}$$

$$\vec{a}_{G_1} = -(33)^2 \begin{pmatrix} -0,0375 \cos 30 \\ 0,0375 \sen 30 \end{pmatrix}$$

$$\vec{a}_{G_1} = \frac{\begin{pmatrix} 0,032 \\ -0,019 \end{pmatrix} m}{s^2}$$

$$O_x - 19,4 \times 10^6 = (0,12)(0,032)$$

$$O_x = 19,4 \times 10^6 N$$

$$O_y - B_y = m_1 a_{G_{1y}}$$

$$O_y - 5,3 \times 10^6 = (0,12)(0,019)$$

$$O_y = 5,3 \times 10^6 N$$

7. Par Motor requerido

$$0,0375O_y + 0,0375B_y + 0,0375O_x + 0,0375B_x + M = 0$$

$$0,0375(5,3 \times 10^6) + 0,0375(5,3 \times 10^6) + 0,0375(19,4 \times 10^6) + 0,0375(19,4 \times 10^6) + M = 0$$

$$\boxed{M = -82 Nm}$$

Para la selección del motor se multiplica el par motor por la velocidad angular de la biela $\omega_1 = 13,2 \text{ rad/s}$ teniendo la potencia requerida:

$$P = 82Nm * 13,2 \frac{rad}{s}$$

$$P = 1082,4 W = 1 HP$$

7.1. Selección del motor

Conociendo los parámetros necesarios para hacer la respectiva selección del motor se establecen los siguientes valores:

Tabla A. 2 Selección de motor

Componente	Nomenclatura	Unidad	Valor
Velocidad angular biela	ω_1	rpm	126
Momento Par	M	HP	1

A partir de los datos adquiridos en base a los análisis realizados se realizó la respectiva cotización del motor, teniendo como selección para una futura implementación la máquina rotativa que se muestra a continuación:

- Marca: WEG
- Modelo: MNRV050
- Potencia: 1 Hp
- Potencia: Hasta 15 KW
- Voltaje: Monofásico 220 V
- Carga radial máxima admisible: 18.000 N
- Velocidad Máxima: 1700 rpm
- Velocidad Mínima: 130 rpm

Conociendo el valor de potencia requerida para el sistema se procede a corregir el diseño de diámetro asumido para la biela y manivela

$$\omega = 2\pi f = 314 \text{ RPM} \approx 33 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$f = 50 \text{ Hz}$$

$$T = \frac{P}{\omega} = F * d \quad (\text{A. 6})$$

$$F = \frac{P}{\omega * d} = \frac{1082 \frac{\text{J}}{\text{s}}}{33 \frac{\text{rad}}{\text{s}} * 0.06\text{m}}$$

$$F = 546,5 \text{ [N]}$$

Para un acero AISI 1010 rolando en caliente:

$$S_y = 179 \text{ [MPa]}$$

$$S_{ut} = 324 \text{ [MPa]}$$

8. Diseño Estático para la manivela

Este cálculo estático corresponde a la manivela del sistema mecánico que será usado para mover todo nuestro sistema.

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} \quad (\text{A. 7})$$

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{\frac{\pi}{4}d^2} \quad (\text{A. 8})$$

$$\eta = \frac{\pi * d^2 * S_y}{4 * F} \quad (\text{A. 9})$$

Despejando la ecuación 3.4 podemos obtener el diámetro:

$$d = \sqrt{\frac{\eta * 4 * F}{\pi * S_y}} = \sqrt{\frac{3 * 4 * 546,5}{\pi * 179 \times 10^6}}$$
$$d = 5 \text{ mm}$$

Se asume factores de seguridad distintos:

$$\begin{cases} \eta = 3 ; d = 5 \text{ mm} \\ \eta = 7 ; d = 8 \text{ mm} \end{cases}$$

Asumiendo:

$$f = 40 \text{ Hz}$$

$$\omega = 2\pi f = 251 \text{ RPM} \approx 26 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$F = 693,6 [N]$$

$$\eta = 5$$

$$d = \sqrt{\frac{\eta * 4 * F}{\pi * S_y}} = \sqrt{\frac{5 * 4 * 693,6}{\pi * 179 * 10^6}}$$

$$d = 7 \text{ mm}$$

9. Diseño dinámico para la manivela

$$S_e = C_{Carga} C_{Tamaño} C_{sup} C_{temp} C_{conf} S_e' \quad (\text{A. 10})$$

$$S_e' = 0.5 S_{ut} \quad (\text{A. 11})$$

$$S_e' = 0.5 * 324 \text{ [MPa]} = 162 \text{ [MPa]}$$

Considerando:

$$C_{sup} = 0.91 \text{ (Rolado en caliente)}$$

$$C_{temp} = 1 \text{ (Temperatura ambiente)}$$

$$C_{conf} = 0.897 \text{ (confiabilidad 90\%)}$$

$$C_{Carga} = 0.7 \text{ } (\sigma_{axial})$$

$$C_{Tamaño} = 0.869 d^{-0.097}$$

$$C_{Tamaño} = 0.869(5)^{-0.097}$$

$$C_{Tamaño} = 0.74$$

$$S_e = 0.7 * 1 * 0.91 * 0.897 * 0.74 * 162 \text{ [MPa]}$$

$$S_e = 68,5 \text{ [MPa]}$$

10. Diseño para vida infinita

$$\eta = \frac{S_e}{\sigma_d} \quad (\text{A. 12})$$

$$\sigma_d = \frac{F}{A} = \frac{F}{\frac{\pi}{4}d^2} \quad (\text{A. 13})$$

$$d^2 = \frac{\eta * 4 * F}{\pi * S_e} \quad (\text{A. 14})$$

$$d = \sqrt{\frac{\eta * 4 * F}{\pi * S_e}} = \sqrt{\frac{3 * 4 * 693,6}{\pi * 68,5 \times 10^6}}$$

$$d = 9 \text{ mm}$$

Asumiendo un factor de seguridad de 8 se obtiene un diámetro de:

$$d = \sqrt{\frac{\eta * 4 * F}{\pi * S_e}} = \sqrt{\frac{3 * 4 * 693,6}{\pi * 68,5 \times 10^6}}$$

$$d = \sqrt{\frac{8 * 4 * 1434}{\pi * 68,5 \times 10^6}}$$

$$d = 15 \text{ mm}$$

Valor de diámetro que se utilizó para el diseño del banco de pruebas.

