

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE ENSAYOS DE VIBRACIONES DE  
UN ROTOR TIPO JEFFCOTT A ESCALA DE LABORATORIO SOPORTADO EN  
COJINETES HIDRODINÁMICOS

ANDRÉS JULIÁN FIGUEROA BOHORQUEZ  
DEYBER ANDRÉS VILLABONA CASTRO

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA

2025

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE ENSAYOS DE VIBRACIONES DE  
UN ROTOR TIPO JEFFCOTT A ESCALA DE LABORATORIO SOPORTADO EN  
COJINETES HIDRODINÁMICOS

ANDRÉS JULIÁN FIGUEROA BOHORQUEZ  
DEYBER ANDRÉS VILLABONA CASTRO

Trabajo de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Director

PhD. Heller Guillermo Sánchez Acevedo

Codirector

Ms. Javier Ruiz

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENÍERIAS FISICOMECAÑICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA

2025

## DEDICATORIA

*Dedicado*

*A mis padres por sus esfuerzos, consejos y apoyo incondicional.*

*A mi hermana por su ánimo y su alegría.*

*A mi Paula por su gran comprensión, amor y apoyo desde que inicie mi carrera.*

*A mi grupo de amigos de Armando Cubos que me acompañaron.*

***Andrés Julián Figueroa Bohórquez***

*Dedicado*

*A mis padres, por su amor incondicional y su incansable esfuerzo para ayudarme a alcanzar mis objetivos.*

*A mi familia, por su apoyo, comprensión y por brindarme la oportunidad de hacer realidad esta meta, pues este logro también es de ustedes.*

*A mis amigos, por estar a mi lado en los buenos y malos momentos a lo largo de este camino.*

*Y, sin duda alguna, a ti también, Rocky, por tu compañía y amor en cada instante.*

***Deyber Andrés Villabona Castro***

## **AGRADECIMIENTOS**

A la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, por los conocimientos adquiridos que han sido fundamentales para nuestro crecimiento profesional a lo largo de nuestra formación.

Expresamos nuestro profundo agradecimiento a nuestro director, Héller Guillermo Sánchez Acevedo PhD, por su invaluable orientación y apoyo en nuestra carrera y en el desarrollo de esta tesis.

Así mismo, extendemos nuestra sincera gratitud a nuestro codirector, el ingeniero electrónico Javier Ruíz, MSc, por su guía y respaldo en la realización de este proyecto.

Del mismo modo, agradecemos al ingeniero mecánico Brian Farid Morales Hernández, MSc, por su acompañamiento y colaboración durante todo el proceso de este trabajo.

## CONTENIDO

INTRODUCCIÓN .....	15
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN.....	16
1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA .....	16
1.2 JUSTIFICACIÓN .....	16
1.3 OBJETIVOS .....	17
1.3.1 Objetivo general .....	17
1.3.2 Objetivos específicos .....	17
2. MARCO TEÓRICO .....	18
2.1 ROTORES (JEFFCOTT) .....	18
2.2 COJINETES HIDRODINÁMICOS.....	19
2.3 PRUEBA DE ARRANQUE (RUN-UP) .....	20
2.4 LUBRICACIÓN HIDRODINÁMICA .....	21
3. DISEÑO CONCEPTUAL .....	23
3.1 SISTEMA ESTRUCTURAL .....	24
3.1.1 Requerimientos del sistema estructural.....	24
3.1.2 Alternativas del bastidor. ....	24
3.2 SISTEMA DE ALINEACIÓN.....	26
3.2.1 Requerimientos del sistema de alineación. ....	26
3.3 SISTEMA DE APOYO DEL ROTOR .....	26
3.3.1 Requerimientos del sistema de apoyo del rotor.....	26
3.3.2 Alternativas del sistema de apoyo del rotor. ....	26
3.4 SISTEMA DEL ROTOR .....	28
3.4.1 Requerimientos del sistema del rotor. ....	28
3.5 INSTRUMENTACIÓN.....	29

3.6 ALTERNATIVAS DEL BANCO DE ENSAYOS .....	30
4. DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS MECÁNICOS DEL BANCO DE ENSAYOS .....	33
4.1 DISEÑO DEL DISCO DE DESBALANCE.....	33
4.2 SELECCIÓN DE MOTOR.....	34
4.3 DISEÑO DEL BASTIDOR.....	36
4.4 SELECCIÓN DE ACOPLER.....	38
4.5 DISEÑO DEL EJE .....	39
4.5.1 Cargas soportadas por el eje. ....	42
4.5.1.1 Cálculo de peso del disco de desbalance.....	42
4.5.1.2 Cálculo de la fuerza generada por desequilibrio másico.....	43
4.5.1.3 Cálculo de la fuerza ejercida por el acople. ....	43
4.5.1.4 Análisis estático. ....	44
4.5.1.5 Cálculo torque del sistema. ....	47
4.5.1.6 Criterio de falla por resistencia de materiales.....	48
4.5.1.7 Cálculo diámetro por fatiga.....	48
4.5.1.8 Análisis CAE en SolidWorks.....	49
4.5.2 Cálculo velocidad crítica.....	51
4.6 DISEÑO DEL MUÑÓN.....	54
4.7 DISEÑO COJINETE .....	55
4.7.1 Datos conocidos previos al diseño del cojinete. ....	58
4.8 SELECCIÓN DE SOPORTES .....	64
4.9 DISEÑO DE PLACA ALINEACIÓN .....	65
4.10 DISEÑO DEL ALOJAMIENTO DEL COJINETE .....	66
4.11 DISEÑO SOPORTE DE MOTOR.....	68
5. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE.....	69
5.1 SISTEMA ESTRUCTURAL .....	69
5.2 SISTEMA DE ALINEACIÓN.....	70
5.3 SISTEMA DE APOYO DEL ROTOR .....	71

5.4 SISTEMA DEL ROTOR .....	71
5.5 ENSAMBLAJE DEL BANCO DE ENSAYOS .....	72
5.6 PUESTA A PUNTO DEL BANCO DE ENSAYOS .....	73
5.6.1 Alineación. ....	74
5.6.2 Instalación de proximitores. ....	78
5.6.3 Balanceo. ....	79
6. PRUEBAS Y RESULTADOS .....	85
6.1 ANÁLISIS DE FRECUENCIA DEL ROTOR CON OROS.....	85
6.2 ANÁLISIS MODAL DEL ROTOR CAD-CAE CON ANSYS. ....	90
6.3 ANÁLISIS DE FRECUENCIAS DEL BANCO CON SOLIDWORKS .....	90
6.4 PRUEBA DE ARRANQUE (RUN-UP) .....	93
6.4.1 Diagrama de bode.....	93
6.5 PRUEBAS ESTACIONARIAS.....	95
7. COSTO FINAL DEL PROYECTO .....	97
8. CONCLUSIONES .....	99
BIBLIOGRAFIA .....	101
ANEXOS.....	103

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Modelo rotor tipo Jeffcott.....	18
Figura 2. Cojinete hidrodinámico.....	19
Figura 3. Diagrama de bode.....	21
Figura 4. Película lubricante.....	22
Figura 5. Diseño conceptual del banco de ensayos. ....	23
Figura 6. Alternativa 1 del bastidor.....	25
Figura 7. Alternativa 2 del bastidor.....	25
Figura 8. Alternativa 1 del sistema de apoyo.....	27
Figura 9. Alternativa 2 del sistema de apoyo.....	28
Figura 10. OROS OR 35.....	29
Figura 11. Proximitor Shinkawa.....	30
Figura 12. Prototipo 1 del banco de ensayos.....	31
Figura 13. Prototipo 2 del banco de ensayos.....	31
Figura 14. Disco de desbalance.....	33
Figura 15. Análisis modal del disco de desbalance.....	34
Figura 16. Servomotor y variador de frecuencia.....	35
Figura 17. Bastidor.....	37
Figura 18. Análisis de frecuencias del bastidor.....	37
Figura 19. Análisis estático. ....	44
Figura 20. Diagrama de esfuerzo cortante y momento en el plano XY.....	45
Figura 21. Diagrama de esfuerzo cortante y momento en el plano XZ.....	47
Figura 22. Análisis de desplazamiento.....	50
Figura 23. Análisis de deformaciones unitarias.....	50
Figura 24. Frecuencia natural del rotor en SolidWorks.....	53
Figura 25. Posición proximitores.....	54
Figura 26. Diseño del muñón.....	55
Figura 27. Relación viscosidad absoluta y temperatura con aceites.....	59

Figura 28. Cálculo número de Sommerfeld .....	61
Figura 29. Cojinete hidrodinámico bipartido .....	63
Figura 30. Ranuras de lubricación de cojinete hidrodinámico.....	63
Figura 31. Soporte elastomérico .....	64
Figura 32. Placa de alineación .....	65
Figura 33. Alojamiento .....	66
Figura 34. Características del alojamiento. ....	67
Figura 35. Soporte de motor .....	68
Figura 36. Banco de ensayos.....	69
Figura 37. Construcción del bastidor .....	70
Figura 38. Montaje de placa de alineación, soporte y motor.....	70
Figura 39. Unidad de apoyo del rotor .....	71
Figura 40. Unidad del rotor.....	72
Figura 41. Ensamblaje del rotor .....	73
Figura 42. Unidades de alineación .....	74
Figura 43. Parámetros de configuración.....	75
Figura 44. Parámetros de alineación.....	75
Figura 45. Resultado desalienación .....	76
Figura 46. Máxima desalineación permitida .....	76
Figura 47. Shims de alineación instalados .....	77
Figura 48. Resultados de alineación. ....	77
Figura 49. Instalación de proximitores.....	78
Figura 50. Datos de balanceo sin corrección .....	80
Figura 51. Vector de amplitud y fase sin corrección .....	81
Figura 52. Datos de balanceo con masa de prueba .....	81
Figura 53. Vectores O, V y T en diagrama polar .....	82
Figura 54. Ubicación para el peso de corrección con vectores O' y T .....	83
Figura 55. Valores de balanceo corregido.....	84
Figura 56. Configuración de la medición del análisis modal experimental. ....	85
Figura 57. Configuración del eje para el análisis modal experimental .....	86

Figura 58. Función de Identificación Modal (MIF) del Análisis Modal Experimental del rotor. ....	88
Figura 59. Función de respuesta de frecuencia sintetizada utilizando el método de banda ancha .....	88
Figura 60.- Primer y segundo modo de flexión del rotor obtenidos a partir del modelo numérico .....	89
Figura 61. Frecuencia natural ANSYS .....	90
Figura 62. Primer modo de Vibración .....	91
Figura 63.Segundo modo de Vibración .....	92
Figura 64.Tercer modo de Vibración .....	92
Figura 65. Diagrama de bode run-up .....	94
Figura 66. Velocidades de 1500 [RPM], 3000 [RPM], 5600 [RPM], y 7000 [RPM] .....	95
Figura 67. Espectro eje doblado .....	96

## LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Evaluación de alternativas.....	32
Tabla 2. Especificaciones del acero AISI 4140.....	40
Tabla 3. Nomenclatura de fórmulas de diseño de eje .....	40
Tabla 4. Propiedades del disco .....	42
Tabla 5. Propiedades de la masa de desequilibrio másico y velocidad el rotor .....	43
Tabla 6. Distancias de accesorios.....	44
Tabla 7. Fuerzas, cortante y momentos en plano XY .....	45
Tabla 8. Fuerzas, cortante y momentos en plano XZ .....	46
Tabla 9. Factores de diseño.....	49
Tabla 10. Geometría y propiedades del Rotor para cálculo de velocidad crítica.....	51
Tabla 11. Datos previamente establecidos y calculados .....	52
Tabla 12. Resultados de velocidad crítica .....	53
Tabla 13. Nomenclatura de fórmulas diseño de cojinete hidrodinámico .....	56
Tabla 14. Requerimientos del cojinete hidrodinámico .....	57
Tabla 15. Datos para cálculo de cojinete.....	58
Tabla 16 .Valores de holguras .....	62
Tabla 17. Vectores de balanceo.....	82
Tabla 18. Especificaciones generales de los equipos e instrumentos utilizados en el Análisis Modal Experimental (EMA) .....	86
Tabla 19.- Parámetros de configuración para el análisis modal experimental en el software OROS Modal.....	87
Tabla 20. Presupuesto total proyecto.....	97

## LISTA DE ANEXOS

Anexo A. Factores de diseño. ....	103
Anexo B. Deflexión vigas. ....	104
Anexo C. Ficha técnica material bronce SAE 64. ....	105
Anexo D. Planos de diseño banco de ensayos rotor tipo Jeffcott. ....	106
Anexo E. Masa de corrección balanceo. ....	123
Anexo F. Ficha técnica material duraluminio. ....	124
Anexo G. Velocidad crítica de ejes. ....	127

## RESUMEN

### TITULO:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE ENSAYOS DE VIBRACIONES DE UN ROTOR TIPO JEFFCOTT A ESCALA DE LABORATORIO SOPORTADO EN COJINETES HIDRODINÁMICOS\*

**AUTORES:** ANDRES JULIAN FIGUEROA BOHORQUEZ

DEYBER ANDRES VILLABONA CASTRO\*\*

### PALABRAS CLAVE

Vibraciones mecánicas, banco de pruebas, cojinetes hidrodinamicos, rotor de Jeffcott.

### DESCRIPCION:

Este proyecto tiene como objetivo el diseño y construcción de un banco de ensayos de vibraciones de un rotor flexible tipo Jeffcott a escala de laboratorio, soportado en cojinetes hidrodinámicos. Para ello, se desarrolló un sistema que permite el análisis dinámico del rotor en condiciones de operación específicas, facilitando el estudio de fenómenos como el desbalance, la alineación y la lubricación en cojinetes hidrodinámicos. El diseño del banco se estructuró en diferentes sistemas, incluyendo la estructura de soporte, el sistema de alineación, el sistema de apoyo del rotor y el sistema de adquisición de datos. A partir de un proceso de selección basado en criterios de economía, facilidad de fabricación y precisión en la medición. Para la validación del diseño, se realizaron análisis de frecuencias mediante SolidWorks y ANSYS, complementados con pruebas experimentales utilizando el sistema de adquisición de datos OROS OR35 y proximitores Shinkawa FK-202F. Se llevaron a cabo pruebas de Run-Up, espectros de vibración y análisis modal experimental, permitiendo la caracterización del sistema.

---

\*Trabajo de grado

\*\* Facultad de Ingenierías Físico-mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Heller Guillermo Sánchez Acevedo, PhD.

## ABSTRACT

### TITLE:

DESIGN AND CONSTRUCTION OF A VIBRATION TEST BENCH FOR A LABORATORY SCALE JEFFCOTT ROTOR SUPPORTED BY HYDRODYNAMIC BEARING\*

**AUTHORS:** ANDRES JULIAN FIGUEROA BOHORQUEZ

DEYBER ANDRES VILLABONA CASTRO\*\*

### KEY WORDS:

Mechanical vibrations, Test bench, Hydrodynamic bearings, Jeffcott rotor.

### DESCRIPTION:

This project focuses on the design and construction of a laboratory-scale vibration test rig for a flexible Jeffcott-type rotor supported by hydrodynamic bearings. To this end, a system was developed to facilitate the dynamic analysis of the rotor under specific operating conditions, enabling the study of critical phenomena such as unbalance, misalignment, and lubrication in hydrodynamic bearings. The test rig was systematically structured into various subsystems, including the support framework, alignment mechanism, rotor support system, and data acquisition system, following a selection process based on criteria of cost-effectiveness, manufacturability, and measurement accuracy. For design validation, frequency analyses were conducted using SolidWorks and ANSYS, supplemented by experimental testing with the OROS OR35 data acquisition system and Shinkawa FK-202F proximity probes. Run-up tests, vibration spectra analysis, and experimental modal analysis were performed to characterize the system comprehensively

---

\*Degree work

\*\* Faculty of Physical-Mechanical Engineering. School of Mechanical Engineering. Supervisor: Heller Guillermo Sánchez Acevedo, PhD.

## INTRODUCCIÓN

Este trabajo presenta el diseño y construcción de un banco de ensayos de vibraciones de un rotor flexible tipo Jeffcott, soportado en cojinetes hidrodinámicos a escala de laboratorio. La Universidad Industrial de Santander cuenta con un laboratorio de vibraciones mecánicas, pero carece de un equipo que permita a los estudiantes investigar el comportamiento dinámico de rotores soportados por cojinetes hidrodinámicos, con la capacidad de instalar sensores de proximidad para medir vibraciones. Por tal razón, este proyecto surge con la finalidad de resolver este problema, diseñando un banco de ensayos que permita medir la respuesta vibratoria del rotor y comprender las variables que afectan en él.

Los objetivos incluyen el diseño del rotor de Jeffcott, los cojinetes hidrodinámicos, la selección y ensamblaje de componentes del banco y la realización de pruebas para evaluar la respuesta vibratoria del sistema a través de la adquisición de datos con sensores de proximidad. Los resultados que se pueden obtener servirán para el análisis de vibraciones del banco de ensayos identificando sus velocidades críticas, resonancias y estabilidad vibratoria por medio del diagrama de bode y diagrama de cascada.

La construcción de este banco de ensayos sentará las bases para proyectos de investigación enfocados en rotores flexibles de Jeffcott soportado por cojinetes hidrodinámicos que ayudaran a comprender el estudio de la rotodinámica.

# 1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

## 1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

La Universidad Industrial de Santander cuenta con un laboratorio de vibraciones mecánicas que se encuentra en la escuela de ingeniería mecánica, este laboratorio permite el estudio de diferentes comportamientos en las máquinas rotativas, si bien existen bancos de pruebas con diversidad de configuraciones de cojinetes, no cuenta con un banco de ensayos que permita al estudiante llegar a nuevos conocimientos sobre rotores flexibles soportado por cojinetes hidrodinámicos que permita la instalación de sensores de proximidad. Por lo tanto, el presente proyecto que pretende dar solución a este problema se plantea la siguiente pregunta ¿Es posible diseñar un banco de ensayos que cumpla con estas características?

## 1.2 JUSTIFICACIÓN

El diseño de este banco de ensayos permitirá llevar a cabo mediciones de las vibraciones mecánicas en los cojinetes hidrodinámicos instalados, lo que a su vez proporcionará datos fundamentales para comprender el comportamiento de rotores flexibles tipo Jeffcott y la lubricación dentro de los cojinetes.

Además, el éxito de este proyecto de pregrado sentará las bases para un proyecto de posgrado, en el cual se pretende implementar un modelo matemático de un rotor flexible tipo Jeffcott soportado por cojinetes hidrodinámicos para caracterizar los efectos en la estabilidad vibratoria en el sistema rotor cojinete.

Los resultados obtenidos a partir de este proyecto de pregrado proporcionarán datos que ayudarán a abordar desafíos más complejos en el campo de las vibraciones mecánicas y el análisis de sistemas rotativos.

## **1.3 OBJETIVOS**

### **1.3.1 Objetivo general**

- Diseñar y construir un banco de ensayos de vibraciones de un rotor flexible tipo Jeffcott a escala de laboratorio, soportado en cojinetes hidrodinámicos para la adquisición de datos de la respuesta vibratoria del sistema con el propósito de comprender su comportamiento.

### **1.3.2 Objetivos específicos**

- Diseñar un rotor flexible tipo Jeffcott bajo las consideraciones de velocidad de 5600 [RPM], considerando propiedades mecánicas y físicas, que permitan el estudio de la dinámica del sistema.
- Diseñar y/o seleccionar los componentes del banco de ensayos a escala de laboratorio para un rotor flexible, tales como bastidor, apoyos, motor, acoples y sistemas de adquisición.
- Ensamblar el banco de ensayos garantizando su óptima alineación, balanceo, sistema de lubricación y montaje de los sensores de proximidad para la medición del movimiento relativo del eje dentro del cojinete.
- Realizar una prueba de arranque (run-up) del rotor en el rango de velocidades establecido, mediante la adquisición de señales de vibración en unidades de desplazamiento para obtener la respuesta vibratoria del sistema, con ayuda del sistema de adquisición de datos OROS.

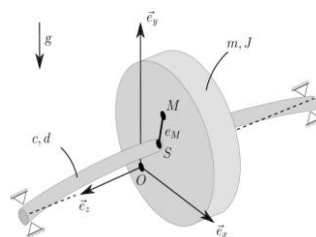
## 2. MARCO TEÓRICO

### 2.1 ROTORES (JEFFCOTT)

Un rotor tipo Jeffcott, también conocido como rotor desbalanceado o rotor no simétrico, consta de un eje flexible uniforme, montado sobre dos apoyos equidistantes de un disco central unido rígidamente al eje. Este rotor es un modelo simplificado en ingeniería mecánica que permite tener una buena percepción y comprensión de los fenómenos físicos que se presentan en algunos sistemas rotativos, como por ejemplo el efecto del amortiguamiento en la respuesta vibratoria del sistema.<sup>1</sup>

El modelo Jeffcott como se muestra en la Figura 1, se utiliza para estudiar fenómenos como el balanceo y la vibración de rotores en máquinas rotativas, como turbinas, motores y otros dispositivos mecánicos. Aunque es un modelo simplificado puede proporcionar información útil sobre el comportamiento dinámico básico de los rotores y su estabilidad en ciertas condiciones.

Figura 1. Modelo rotor tipo Jeffcott



Fuente: ResearchGate [en línea] Consultado el 20 de agosto de 2024]. Disponible en [\[https://www.researchgate.net/figure/Laval-Jeffcott-rotor-model-and-relevant-parameters\\_fig13\\_346656803\]](https://www.researchgate.net/figure/Laval-Jeffcott-rotor-model-and-relevant-parameters_fig13_346656803)

---

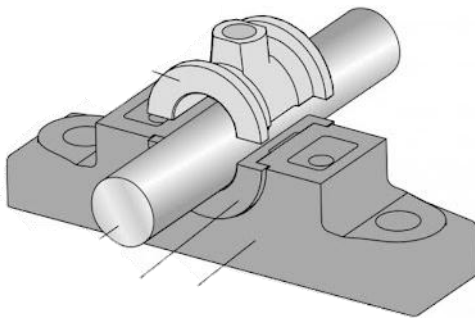
<sup>1</sup> BELTRÁN-CARBAJAL, F.; SILVA-NAVARRO, G. y ARIAS-MONTIEL, M. Control Activo de Vibraciones en un Rotor Tipo Jeffcott con Velocidad Variable Usando una Suspensión Electromecánica. En: Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial RIAI, p.1. ISSN 1697-7912.