APÉNDICE B

1. Código Arduino

Código de conexión entre dimmer y Arduino

Librería para conexión e inicialización del Dimmer

```
#include <RBDdimmer.h>
#define outputPin 5
#define zerocross 2
dimmerLamp dimmer (outputPin, zerocross);

void setup () {
  dimmer. begin (NORMAL_MODE, ON); //dimmer initialisation: name. begin (MODE,
STATE)
}
void loop ()
{
  ...
}
```

Conexiones entre Dimmer y Arduino UNO

```
Int linea1 = 3 ;
Int linea2 = 6 ;
Int linea3 = 10 ;
void setup () {
  pinMode (linea1, OUTPUT);
  pinMode (linea2, OUTPUT);
  pinMode (linea3, OUTPUT);

  digitalWrite (linea1, LOW);
  digitalWrite (linea2, LOW);
  digitalWrite (linea3, LOW);
}
void loop () {
  int reg=map(analogRead(A0), 0, 1023, 0, 314);

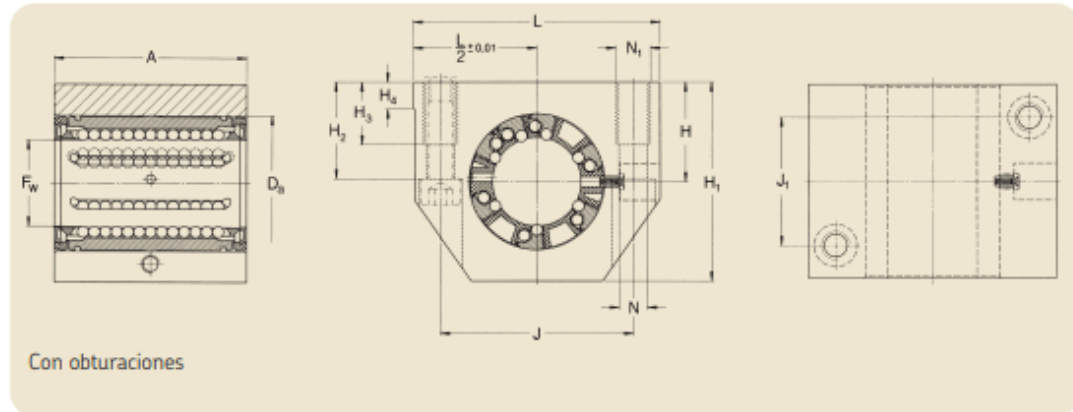
  digitalWrite (linea1, HIGH);
  delay(reg/3);
  digitalWrite (linea2, HIGH);
  delay(reg/3);
  digitalWrite (linea3, HIGH);
  delay(reg/3);
  digitalWrite (linea1, LOW);
  delay(reg/3);
  digitalWrite (linea2, LOW);
  delay(reg/3);
  digitalWrite (linea3, LOW);
  delay(reg/3);
}
```

APÉNDICE C

Unidades lineales para ejes – LUND

Carcasa cerrada, pueden relubricarse

- Versión LUND con rodamiento LBCD, autoalineante



Dimensiones													Cargas básicas nominales		Masa	Designaciones	
F_w	A	D_s	H	H_1	H_2	H_3	H_4	J	J_1	L	$N^{(1)}$	$N_1^{(1)}$	din. C	est. C_0	kg	Unidad lineal con 2 obturaciones	2 retenes de doble labio
mm													—	N	kg	—	
12	32	22	18	35	16,5	11	6	32	23	43	4,3	M 5	1 080	815	0,093	LUND 12	LUND 12-2LS
16	37	26	22	42	21	13	7	40	26	53	5,3	M 6	1 320	865	0,161	LUND 16	LUND 16-2LS
20	45	32	25	50	24	18	7,5	45	32	60	6,6	M 8	2 000	1 370	0,255	LUND 20	LUND 20-2LS
25	58	40	30	61	29	22	8,5	60	40	78	8,4	M 10	2 900	2 040	0,533	LUND 25	LUND 25-2LS
30	68	47	35	70	34	22	9,5	68	45	87	8,4	M 10	4 650	3 250	0,79	LUND 30	LUND 30-2LS
40	80	62	45	90	44	26	11	86	58	108	10,5	M 12	7 800	5 200	1,44	LUND 40	LUND 40-2LS
50	100	75	50	105	49	35	11	108	50	132	13,5	M 16	11 200	6 950	2,47	LUND 50	LUND 50-2LS

Bajo pedido, las unidades LUND también pueden ser de acero inoxidable.
Designación: p.ej. LUND 20-2LS/HV6


Para los soportes de ejes adecuados LSCS/LSNS para dichas unidades, véanse las páginas 44/45.

⁽¹⁾ Para tornillos Allen DIN 912/ISO 4762.

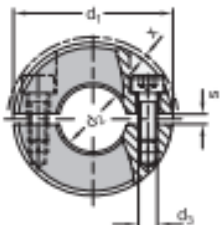
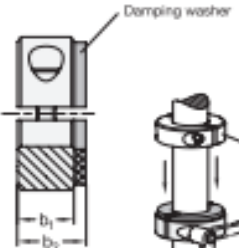
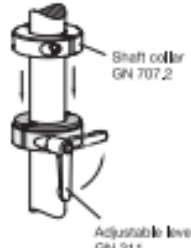
Figura C. 1 Ficha técnica del rodamiento lineal - LUND

APÉNDICE D


GN 7072.3 | Split Shaft Collars
Stainless Steel, with Damping Washer



A Garber Company

Metric



SS 316LHC

Metric table

Dimensions in: millimeters - inches

d ₁	d ₂ H10 Bore Recommended shaft tolerance H11		b ₁	b ₂	d ₃ Thread	a	x = Max. protrusion of screw head	Part number adjustable lever for d ₁
30 1.18	B 12	-	11 0.43	13 0.51	M 4	2.1 0.08	0.7 0.03	GN 311-30-M4-12-SW
32 1.26	B 14	-	11 0.43	13 0.51	M 4	2.1 0.08	0.7 0.03	GN 311-30-M4-12-SW
36 1.42	B 15	B 16	13 0.51	15 0.59	M 5	2.1 0.08	1.4 0.06	GN 311-30-M5-13-SW
42 1.65	B 18	B 20	15 0.59	18 0.71	M 5	3 0.12	0.8 0.02	GN 311-30-M5-15-SW
48 1.89	B 22	B 25	15 0.59	18 0.71	M 5	3 0.12	0 0	GN 311-45-M5-16-SW
55 2.17	B 28	B 30	15 0.59	18 0.71	M 6	3 0.12	0.5 0.02	GN 311-45-M6-18-SW
60 2.36	B 32	B 35	15 0.59	18 0.71	M 6	4 0.16	0.4 0.02	GN 311-45-M6-19-SW
65 2.56	B 40	-	15 0.59	18 0.71	M 6	4 0.16	0.5 0.02	GN 311-45-M6-20-SW