## 2.2 COJINETES HIDRODINÁMICOS

También conocidos como cojinetes de fricción, cojinetes lisos o cojinetes de contacto plano, estos elementos pueden presentarse en forma de casquillo cilíndrico, asiento plano o casquillo cónico. Se fabrican en una variedad de diseños y materiales, y su función principal es guiar el movimiento rotativo de los ejes (árboles) y soportar las cargas que se ejercen sobre ellos.<sup>2</sup>

El funcionamiento básico de un cojinete hidrodinámico como se muestra en la Figura 2, se basa en el principio de la viscosidad de los fluidos. Cuando un eje o árbol gira dentro del cojinete, arrastra consigo el fluido lubricante. La forma y el diseño del cojinete están diseñados de tal manera que el fluido se mueve con una velocidad y dirección específicas, lo que crea una presión hidrodinámica en la película de lubricante. Esta presión resulta en una capa de fluido entre las superficies en movimiento, evitando el contacto metal con metal directo y, por lo tanto, reduciendo la fricción.

Figura 2. Cojinete hidrodinámico



Fuente: Tecnología IES. MECANISMOS AUXILIARES [en línea] Consultado el 20 de agosto de 2024 <http://lagranjatecnologia.blogspot.com/2021/01/mecanismos-auxiliares-c-ortega.html?m=1>

---

<sup>2</sup> ROJAS, Hernán. Cojinetes de deslizamiento y lubricación. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingeniería Mecánica. 1983. p 7.

A lo largo de la historia se han desarrollado análisis y estudios de la importancia que tiene la lubricación en cojinetes hidrodinámicos, tales como la investigación numérica de las condiciones de lubricación en chumaceras hidrodinámicas con el efecto de desalineamiento del eje, en el trabajo de Antonio<sup>3</sup> se presenta una investigación numérica del comportamiento del campo de presión, el flujo axial, el espesor de película y la fricción viscosa, considerando el desalineamiento del eje por el efecto del peso y la flexibilidad del rotor. El campo de presión hidrodinámica se resuelve utilizando la ecuación de la lubricación de Reynolds junto con una expresión modificada del espesor de película que incluye el desalineamiento del eje.

### **2.3 PRUEBA DE ARRANQUE (RUN-UP)**

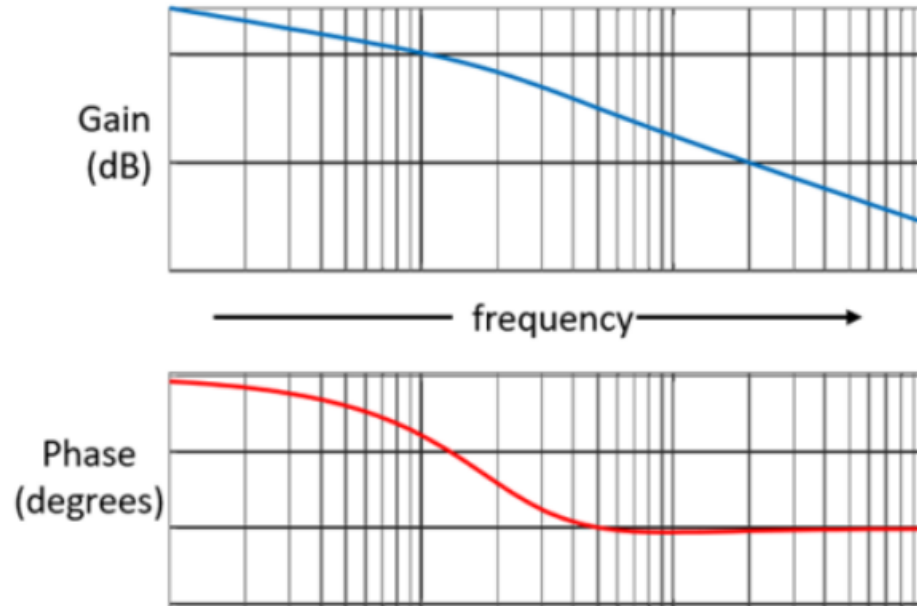
Una prueba de arranque (run-up) es un procedimiento realizado para monitorear y analizar el comportamiento de una máquina rotativa, como un motor, una turbina, o cualquier equipo rotativo, durante su aceleración desde el reposo hasta alcanzar su velocidad operativa. Los datos y conclusiones que se pueden obtener incluyen la detección de velocidades críticas, vibraciones, comportamiento dinámico del sistema, entre otros.

En la prueba de arranque (run-up) el diagrama de bode es una herramienta útil para usar en máquinas rotativas. Esto se debe a que, durante el arranque, la máquina pasa por una amplia gama de velocidades, lo que puede hacer que cruce por varias frecuencias críticas donde es posible que se produzca una resonancia. Un ejemplo de este diagrama se puede observar en la Figura 3.

---

<sup>3</sup> ANTONIO, G. Numerical Investigations of the Lubrication Conditions in Hydrodynamic Bearings with Shaft Misalignment Effect. 2011. 10 p. ISSN 2594-0732

Figura 3. Diagrama de bode



Fuente: ROHED & SCHWARZ. Entendiendo los diagramas de Bode. [Consultado el 5, marzo, 2025]. Disponible en Internet: <[https://cdn.rohde-schwarz.com/pws/solution/research\\_\\_\\_education\\_1/educational\\_resources\\_/oscilloscope\\_and\\_probe\\_fundamentals/07\\_Understanding-bode-plots\\_01\\_w640\\_hX.png](https://cdn.rohde-schwarz.com/pws/solution/research___education_1/educational_resources_/oscilloscope_and_probe_fundamentals/07_Understanding-bode-plots_01_w640_hX.png)>.

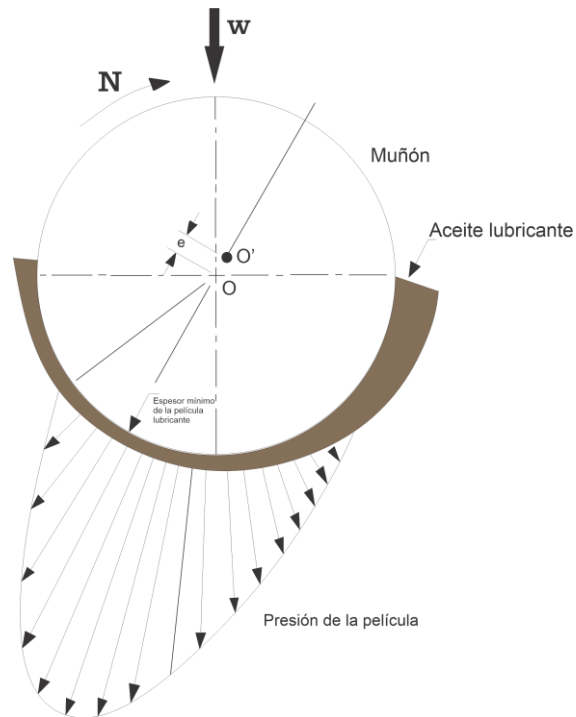
## 2.4 LUBRICACIÓN HIDRODINÁMICA

La lubricación hidrodinámica se basa en la película de lubricante como se muestra en la Figura 4, esta película se forma entre dos superficies en movimiento, evitando su contacto directo y reduciendo así el desgaste y la fricción.

Esta película genera presión debido a la velocidad y la forma de las superficies, lo que permite soportar la carga aplicada. Las ecuaciones de Reynolds describen la distribución de esta presión en función de la geometría, la viscosidad del lubricante, y las condiciones

de operación. Para que el sistema funcione correctamente, es crucial que el espesor de la película sea adecuado, evitando contacto entre superficies minimizando su fricción.

Figura 4. Película lubricante



Fuente: Elaboración de los autores con base a la figura 12-15 diseño de máquinas de Shigley<sup>4</sup>

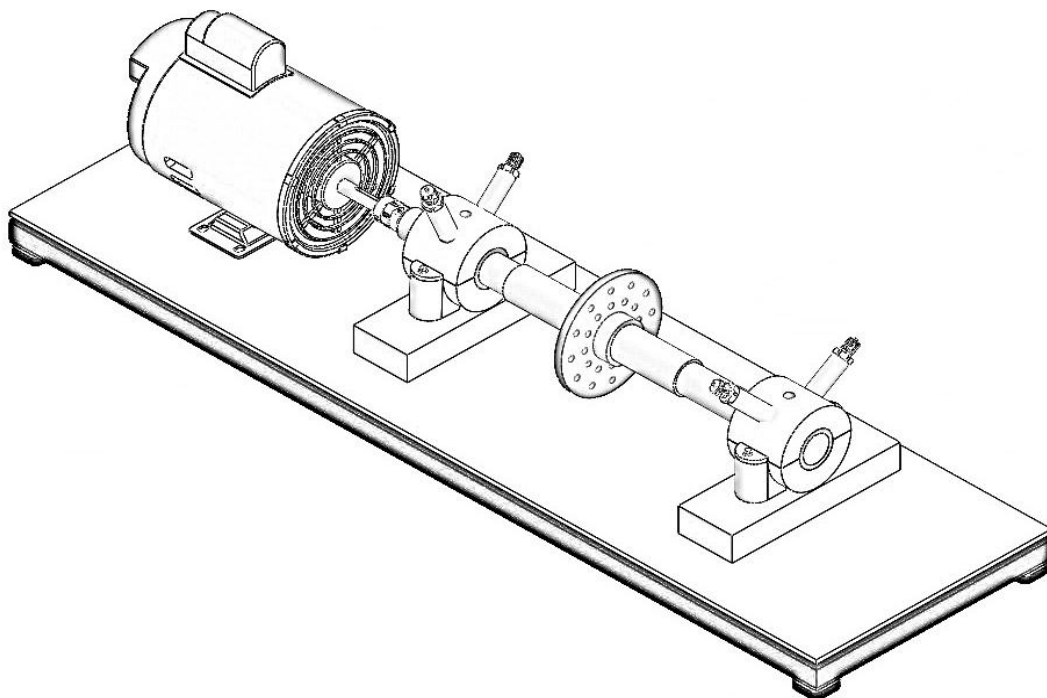
---

<sup>4</sup> SHIGLEY. Mechanical Engineering Design. 8ª ed. [s.l.]: McGraw-Hill Publishing Co., 2001. p 616.

### 3. DISEÑO CONCEPTUAL

El banco de ensayos estará diseñado teniendo en cuenta los requerimientos y parámetros del proyecto, en el cual se busca que el eje se comporte de manera flexible y esté soportado por cojinetes hidrodinámicos bipartidos, los cuales se lubricarán mediante un sistema de goteo, para conocer la estabilidad vibratoria del sistema rotor cojinete. El diseño conceptual de este banco de ensayos se observa en la Figura 5.

Figura 5. Diseño conceptual del banco de ensayos.



Fuente: Elaboración de los autores

Para llevar a cabo este diseño, el banco de ensayos se divide en los siguientes sistemas mostrados en esta sección.

### **3.1 SISTEMA ESTRUCTURAL**

La función del sistema estructural es proporcionar soporte y estabilidad a todos los componentes del banco de ensayos garantizando su funcionamiento, este sistema consta de un bastidor y soportes elastoméricos.

**3.1.1 Requerimientos del sistema estructural.** Los requerimientos para el diseño del sistema estructural se enfocan principalmente en dos aspectos clave que son el peso del bastidor y el área disponible de ubicación.

El peso del bastidor debe ser de máximo 50 [kg] para facilitar su transporte, sin embargo, el material de fabricación debe soportar el peso de todos los componentes del banco de ensayos sin comprometer su estabilidad y rigidez.

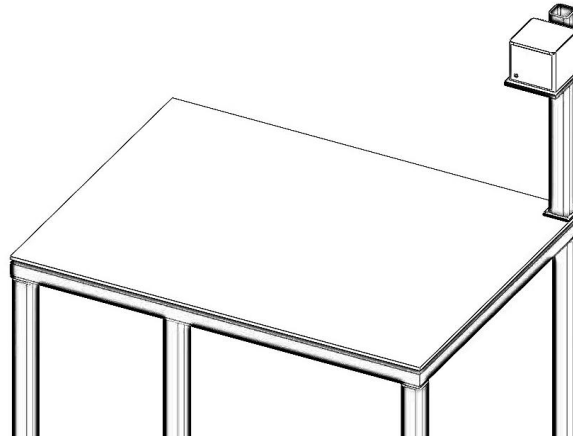
El bastidor debe estar diseñado con dimensiones que aseguren su ubicación en un área disponible de 1,5 m · 1,5 m. Esto garantiza que el banco de ensayos se integre adecuadamente en el laboratorio, optimizando el uso del espacio disponible y permitiendo un acceso cómodo para su operación.

**3.1.2 Alternativas del bastidor.** Para responder a los requerimientos de este sistema se plantean 2 alternativas de diseño.

La alternativa 1, representada en la Figura 6, está diseñada para proporcionar el espacio necesario tanto para la ubicación del eje como para la instalación del motor en paralelo, permitiendo así una transmisión mediante una polea. Además, incorpora un depósito de

lubricante con una altura adecuada para facilitar la lubricación por gravedad de los cojinetes, asegurando un flujo continuo del lubricante dentro del sistema.

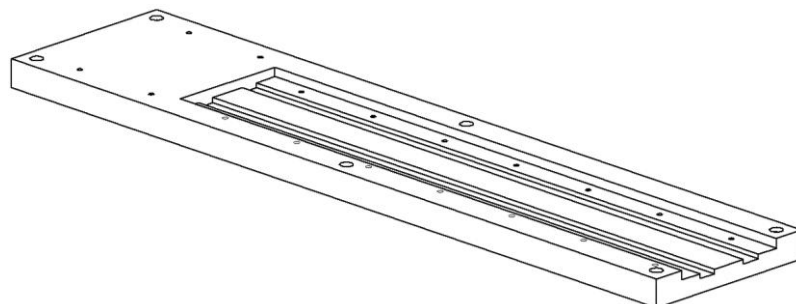
Figura 6. Alternativa 1 del bastidor



Fuente: Elaboración de los autores.

La alternativa 2 que se muestra en la Figura 7 tiene como función principal el diseño de canales guía en el cual se pueden deslizar los componentes de apoyo del rotor garantizando así su correcta alineación, además, esta opción presenta la ventaja de un proceso de fabricación más sencillo y el mecanizado de estos canales guía reducen significativamente el peso del bastidor.

Figura 7. Alternativa 2 del bastidor



Fuente: Elaboración de los autores.

## **3.2 SISTEMA DE ALINEACIÓN**

El sistema de alineación tiene como función principal garantizar la correcta alineación entre el motor y el eje del rotor, evitando desalineamientos que puedan causar fallas prematuras causadas por las vibraciones.

**3.2.1 Requerimientos del sistema de alineación.** El sistema de alineación debe permitir realizar ajustes controlados en la posición del motor para facilitar la alineación sin necesidad de desmontar todo el sistema

## **3.3 SISTEMA DE APOYO DEL ROTOR**

El sistema de apoyo del rotor tiene como función principal sostener y mantener en posición el eje del rotor durante su operación, garantizando una alineación adecuada con los demás componentes. Este sistema consta de alojamientos y cojinetes hidrodinámicos que permiten el giro libre del rotor minimizando la fricción.

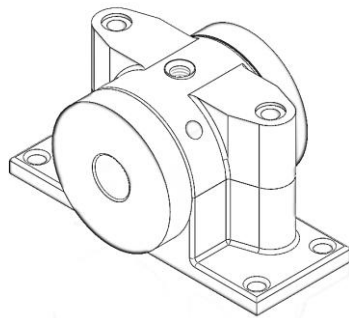
### **3.3.1 Requerimientos del sistema de apoyo del rotor.**

Los requerimientos del sistema de apoyo del rotor incluyen la capacidad de instalar sensores de proximidad en los alojamientos para evaluar el comportamiento dinámico dentro del cojinete. Además, se requiere que el cojinete sea bipartido para facilitar su instalación y mantenimiento. También es fundamental que el sistema se pueda montar fácilmente en el bastidor, garantizando una buena alineación del rotor

**3.3.2 Alternativas del sistema de apoyo del rotor.** Para responder a los requerimientos de este sistema se plantean 2 alternativas de diseño.

La primera alternativa mostrada en la Figura 8 se caracteriza por un diseño en el que el alojamiento de los proximitores está descentrado, es decir, ubicado cerca de un costado del alojamiento. Esta configuración afecta la precisión de las mediciones, ya que las lecturas de los proximitores pueden no representar datos confiables sobre el comportamiento dinámico del rotor. Además, esta alternativa requiere un componente adicional para alcanzar la altura necesaria del rotor, la cual está condicionada por el tamaño del motor, lo que aumenta la complejidad del montaje y puede afectar la alineación del sistema.

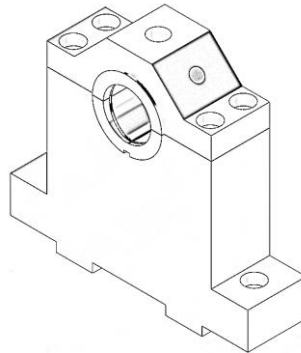
Figura 8. Alternativa 1 del sistema de apoyo



Fuente: Elaboración de los autores.

La segunda alternativa que se muestra en la Figura 9 presenta un diseño en el que el alojamiento está dividido en dos partes. La sección inferior del alojamiento tiene el tamaño suficiente para proporcionar la altura necesaria del rotor sin requerir componentes adicionales. Además, en esta configuración, los proximitores están ubicados de manera centrada, lo que permite obtener mediciones confiables sobre el comportamiento dinámico del rotor. Asimismo, la parte inferior del alojamiento se acopla fácilmente al bastidor de la Figura 7, asegurando una correcta alineación y simplicidad en el montaje del sistema.

Figura 9. Alternativa 2 del sistema de apoyo



Fuente: Elaboración de los autores

### 3.4 SISTEMA DEL ROTOR

Este sistema está compuesto por el eje, los muñones, el disco de desbalance y el motor, los cuales trabajan en conjunto para inducir vibraciones controladas y simular condiciones reales de operación en rotores flexibles tipo Jeffcott. La función de este sistema es generar el movimiento rotativo necesario para alcanzar las velocidades requeridas de hasta 5600 *rpm*, permitiendo así el análisis del comportamiento dinámico del conjunto.

**3.4.1 Requerimientos del sistema del rotor.** El rotor debe ser diseñado para soportar las condiciones de operación que incluyen velocidades de rotación de hasta 5600 [RPM], desbalances controlados y cargas dinámicas considerables. Para asegurar un comportamiento flexible del rotor, es fundamental que el eje pase por al menos una velocidad crítica. Además, dado el uso de proximitores para evaluar la estabilidad del rotor dentro del cojinete, es necesario que los muñones tengan dimensiones mínimas adecuadas, evitando así posibles interferencias entre los sensores. El diseño de este sistema estará contemplado en la sección de diseño.

### 3.5 INSTRUMENTACIÓN

Para la adquisición de datos en el banco de ensayos de vibraciones mecánicas, se utilizará el sistema OROS OR35 mostrado en la Figura 10, un analizador de vibraciones de alta precisión con 10 canales, ideal para registrar y analizar el comportamiento dinámico del rotor.

Figura 10. OROS OR 35



Fuente: OR35 MODULAR. Teamwork noise and vibration analyzer recorder - OROS [página web]. [Consultado el 28, febrero, 2025]. Disponible en Internet: <https://www.oros.com/products/instruments-accessories/or35-10-channels-teamwork-analyzer-recorder/>.

Además, se emplearán transductores de proximidad FK-202F de Shinkawa, que permiten medir con precisión las vibraciones y desplazamientos en los cojinetes hidrodinámicos. Estos sensores funcionan mediante el principio de inducción electromagnética, detectando cambios en la distancia entre el transductor y la superficie del muñón del rotor. Al utilizar proximitores de 5 mm, se garantiza una resolución en la captura de datos, lo que resulta fundamental para analizar el comportamiento dinámico del sistema y evaluar su estabilidad operativa. La integración de estos dispositivos asegura la toma de datos para evaluar las condiciones operativas del rotor.

Figura 11. Proximitor Shinkawa



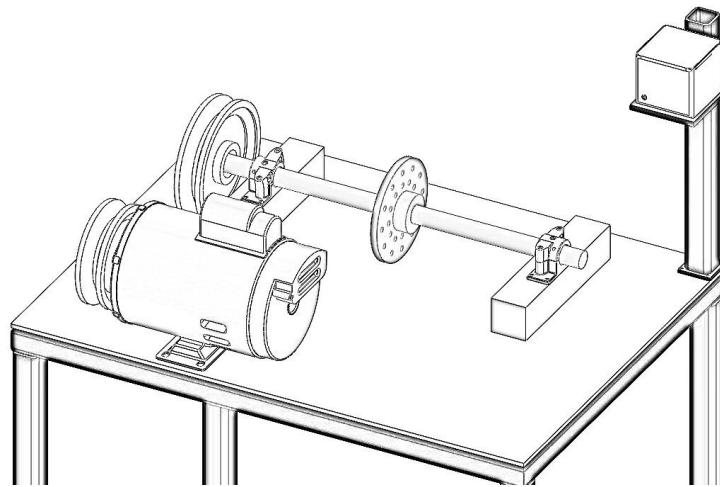
Fuente: SKINKAWA. SEC of America. Protek Safety & Controls Ltd [página web]. [Consultado el 28, febrero, 2025]. Disponible en Internet: <<https://www.proteksc.com/products/sec-of-america/>>.

### **3.6 ALTERNATIVAS DEL BANCO DE ENSAYOS**

Una vez realizado el análisis conceptual se plantean los siguientes prototipos del banco de ensayos con sus respectivos componentes que conforman cada sistema estudiado, tal como se muestra en las Figura 12 y Figura 13.

En el prototipo 1, se optó por la alternativa 1 de cada sistema, lo que permitió consolidar un diseño preliminar del banco de ensayos, el cual se puede observar en la Figura 12. Este modelo global integra los diferentes subsistemas en un ensamble estructurado, integrando la disposición del motor en paralelo, asegurando la correcta interacción entre los componentes. La elección de cada alternativa se basó en criterios de compatibilidad.

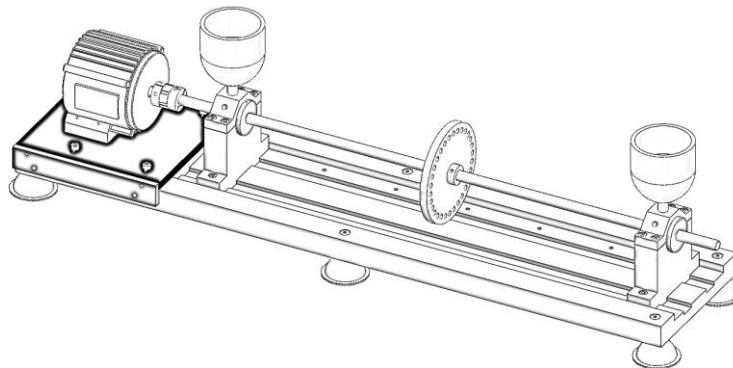
Figura 12. Prototipo 1 del banco de ensayos



Fuente: Elaboración de los autores.

El prototipo 2 mostrado en la Figura 13, se seleccionaron las alternativas 2 de cada sistema, teniendo en cuenta las condiciones de mecanizado y economía. Este enfoque permite reducir costos sin comprometer la funcionalidad del banco de ensayos, facilitando su fabricación y ensamblaje. Además, con esta configuración se garantiza un comportamiento flexible del rotor, lo que simplifica los cálculos para el diseño del eje y permite evaluar su respuesta dinámica en diferentes condiciones de operación.