Specification

- Body
Sintered stainless steel AISI 316LHC **NI**
- Damping washer
Elastomer (PUR)
 - 70 shore A
 - Temperature resistant up to 176 °F (80 °C)
 - Transparent
- Socket cap screw DIN 912
Stainless steel AISI 304
- ISO Fundamental Tolerances → page 2129
- Elastomer Characteristics → page 2135
- Stainless Steel Characteristics → page 2143
- RoHS compliant

Information

The affixed damping washer of GN 7072.3 split shaft collars absorbs mild shocks and has a sound-damping effect when the shaft collars come into contact with other components.

These shaft collars can easily be assembled with a high clamping force via the clamping screw without causing damage to the surface of the shaft or axle. As compared to semi-split shaft collars, split shaft collars can also be assembled radially.

For sizes d₁ = 30 to 36 mm, d₃ is a tapped through hole; for sizes d₁ = 42 mm and larger, d₃ is a tapped blind hole.

see also...

- List of Shaft Collar Types → page 1202
- Semi-Split Shaft Collars GN 7062.3 (with Damping Washer) → page 1209
- Split Shaft Collars GN 707.2 → page 1214

Accessory

- Adjustable levers GN 311 → page 1218

How to order

	1 Outer diameter d ₁
	2 Bore d ₂
	3 Material

GN 7072.3-42-B18-NI

3.1

3.2

3.3

3.4

3.5

3.6

3.7

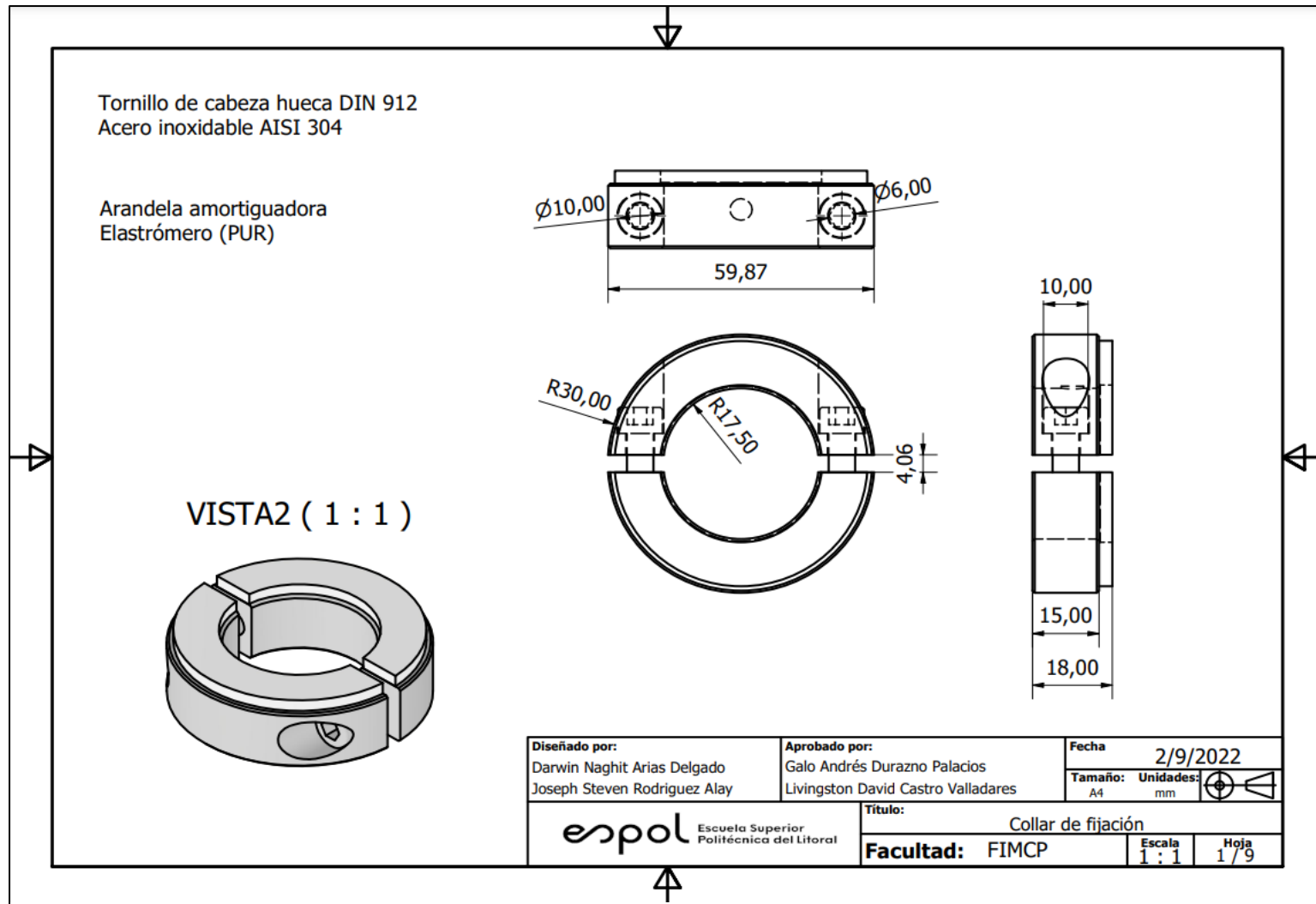
3.8

3.9

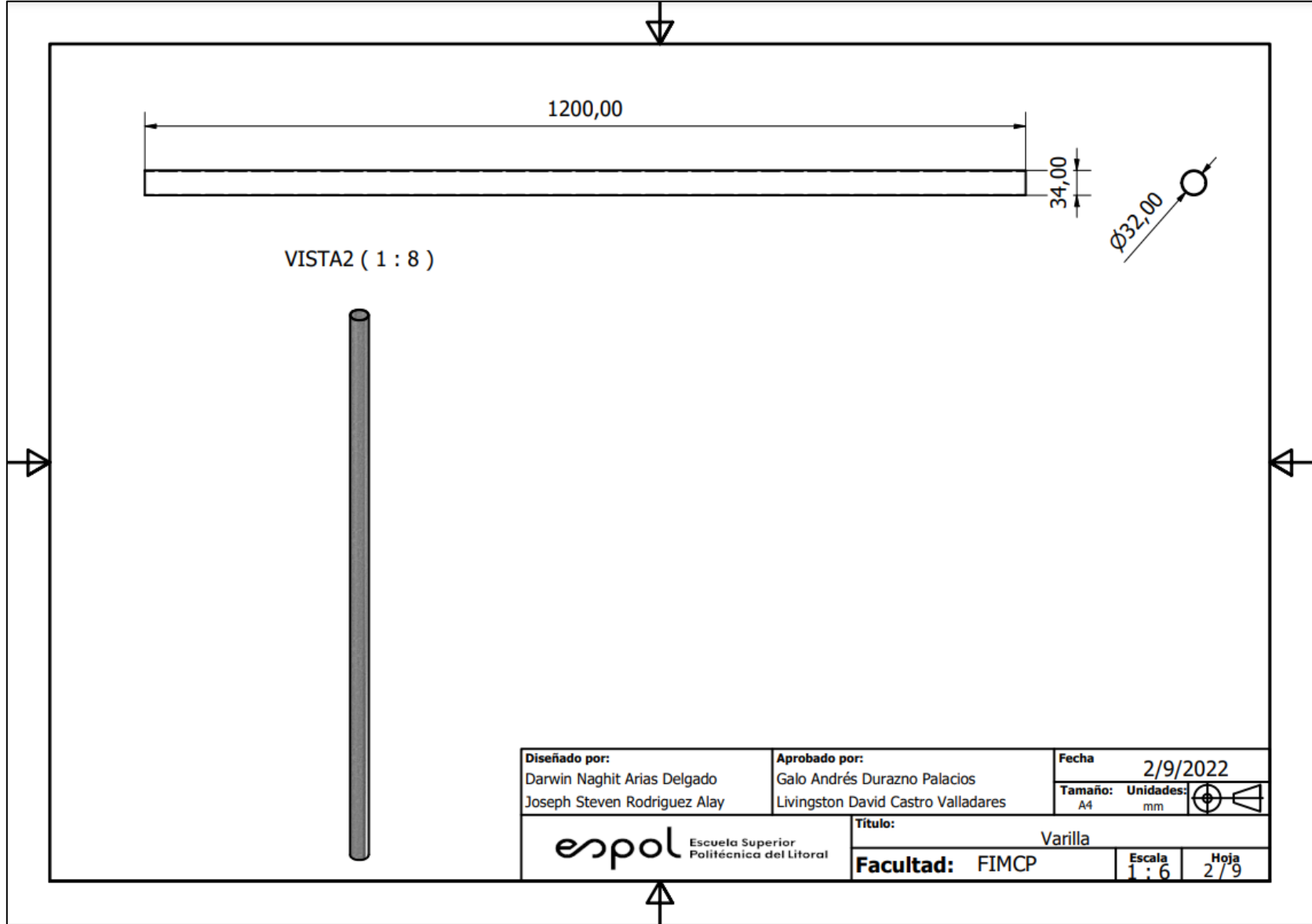
3.10

Figura D. 1 Ficha técnica Collar de fijación

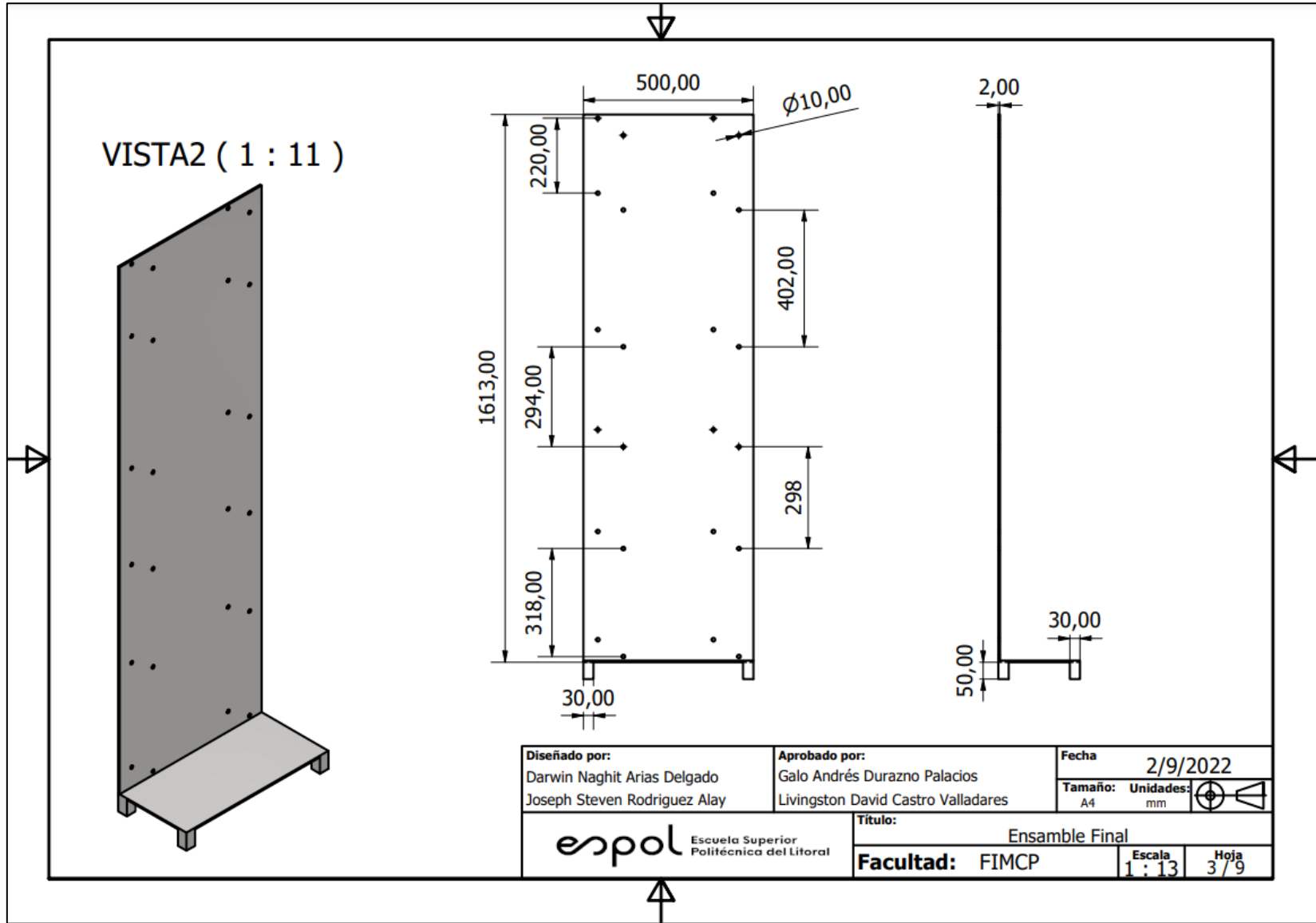
APÉNDICE E