Figura 13. Prototipo 2 del banco de ensayos



Fuente: Elaboración de los autores.

Para determinar la mejor configuración del banco de ensayos, se realizó un proceso de selección basado en los requerimientos. En la Tabla 1 se presentan los prototipos evaluados, considerando factores como el comportamiento del rotor flexible tipo Jeffcott, lubricación, alineación y costo de fabricación.

Tabla 1. Evaluación de alternativas

¿Cómo?	Prioridad	Prototipo	
		1	2
¿Qué?			
<b>Requerimientos</b>			
Rotor flexible tipo Jeffcott	4	3	9
Lubricación	4	9	9
Alineación	2	3	9
Costo de fabricación	2	3	3
<b>TOTAL</b>		<b>18</b>	<b>30</b>

Fuente: Elaboración de los autores.

Tras evaluar los requerimientos para el funcionamiento del banco de ensayos se determinó que el prototipo 2 es la mejor opción, esta selección se debe a la mejor adaptación a las necesidades del proyecto. Por consiguiente, el diseño y la selección de componentes se basan en el prototipo 2, ya que este ofrece una solución más viable en términos de costos, disponibilidad de materiales y facilidad de fabricación.

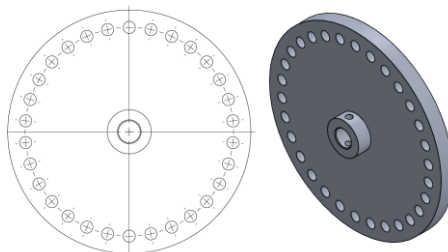
## 4. DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS MECÁNICOS DEL BANCO DE ENSAYOS

Este capítulo ofrece una explicación detallada del diseño y la elección de los componentes mecánicos que conforman el banco de ensayos, con el propósito de adquirir señales indicativas de las fallas relevantes vinculadas a las vibraciones mecánicas, tales como desalineación, desbalanceo y el comportamiento vibratorio en los cojinetes. Este trabajo se lleva a cabo siguiendo las directrices fijadas en el proyecto de investigación vinculado al programa de doctorado en ingeniería mecánica. Por esta razón, el banco se diseña teniendo en cuenta varios factores, con el objetivo de establecer la solución más apropiada que permita realizar todas las pruebas establecidas.

### 4.1 DISEÑO DEL DISCO DE DESBALANCE

La inducción del desbalanceo se lleva a cabo de acuerdo con las consideraciones del modelo de rotor tipo Jeffcott, utilizando un disco de desbalance. La sección transversal del disco cuenta con orificios dispuestos en una configuración circular, ubicados a un radio determinado de 55 [mm] respecto al eje geométrico. Estos orificios se roscan para alojar masas de desbalance, asegurando su fijación y minimizando riesgos asociados a la posible soltura durante las pruebas, lo que mejora significativamente la seguridad del personal involucrado en la operación. Ver Figura 14.

Figura 14. Disco de desbalance

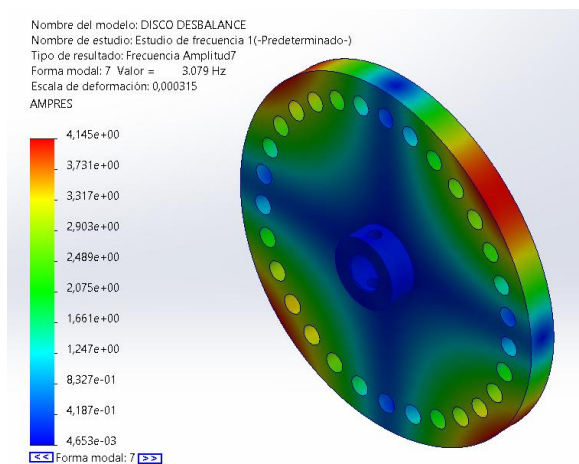


Fuente: Elaboración de los autores.

El diseño geométrico del disco incluye una distribución de orificios con una separación angular de 12 grados, lo que resulta en un total de 30 orificios ubicados en la misma circunferencia del disco. Este disco tiene un espesor de 10 [mm] y un diámetro de 130 [mm], estará fabricado en aluminio para reducir las cargas generadas en el eje. Los orificios tienen un diámetro de 8 [mm]. Este diseño permite la instalación de las masas desbalanceadoras, simplifica el proceso de manufactura y representa una configuración comúnmente empleada en bancos de pruebas debido a su facilidad de instalación. El diseño detallado de esta pieza se puede observar en el Anexo D.

De la Figura 15 se observa un análisis modal del disco con ayuda del software SolidWorks, en el cual se evidencia su frecuencia natural a 3.079 [Hz] estando bastante alejado del valor máximo de operación al que estará sometido el rotor.

Figura 15. Análisis modal del disco de desbalance



Fuente: Elaboración de los autores.

## 4.2 SELECCIÓN DE MOTOR

La selección del servomotor JONTEX JT-A8-550 de 0,75 [HP] y 7000 [RPM] se basa en las necesidades particulares del banco de pruebas de vibraciones. Este servomotor que

se muestra en Figura 16, proporciona atributos técnicos esenciales que lo hacen una buena elección. El amplio rango de velocidades que permite alcanzar velocidades de hasta 7000 [RPM] y simular un amplio espectro de condiciones de operación, abarcando desde situaciones de baja velocidad, características de arranque o detención, hasta altas velocidades que superan la velocidad crítica del rotor. Es fundamental para analizar el comportamiento vibratorio en diversas condiciones de operación. Su potencia de 0,75 [HP] ofrece la energía necesaria para hacer girar el rotor y superar las fuerzas del desbalance, manteniendo la eficiencia del sistema y evitando esfuerzos excesivos en los componentes mecánicos, además su tamaño compacto permite su incorporación en el banco de ensayos sin usar espacio superfluo.

En síntesis, el servomotor JONTEX JT-A8-550 se ajusta a los requerimientos de diseño establecidos para el adecuado funcionamiento del banco de pruebas, garantizando exactitud, versatilidad y resistencia en la medición del comportamiento vibratorio del sistema.

Figura 16. Servomotor y variador de frecuencia



Fuente: MOTOR AHORRADOR electrónico JONTEX JT-A8-550 – Maquinas de Confección]. Máquinas de Confección – Venta de máquinas de confección [página web]. [Consultado el 28, enero, 2025]. Disponible en Internet: <https://maquinasdeconfeccion.com/producto/motor-ahorrador-jontex/>

### 4.3 DISEÑO DEL BASTIDOR

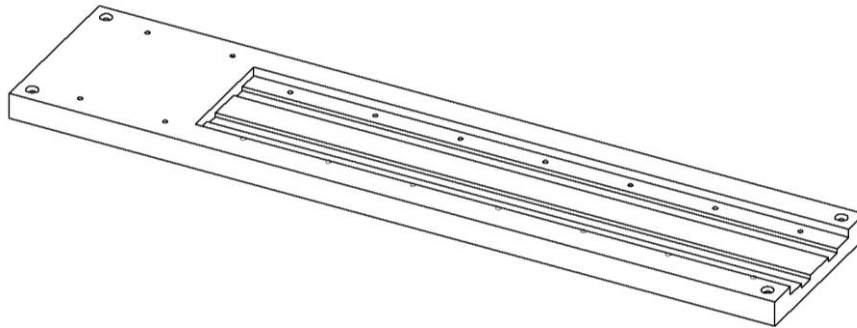
El diseño del bastidor que se muestra en la Figura 17, está fabricado en duraluminio, material seleccionado por su combinación de alta resistencia mecánica y bajo peso, lo que facilita su manipulación y garantiza la estabilidad estructural del sistema. Este bastidor está diseñado para alojar el motor, una placa de alineación, y los alojamientos de los cojinetes, asegurando una disposición funcional de los componentes principales.

El diseño del bastidor incluye la instalación de una placa de alineación, cuyo propósito es garantizar la correcta alineación del eje (rotor) con el servomotor previamente mencionado. Esto es esencial para minimizar desalineaciones que puedan generar vibraciones no deseadas o afectar el rendimiento del sistema. El bastidor está diseñado con las dimensiones adecuadas para albergar tanto la placa de alineación como los alojamientos de los cojinetes.

Además, el bastidor está diseñado con configuraciones ajustables para los alojamientos de los cojinetes, permitiendo variar la distancia entre ellos. Esta característica facilita la simulación de diferentes configuraciones de prueba, con una distancia máxima de 60 [cm] entre los alojamientos con variaciones de 10 [cm].

Para asegurar una correcta instalación y alineación de los alojamientos, el bastidor incluye una guía fiable para el montaje. Esto asegura que los alojamientos se ubiquen correctamente, minimizando errores de alineación y optimizando el comportamiento dinámico del sistema.

Figura 17. Bastidor

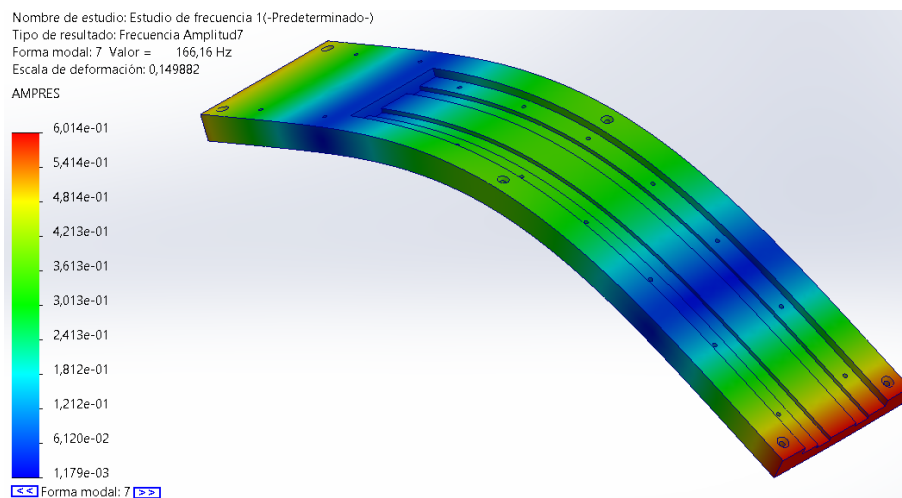


Fuente: Elaboración de los autores.

El plano detallado de esta pieza se puede observar en el Anexo D.

Para validar el diseño del bastidor, se realiza un análisis de frecuencias utilizando la herramienta de simulación de SolidWorks como se muestra en la Figura 18. Este análisis permitió determinar las frecuencias naturales de la estructura y verificar que no coincidan con las frecuencias de operación del sistema, evitando así posibles problemas de resonancia que podrían comprometer la estabilidad del banco de pruebas.

Figura 18. Análisis de frecuencias del bastidor



Fuente: Elaboración de los autores.

Los resultados obtenidos confirman que el bastidor, presenta una rigidez adecuada para soportar los elementos instalados sin generar deformaciones significativas ya que la primera deformación se presenta a los 166,16 [Hz], estando alejada de las frecuencias de operación.

#### **4.4 SELECCIÓN DE ACOPLER**

La selección del acople Falk Wrapflex 2R para el banco de ensayos de vibraciones se fundamenta en su diseño robusto y su capacidad para satisfacer los requerimientos específicos de este sistema rotativo. Este acople, diseñado con un elemento elástico de uretano, ofrece una serie de ventajas clave que lo convierten en una opción ideal para garantizar la estabilidad y el rendimiento del sistema:

- **Amortiguación de vibraciones:** Gracias a su elemento elástico, el Falk Wrapflex 2R es capaz de absorber vibraciones generadas por el desbalance del rotor. Esto no solo mejora el comportamiento dinámico del sistema, sino que también protege los componentes conectados, como el servomotor y los cojinetes hidrodinámicos.
- **Compensación de desalineaciones:** Este acople puede acomodar desalineaciones angulares, paralelas y axiales que pueden surgir durante el montaje o en condiciones de operación. Esto es esencial en un banco de ensayos donde se busca reproducir condiciones reales de funcionamiento sin comprometer la integridad del sistema.
- **Facilidad de mantenimiento:** Su diseño libre de lubricación y el reemplazo sencillo del elemento elástico reducen significativamente los tiempos de inactividad y el costo asociado al mantenimiento. Esto lo convierte en una opción práctica para pruebas prolongadas y repetitivas.

- Resistencia y durabilidad: El material de uretano utilizado en el elemento elástico es resistente al desgaste y a la exposición a condiciones ambientales moderadas, asegurando un desempeño confiable a lo largo del tiempo.

En conclusión, el acople Falk Wrapflex 2R no solo cumple con las exigencias operativas del banco de ensayos, sino que también aporta ventajas adicionales en términos de fiabilidad, facilidad de mantenimiento y protección de los componentes del sistema. Su integración en el diseño asegura un buen desempeño y consistente durante las pruebas de vibración, contribuyendo significativamente al cumplimiento de los objetivos del proyecto.

#### **4.5 DISEÑO DEL EJE**

Para garantizar el diseño del eje, es fundamental llevar a cabo un análisis detallado de las cargas que actúan sobre él. Este análisis implica la determinación de las fuerzas generadas por elementos como el disco de desbalance, el acople y los cojinetes; así como la evaluación de su ubicación espacial y magnitud. Este proceso proporciona información para dimensionar correctamente el eje y asegurar su capacidad para soportar las cargas esperadas sin comprometer su integridad estructural. Teniendo en cuenta el requerimiento de espacio, se dispone de una distancia de 760 [mm] para el eje.

Para cumplir con los requerimientos mencionados, se seleccionó el acero AISI 4140, un material conocido por su resistencia a la fatiga y su capacidad para soportar cargas sin deformarse, especificaciones que se muestran en la Tabla 2, estas características son esenciales para garantizar un desempeño confiable y seguro en las pruebas de vibración.

Tabla 2. Especificaciones del acero AISI 4140

<b>Característica o propiedad</b>	<b>Valor</b>
Resistencia a la fluencia $S_y$	$650 \cdot 10^6$ [Mpa]
Resistencia a la tracción $S_{ut}$	$900 \cdot 10^6$ [Mpa]
Densidad $\rho$	7850 [Kg $\cdot$ m <sup>-3</sup> ]

Fuente: Elaboración de los autores con base a Ficha técnica Cía. General de Aceros. [página web]. [Consultado el 28, enero, 2025]. Disponible en Internet: [https://www.cga.com.co/wp-content/uploads/2020/07/Ficha-Tecnica-Acero\\_Grado-Ingenieria\\_4140.pdf](https://www.cga.com.co/wp-content/uploads/2020/07/Ficha-Tecnica-Acero_Grado-Ingenieria_4140.pdf)

El análisis comienza con la definición de la geometría de los elementos soportados, incluyendo sus dimensiones, pesos y ubicaciones relativas. Esta información que se muestra en la Tabla 3 se utiliza para calcular las fuerzas y momentos resultantes que se aplican al eje en diferentes puntos a lo largo de su longitud. La distribución de estas cargas se determina mediante métodos de análisis estructural y mecánico, teniendo en cuenta factores como la velocidad de rotación y las características de carga dinámica.

Tabla 3. Nomenclatura de fórmulas de diseño de eje

<b>SIMBOLO</b>	<b>DESCRIPCION</b>	<b>SIMBOLO</b>	<b>DESCRIPCION</b>
$\rho_{\text{aluminio}}$	Densidad del aluminio	$X_2$	Distancia del acople al disco
$d_{\text{disco}}$	Diámetro del disco de desbalance	$X_3$	Distancia del acople al cojinete 2
$e_{\text{disco}}$	Espesor del disco	$F_{c1y}$	Fuerza en el cojinete 1 en y
$n_{\text{huecos}}$	Numero de huecos del disco	$F_{c2y}$	Fuerza en el cojinete 2 en y
$d_{\text{hueco}}$	Diámetro de hueco	$F_{c1z}$	Fuerza en el cojinete 1 en z

$Area_{hueco}$	Área del hueco	$F_{c2z}$	Fuerza en el cojinete 2 en z
$Area_{disco}$	Área del disco	$V_{XY}$	Fuerza cortante plano XY
$V_{hueco}$	Volumen del hueco	$M_{XY}$	Momento flector en plano XY
$V_{disco}$	Volumen del disco	$V_{XZ}$	Fuerza corte plano XZ
$m_{disco}$	Masa del disco	$M_{XZ}$	Momento en plano XZ
$W_{disco}$	Peso del disco	$V_{max}$	Cortante máximo
$m_{masa}$	Masa de desbalance	$M_{max}$	Momento flector máximo
$D_{masa}$	Diámetro de la masa de desbalance	Pot	Potencia del sistema
N	Revoluciones por minuto	$RPM_{operacion}$	Revoluciones por minuto de operación
$W_{masa}$	Peso de la masa	$\sigma_{1-2}$	Esfuerzo normal principal
$W_{Tdisco}$	Peso total de disco con masa	$\sigma_x$	Esfuerzo normal
$r_{desbalance}$	Radio a la masa de desbalance	$\tau_{xy}$	Cortante en plano XY
$\omega$	Velocidad angular	A	Área del eje
$m_{acople}$	Masa del acople	$S_e$	Límite de resistencia corregido
$W_{acople}$	Peso del acople	$C_{sup}$	Factor de superficie
$X_1$	Distancia del acople al cojinete 1	$C_s$	Factor de tamaño
$C_C$	Factor de confiabilidad	$D_{fatiga}$	Diámetro del eje por fatiga
$K_f$	Factor de concentración de esfuerzo de fatiga	$S_y$	Esfuerzo a la fluencia
$C_l$	Factor de carga	$S_{ut}$	Esfuerzo a la tracción
$N_{seguridad}$	Factor de seguridad	g	Gravedad

Fuente: Elaboración de los autores.

**4.5.1 Cargas soportadas por el eje.** Las cargas que soporta el eje son las inducidas por todos los elementos en contacto con el eje como lo son los muñones, el acople y el disco de desbalance.

**4.5.1.1 Cálculo de peso del disco de desbalance.** Para determinar el peso del disco diseñado, es necesario conocer sus características y propiedades que se muestran en la Tabla 4 y se hace uso de las ecuaciones (4. 1), (4. 2) y (4. 3).

Tabla 4. Propiedades del disco

Característica o propiedad	Valor
$\rho_{aluminio}$	2700 $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
$d_{disco}$	0,13[m]
$e_{disco}$	0,01[m]
$n_{huecos}$	30
$d_{hueco}$	0,008[m]

Fuente: Elaboración de los autores.

$$Area_{hueco} = \frac{\Pi \cdot d_{hueco}^2}{4} [m^2] \quad (4. 1)$$

$$V_{hueco} = Area_{hueco} \cdot n_{huecos} \cdot e_{disco} [m^3] \quad (4. 2)$$

$$V_{disco} = Area_{disco} \cdot e_{disco} - V_{hueco} [m^3] \quad (4. 3)$$

$$m_{disco} = \rho_{aluminio} \cdot V_{disco} [kg] \quad (4. 4)$$

$$W_{disco} = m_{disco} \cdot g [N] \quad (4. 5)$$

La masa y peso del disco son calculadas en las ecuaciones (4. 4) y (4. 5) dan como resultado 0,3142 [kg] y 3,083 [N] respectivamente.

**4.5.1.2 Cálculo de la fuerza generada por desequilibrio másico.** Para determinar el peso total del disco influido por la masa de desequilibrio másico considerando la velocidad máxima del rotor es necesario usar las propiedades mostradas en la Tabla 5.

Tabla 5. Propiedades de la masa de desequilibrio másico y velocidad el rotor

Característica o propiedad	Valor
$m_{\text{masa}}$	0,002 [kg]
$D_{\text{masa}}$	0,008 [m]
N	7000 [rpm]

Fuente: Elaboración de los autores.

$$r_{\text{desbalance}} = \frac{D_{\text{disco}}}{2} - 2 \cdot D_{\text{masa}} \text{ [m]} \quad (4. 6)$$

$$\omega = \frac{2\pi \cdot N}{60} \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] \quad (4. 7)$$

$$W_{\text{masa}} = m_{\text{masa}} \cdot r_{\text{desbalance}} \cdot \omega^2 \text{ [N]} \quad (4. 8)$$

$$W_{\text{Tdisco}} = W_{\text{masa}} + W_{\text{disco}} \text{ [N]} \quad (4. 9)$$

Las ecuaciones (4. 6), (4. 7) y (4. 8) son usadas para conocer valor del peso total del disco con el desbalance. Calculado con la ecuación (4. 9) el valor del peso total es de 62,19 [N].

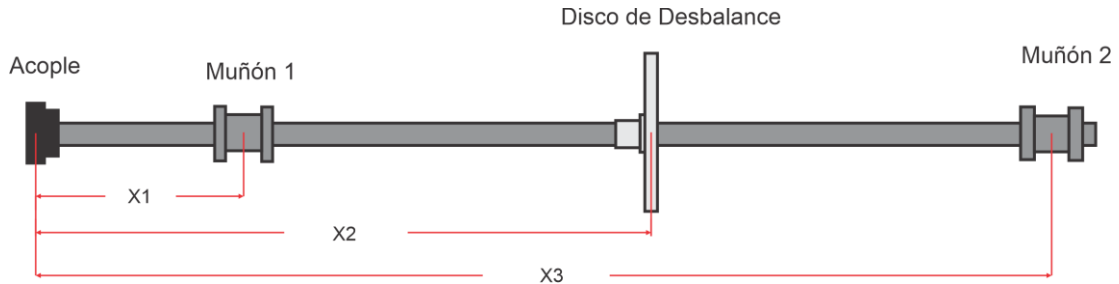
**4.5.1.3 Cálculo de la fuerza ejercida por el acople.** El acople seleccionado para el diseño del rotor tiene una masa de 0,15 [kg]. Para realizar el análisis estático es necesario conocer su peso.

$$W_{\text{acople}} = m_{\text{acople}} \cdot g \quad (4. 10)$$

Usando la ecuación (4. 10) el valor calculado del peso del acople es de 2,453 [N].

**4.5.1.4 Análisis estático.** A continuación, se presenta de manera gráfica el rotor con las distancias de sus respectivos accesorios en la Figura 19.

Figura 19. Análisis estático.



Fuente: Elaboración de los autores.

Los valores correspondientes a las distancias del acople a cada accesorio son mostrados en la Tabla 6.

Tabla 6. Distancias de accesorios

Distancias	Valor
$X_1$	0,1114 [m]
$X_2$	0,4114 [m]
$X_3$	0,7114 [m]

Fuente: Elaboración de los autores.