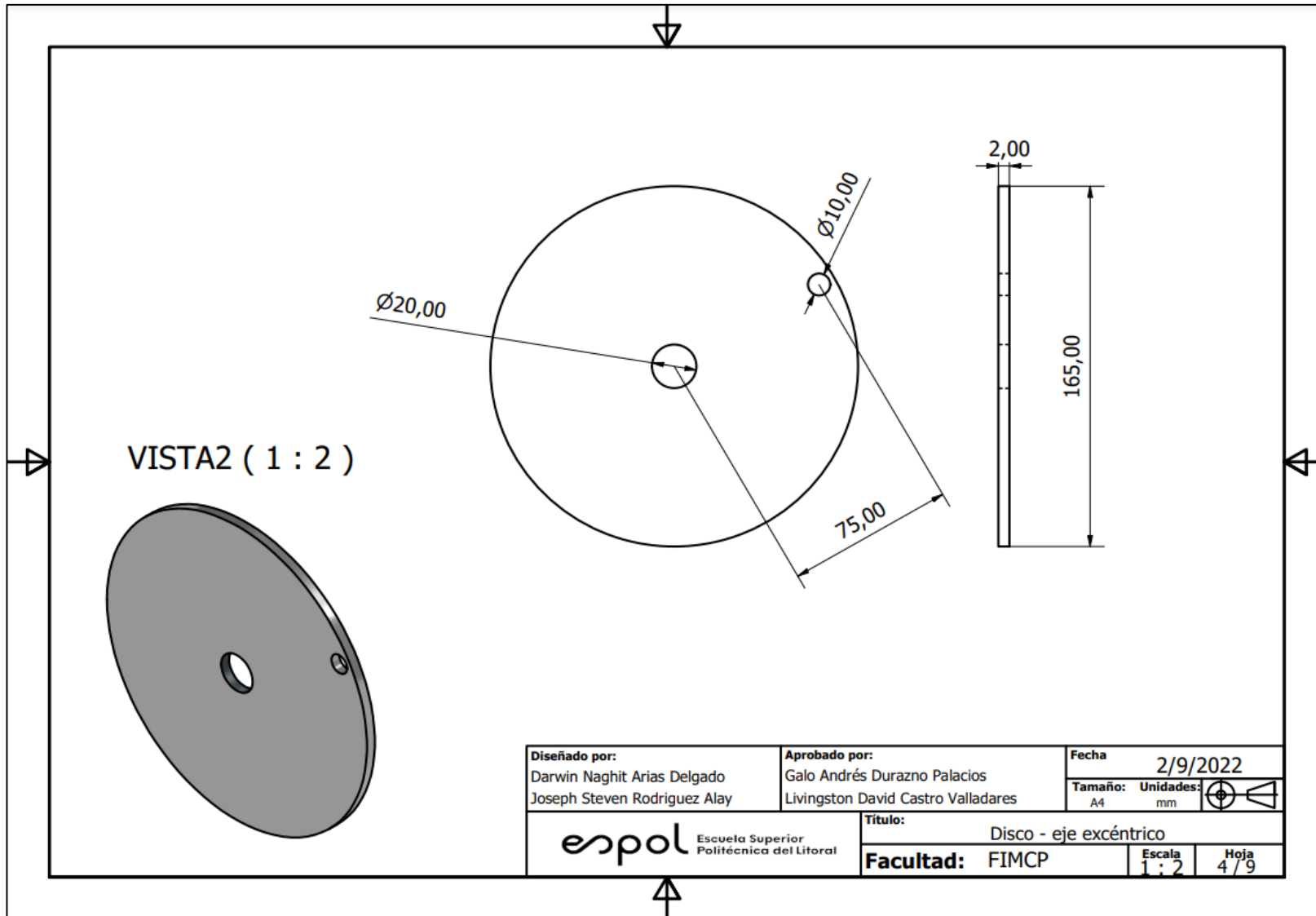
PLANO 1 - Collar de fijación



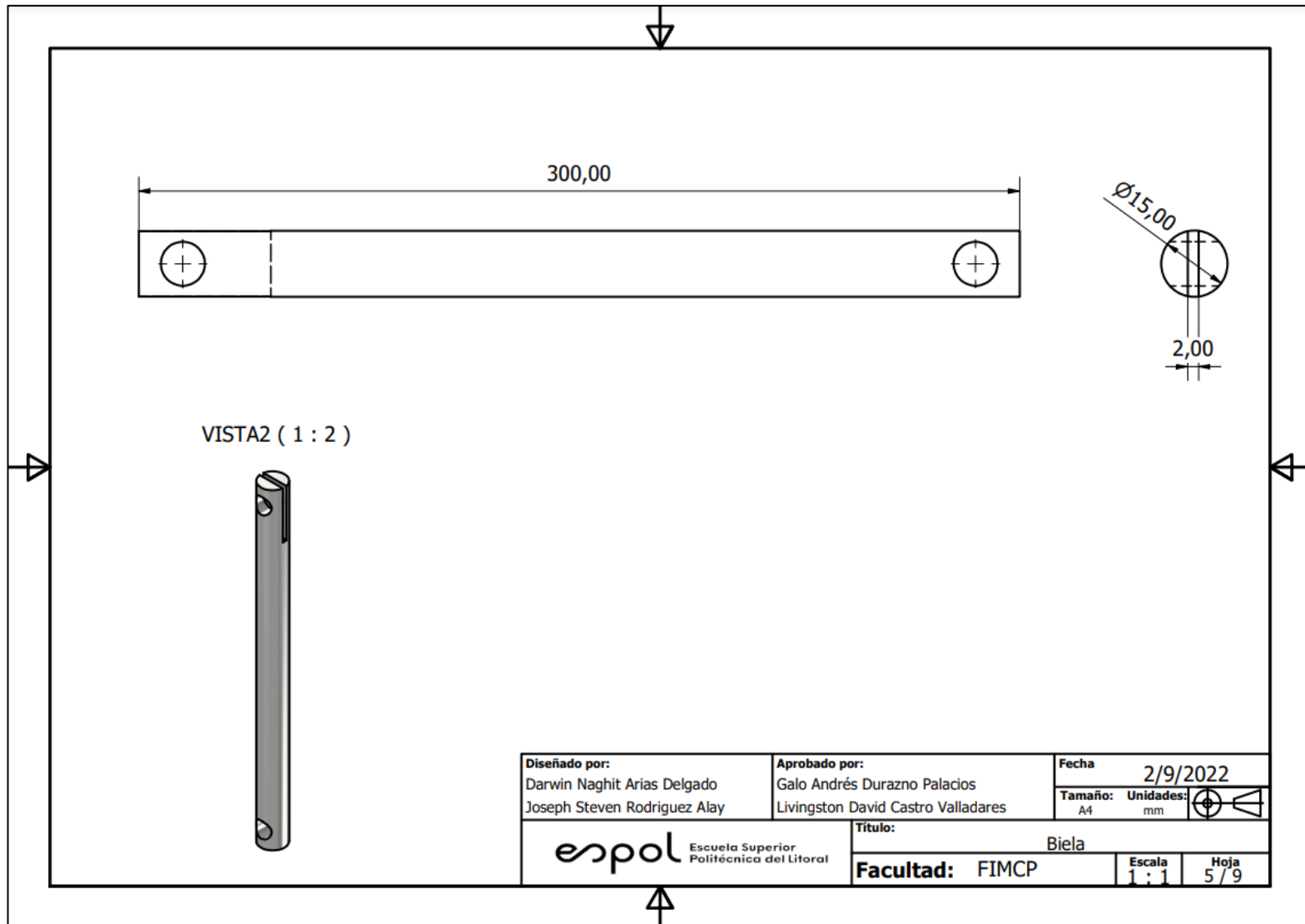
PLANO 2 – Varilla



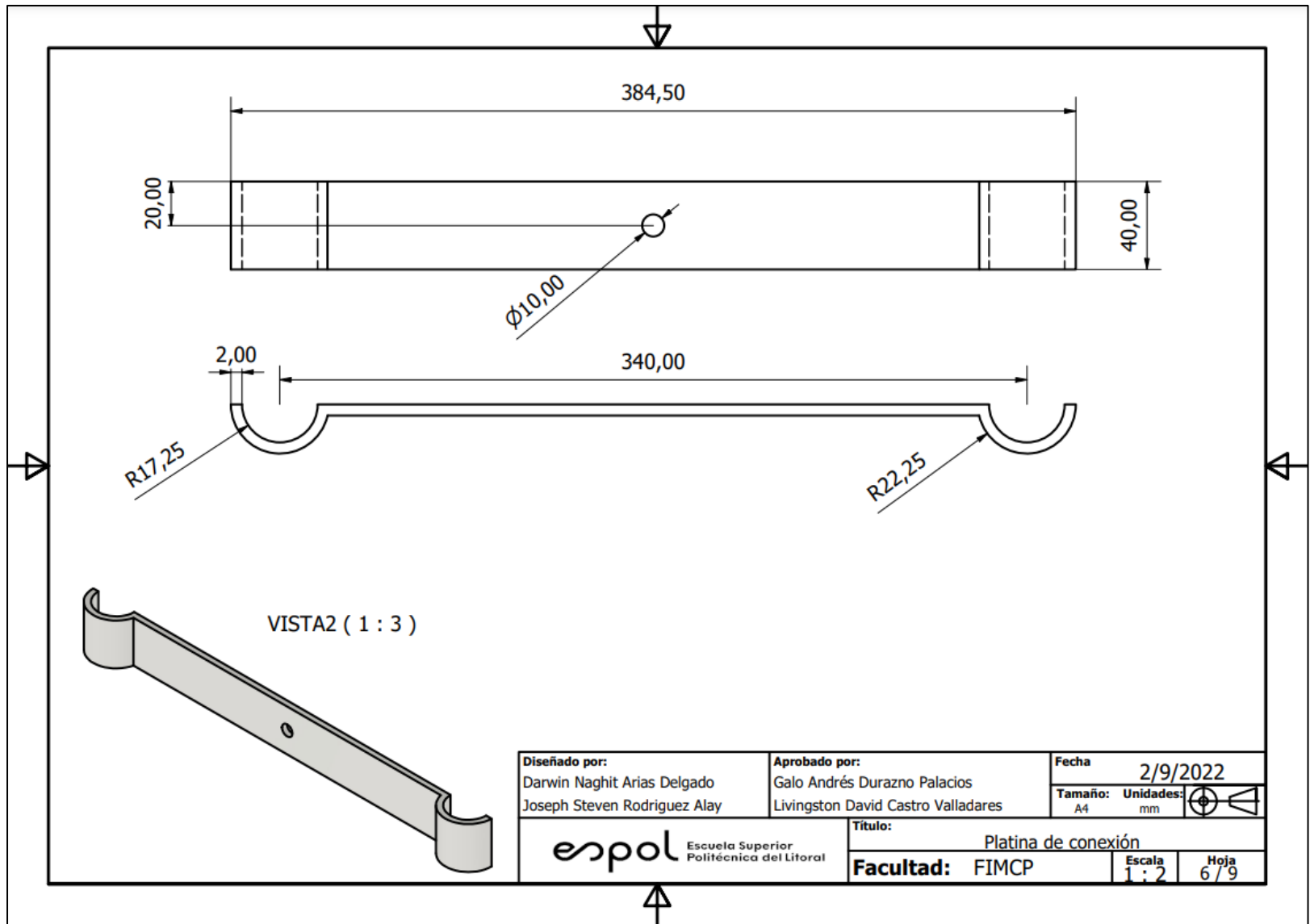
PLANO 3 – Base



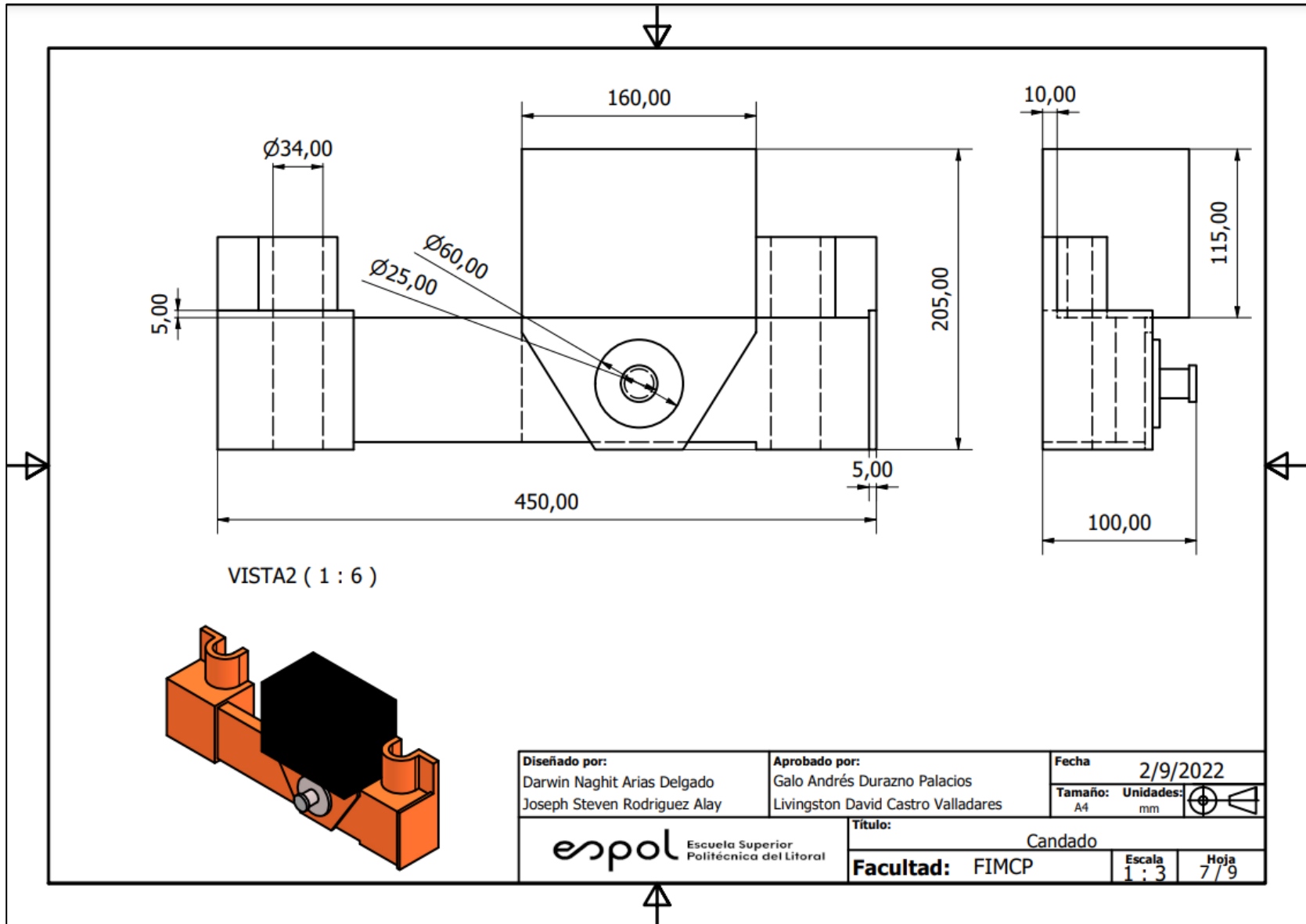
PLANO 4 - Disco con eje excéntrico



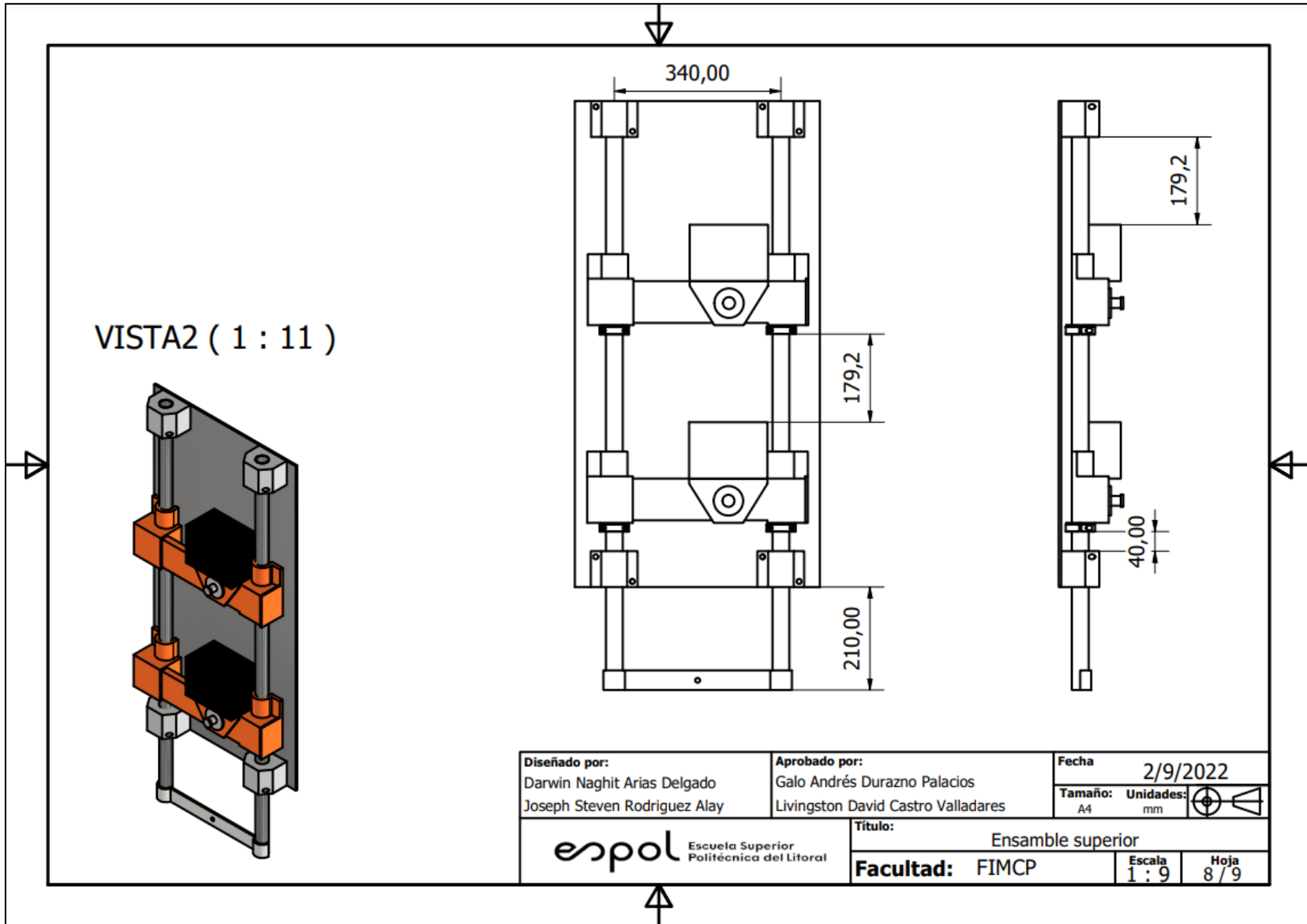
PLANO 5 – Biela



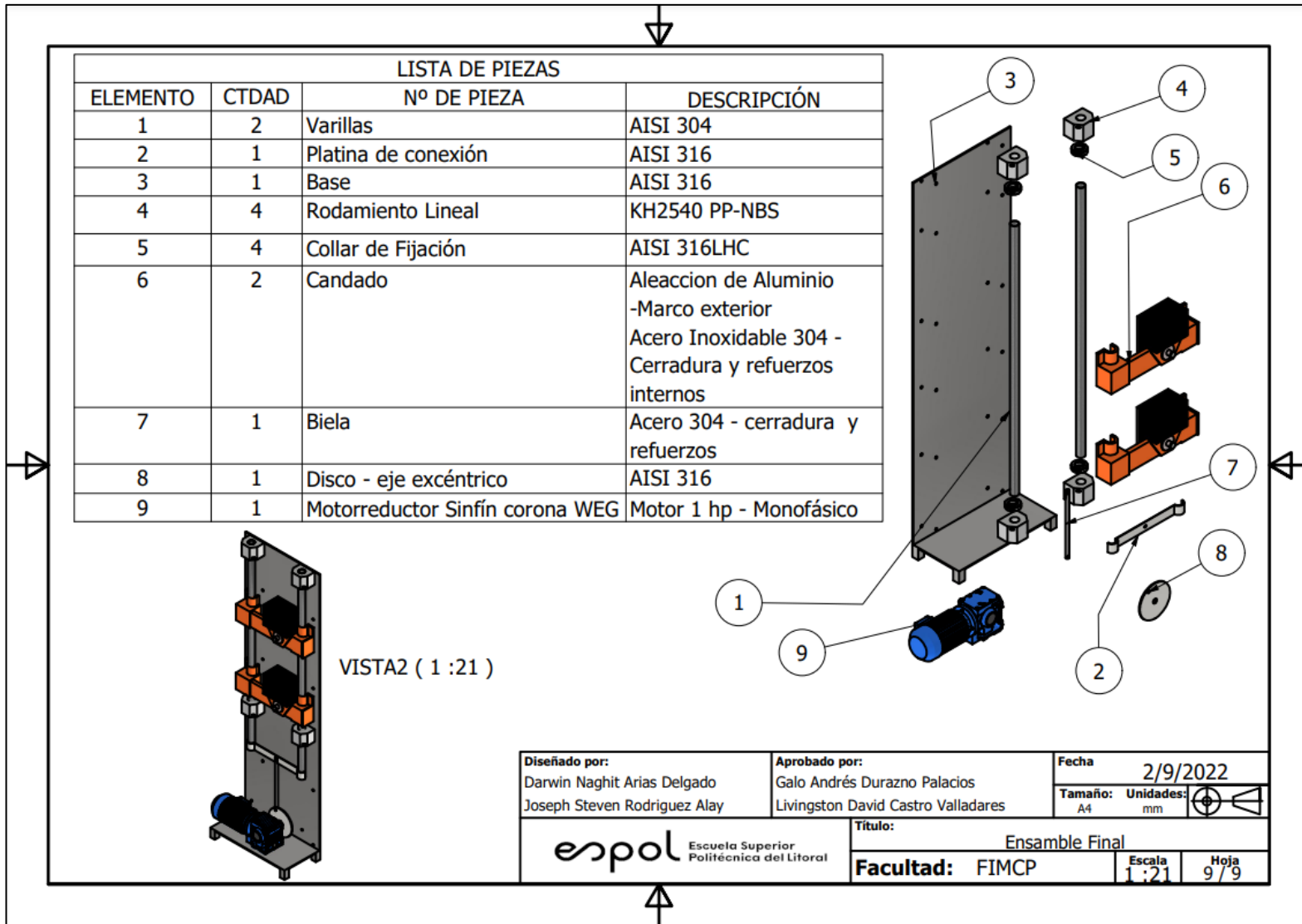
PLANO 4 - Platina de conexión



PLANO 7 – Candado



PLANO 8 - Ensamble superior



PLANO 9 - Ensamble final

APÉNDICE F



Guayaquil, septiembre 05 del 2022

CNGM-220005

CARTA DE AUTORIZACIÓN

Escuela Superior Politécnica del Litoral
Guayaquil

Señores,

Por medio de la presente yo, Arturo Valdés, Gerente de Consorcio Nettel, autorizo que los estudiantes DARWIN NAGHIT ARIAS DELGADO y JOSEPH STEVEN RODRIGUEZ ALAY, hagan uso del nombre de la empresa en su proyecto de final de carrera en Ingeniería Mecánica, titulado *"Diseño de banco de pruebas para determinar la resistencia a vibraciones de candados geo referenciados"*, para el presente año electivo I PAO 2022.

Se expide la presente autorización a solicitud de los interesados con el fin que estimen conveniente.

Atentamente,



Arturo Valdés Rudd
Gerente General
Km.2.5 Av. Carlos Julio Arosemena
Centro Comercial Albán Borja, Of: 118
Guayaquil – Ecuador
PBX: +593 4 220 3623

www.nettelcorp.com

Avenida Carlos Julio Arosemena Km 2 ½,
C.C Alban Borja, Of: 118. Guayaquil.
PBX: (593-4) 2203623

Figura F. 1 Carta de autorización