Posteriormente se realizan los cálculos estáticos del rotor en el plano XY para hallar los valores de las fuerzas ejercidas en los cojinetes con ayuda de las ecuaciones (4. 11) y (4. 12). Los resultados se muestran en la Tabla 7. Fuerzas, cortante y momentos en plano XY. Con ayuda de estos valores se construyen los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector que se observa en la Figura 20 y sus resultados también se presentan en la Tabla 7. Fuerzas, cortante y momentos en plano XY.

$$\sum F_y = -W_{\text{acople}} + F_{c1y} - W_{\text{Tdisco}} + F_{c2y} = 0 \quad (4.11)$$

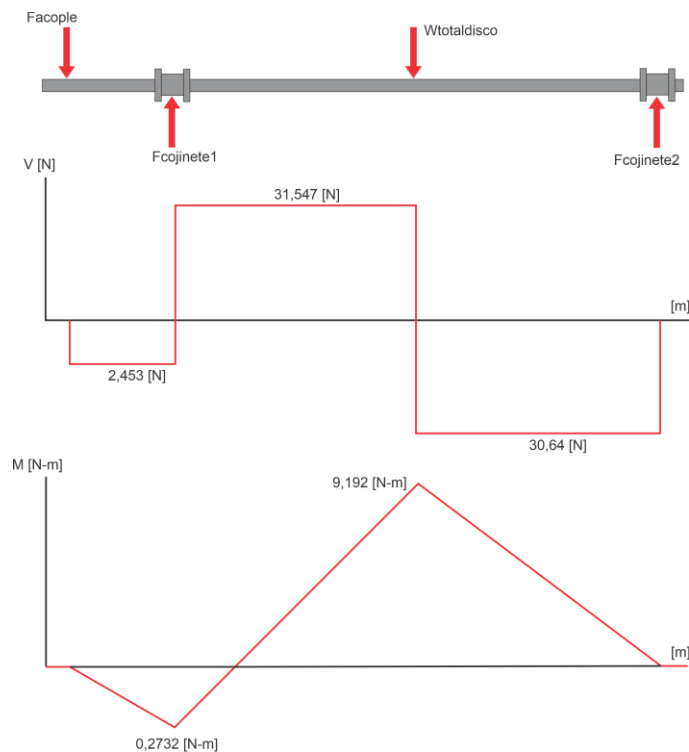
$$\sum M_{c1y} = (W_{\text{acople}} \cdot X_1) - (W_{\text{Tdisco}} \cdot (X_2 - X_1)) + (F_{c2y} \cdot (X_3 - X_1)) = 0 \quad (4.12)$$

Tabla 7. Fuerzas, cortante y momentos en plano XY

Resultados	Valor
$F_{c1y}$	34 [N]
$F_{c2y}$	30,64 [N]
$V_{XY}$	31,55 [N]
$M_{XY}$	9,192 [N · m]

Fuente: Elaboración de los autores.

Figura 20. Diagrama de esfuerzo cortante y momento en el plano XY



Fuente: Elaboración de los autores.

Posteriormente se realizan los cálculos estáticos del rotor en el plano XZ para hallar los valores de las fuerzas ejercidas en los cojinetes con ayuda de las ecuaciones (4. 13) y (4. 14) y. Los resultados se muestran en la Tabla 8. Con ayuda de estos valores se construyen los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector que se observa en la Figura 21 y sus resultados también se presentan en la Tabla 8.

$$\sum F_z = F_{c1z} - W_{masa} + F_{c2z} = 0 \quad (4. 13)$$

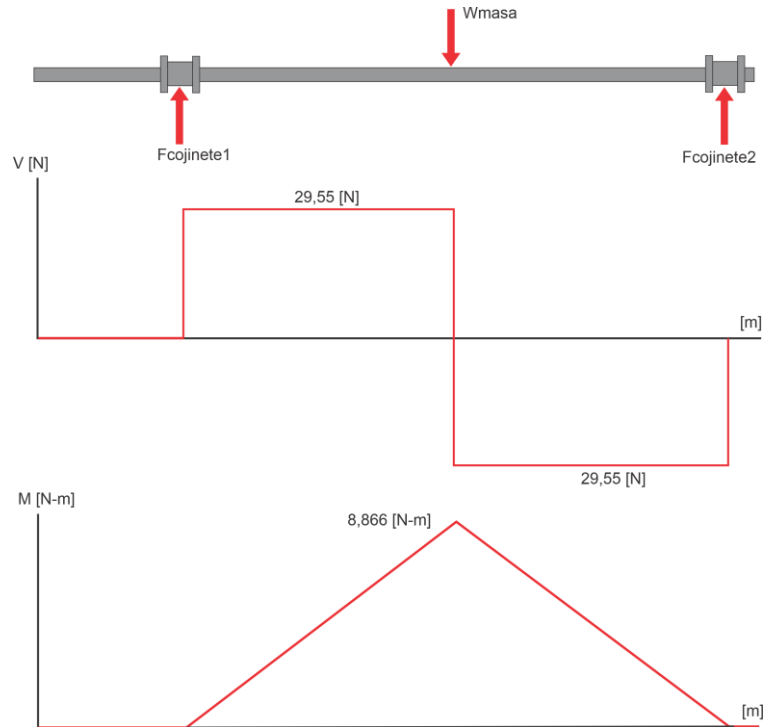
$$\sum M_{c1z} = (-W_{masa} \cdot (X_2 - X_1)) + (F_{c2z} \cdot (X_3 - X_1)) = 0 \quad (4. 14)$$

Tabla 8. Fuerzas, cortante y momentos en plano XZ

<b>Resultados</b>	<b>Valor</b>
$F_{c1z}$	29,55 [N]
$F_{c2z}$	29,55[N]
$V_{XZ}$	29,55 [N]
$M_{XZ}$	8,866 [N · m]

Fuente: Elaboración de los autores.

Figura 21. Diagrama de esfuerzo cortante y momento en el plano XZ



Fuente: Elaboración de los autores.

A continuación, se halla esfuerzo cortante y momento flector máximos generados en el rotor con ayuda de las ecuaciones (4. 15) y (4. 16) las cuales dan como resultado 43,23 [N] y 12,77 [N · m] respectivamente.

$$V_{\max} = \sqrt{V_{XY}^2 + V_{XZ}^2} \quad (4. 15)$$

$$M_{\max} = \sqrt{M_{XY}^2 + M_{XZ}^2} \quad (4. 16)$$

**4.5.1.5 Cálculo torque del sistema.** Para conocer el torque del sistema es necesario conocer la potencia del motor en [Kw], El motor seleccionado tiene 0,75 [Hp]

$$\text{Pot} = [\text{Hp}] \cdot \frac{1}{1,34} \quad (4. 17)$$

$$Pot = \frac{T_{max} \cdot N}{9550} \quad (4. 18)$$

Usando las ecuaciones (4. 17) y (4. 18) se obtienen los valores de la potencia y el torque del sistema, dando como resultado 0,5597 [Kw] y 0,7636 [Nm] respectivamente.

**4.5.1.6 Criterio de falla por resistencia de materiales.** Las ecuaciones que definen los esfuerzos normales principales, esfuerzos normales y esfuerzo cortante, están dadas por Hamrock<sup>5</sup>.

$$\sigma_{1-2} = \frac{\sigma_x}{2} + \sqrt{\frac{\sigma_x^2}{2} + \tau_{xy}^2} \quad (4. 19)$$

$$\sigma_x = \frac{32 \cdot M_{max}}{\pi \cdot d^3} \quad (4. 20)$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 \cdot T_{max}}{\pi \cdot d^3} + \frac{2 \cdot V_{max}}{A} \quad (4. 21)$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (4. 22)$$

$$\sigma_{1-2} = \frac{S_y}{N_{seguridad}} \quad (4. 23)$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones (4. 19) a (4. 23) se obtiene el diámetro mínimo admitido por resistencia de materiales, dando como resultado un diámetro de 0,008436[m].

**4.5.1.7 Cálculo diámetro por fatiga.** Los cálculos necesarios para determinar el diámetro de acuerdo con las sollicitaciones por fatiga se realizan de acuerdo con los factores<sup>6</sup> que se muestran en la Tabla 9.

---

<sup>5</sup> Hamrock, B. J., Schmid, S., & Jacobson, B. (2004). *Fundamentals of Machine Elements* (2ª ed.). McGraw-Hill Education (ISE Editions). p140- 174.

<sup>6</sup> SHIGLEY. Op. cit, p 273 - 288.

Tabla 9. Factores de diseño

<b>Factores</b>	
$C_s = 1$	$C_C = 0,897$ Confiabilidad del 90%
$C_l = 1$	$K_f = 1$
$N_{seguridad} = 3$	$S_{ut} = 900$ [Mpa]

Fuente: Elaboración de los autores con base diseño de máquinas de Shigley

$$S_e = 0,5 \cdot S_{ut} \cdot C_{sup} \cdot C_s \cdot C_C \cdot C_l \quad (4.24)$$

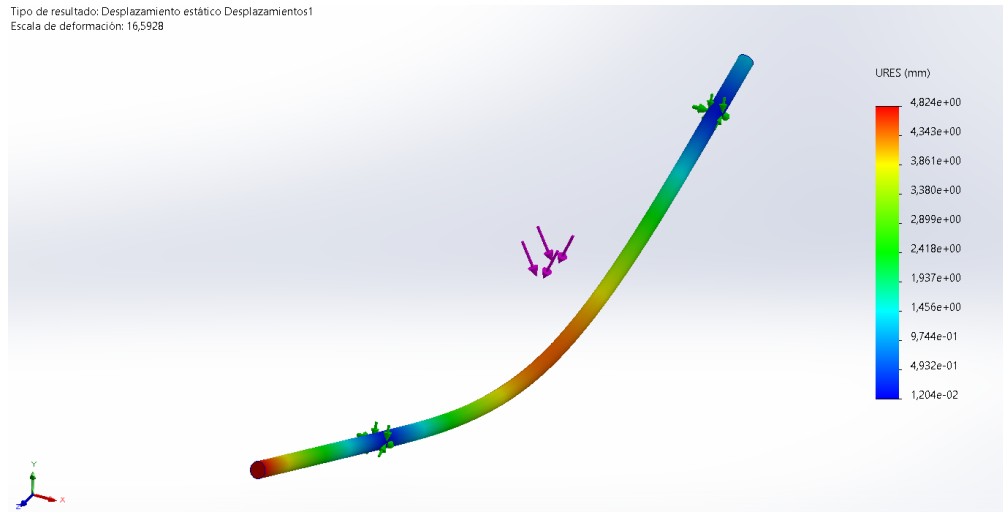
$$C_{sup} = 4,51 \cdot S_{ut}^{-0,265} \quad (4.25)$$

$$D_{fatiga} = \left[ 32 \cdot \frac{N_{seguridad}}{\pi} \cdot \left( \sqrt{\left[ K_f \cdot \frac{M_{max}}{S_e} \right]^2 + \frac{3}{4} \cdot \left[ \frac{T_{max}}{S_y} \right]^2} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (4.26)$$

Resolviendo las ecuaciones (4. 24), (4. 25) y (4. 26) se obtiene el diámetro mínimo admitido por fatiga dando como resultado un diámetro de 0,01092 [m] que se normaliza a media pulgada para asegurar su facilidad de fabricación y compatibilidad con los demás elementos.

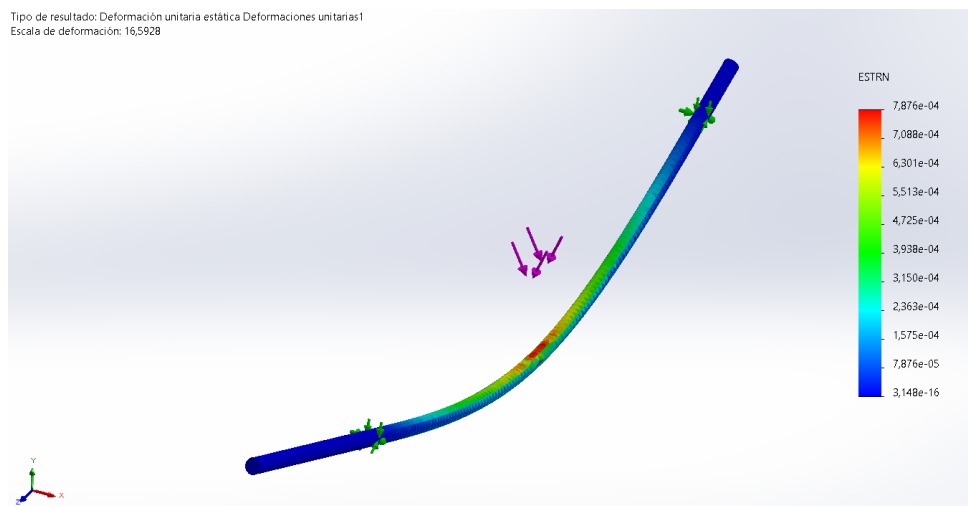
**4.5.1.8 Análisis CAE en SolidWorks.** Mediante un análisis CAE con ayuda de SolidWorks se determina el desplazamiento y las deformaciones unitarias que tendrá el rotor debido a las cargas que soporta.

Figura 22. Análisis de desplazamiento.



Fuente: Elaboración de los autores.

Figura 23. Análisis de deformaciones unitarias.



Fuente: Elaboración de los autores.

A partir de la Figura 22 y Figura 23, los desplazamientos y deformaciones obtenidos no representan un factor crítico para el diseño, lo que resulta en un factor de seguridad altamente conservador. Basándose en los cálculos previos, se puede determinar el diámetro mínimo requerido para la construcción e implementación del eje principal. Este

diámetro se selecciona tomando como referencia el obtenido en el análisis de fatiga, sirviendo como base para desarrollar el modelo final del eje.

**4.5.2 Cálculo velocidad crítica.** El cálculo de la velocidad crítica de un eje es fundamental en el diseño, ya que determina la velocidad a la cual el sistema entra en resonancia. Este fenómeno ocurre cuando la frecuencia de rotación coincide con una de las frecuencias naturales del eje, provocando un aumento significativo en las amplitudes de vibración. Conocer este valor y superarlo asegura que el rotor pueda comportarse de manera flexible.

El análisis comienza con la geometría y propiedades del rotor, la nomenclatura usada para este cálculo se muestra en la Tabla 10. El cálculo de la velocidad crítica del eje se hace en base al método de Rayleigh-Ritz<sup>7</sup> cuya ecuación es una aproximación conservativa del primer modo de vibración o frecuencia natural.

Tabla 10. Geometría y propiedades del Rotor para cálculo de velocidad crítica.

<b>SIMBOLO</b>	<b>DESCRIPCION</b>	<b>SIMBOLO</b>	<b>DESCRIPCION</b>
L	Longitud del eje	I	Momento de inercia del eje
D <sub>eje</sub>	Diámetro del eje	δ	Deflexión máxima
E	Módulo de elasticidad del eje	g	Gravedad
m <sub>disco</sub>	Masa del disco de desbalance	F <sub>n</sub>	Frecuencia natural
W <sub>disco</sub>	Peso del disco de desbalance	N <sub>crítica</sub>	Velocidad crítica

Fuente: Elaboración de los autores.

<sup>7</sup> KRÜGER. Critical Speed of Shaft. Technical Bulletin TBN017.0/1998, 5 p

Tabla 11. Datos previamente establecidos y calculados

<b>Característica o propiedad</b>	<b>Valor</b>
L	0,76[m]
D <sub>eje</sub>	0,0127 [m]
E	210 · 10 <sup>9</sup> [pa]
m <sub>disco</sub>	0,3142 [kg]
W <sub>disco</sub>	3,083 [N]

Fuente: Elaboración de los autores.

Para calcular la velocidad crítica es necesario calcular el momento de inercia del eje en función del diámetro y la deflexión máxima del mismo. Tomando los valores de la Tabla 11 para resolver las ecuaciones. Las fórmulas utilizadas se encuentran en el Anexo B y Anexo C.

$$I = \frac{\pi \cdot D_{eje}^4}{64} \quad (4. 27)$$

$$\delta = \frac{W_{disco} \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I} \quad (4. 28)$$

$$F_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{\delta}} \quad (4. 29)$$

$$N_{crítica} = 60 \cdot F_n \quad (4. 30)$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones (4. 27) a (4. 30) se obtienen los resultados mostrados en la Tabla 12.

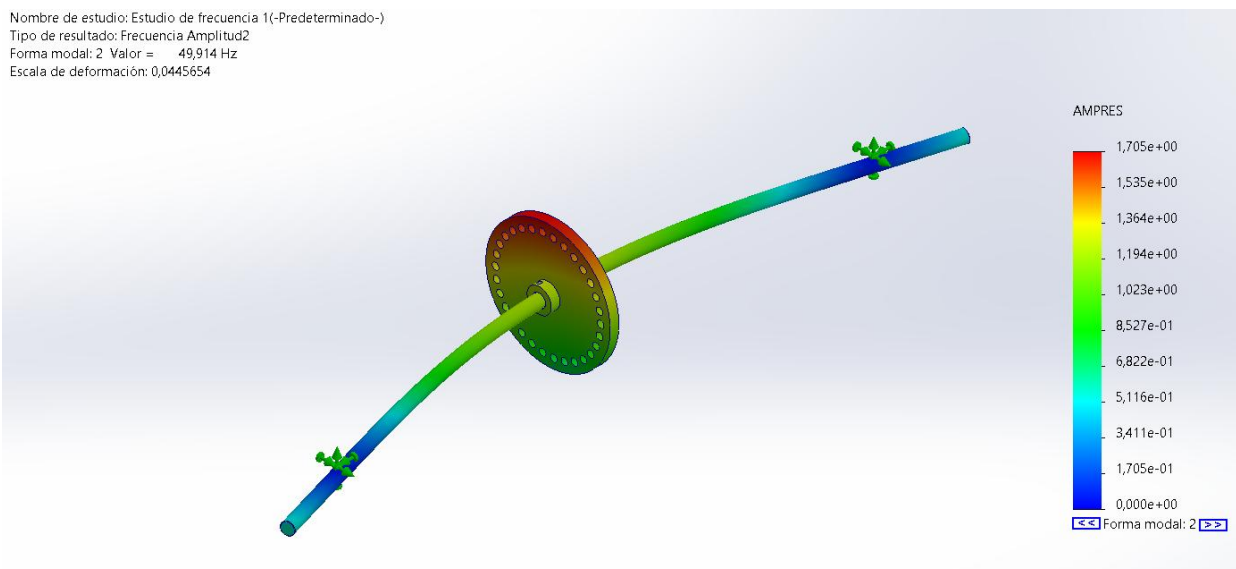
Tabla 12. Resultados de velocidad crítica

Característica o propiedad	Valor
I	$1,277 \cdot 10^{-9} [\text{m}^4]$
$\delta$	$6,279 \cdot 10^{-5} [\text{m}]$
$F_n$	48,61 [Hz]
$N_{\text{critica}}$	2917 [Rpm]

Fuente: Elaboración de los autores.

El análisis modal en SolidWorks se realiza con el objetivo de conocer la frecuencia natural del rotor por medio de elementos finitos, considerando una geometría fija en la ubicación de los muñones. En la Figura 24 se observa que la frecuencia natural del rotor es de 49,914 [Hz], existiendo una muy buena aproximación entre los resultados obtenidos por el método de Rayleigh-Ritz mostrado en la Tabla 12.

Figura 24. Frecuencia natural del rotor en SolidWorks



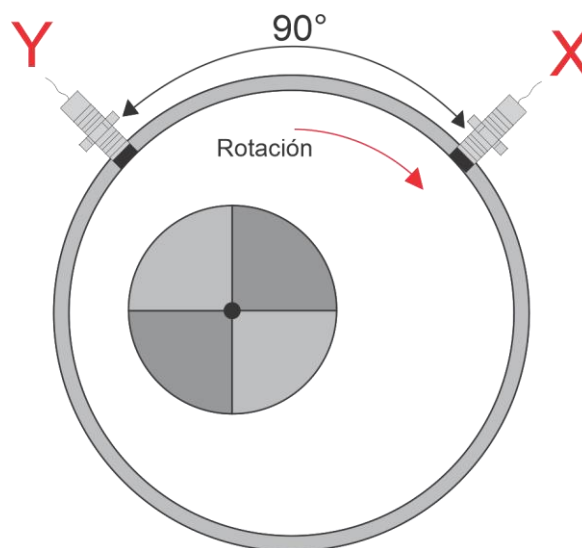
Fuente: Elaboración de los autores

## 4.6 DISEÑO DEL MUÑÓN

Para garantizar el diseño del cojinete, es necesario diseñar el muñón que representará la velocidad del rotor de Jeffcott. Partiendo de la necesidad de alojar proximitores FK-202F TRANSDUCER Shinkawa ubicados entre sí a 90 grados dentro del cojinete como se muestra en la Figura 25.

El diseño de los muñones se hace con base en las especificaciones de los proximitores que se alojarán en el cojinete, debido a que se debe garantizar una mínima distancia para que estos no generen interferencia entre sí al momento de tomar datos, teniendo en cuenta su rango de medición de 0.25 [mm] hasta 2.25 [mm] como lo especifica el fabricante Shinkawa<sup>8</sup>.

Figura 25. Posición proximitores



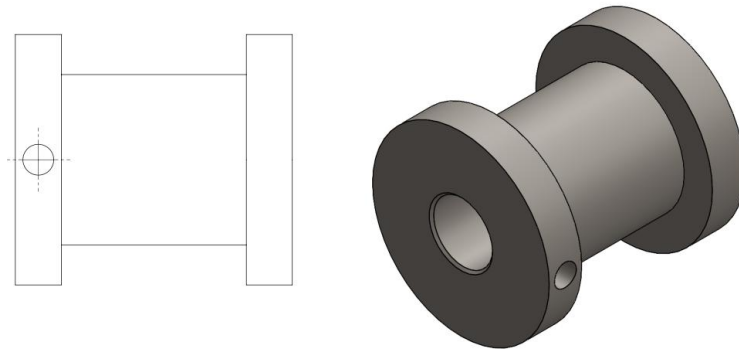
Fuente: Elaboración de los autores.

---

<sup>8</sup> Shinkawa Electric Co., Ltd. \*FK-202F Seismic Transmitter.\* [En línea]. Consultado el 7 de febrero de 2025. Disponible en: <[https://www.shinkawa.co.jp/assets/pdf/fk202f\\_iec\\_se.pdf](https://www.shinkawa.co.jp/assets/pdf/fk202f_iec_se.pdf)>. 2 p.

Este muñón se diseña con un diámetro de 27 [mm] y una longitud de 28,2 [mm]. Además de esto, para que este sea solidario al eje en el momento de operación del rotor, se instalan tornillos prisioneros en las caras exteriores del mismo, como se observa en la Figura 26.

Figura 26. Diseño del muñón



Fuente: Elaboración de los autores.

El diseño detallado de esta pieza se puede observar en el Anexo D

#### 4.7 DISEÑO COJINETE

Se requiere que los cojinetes hidrodinámicos disminuyan la fricción generada por los muñones, por esto se fabricarán en bronce SAE 64, debido a que los cojinetes fabricados en dicho material pueden operar a altas velocidades, estos cojinetes son bipartidos de dos lóbulos con relación longitud/diámetro de aproximadamente 1.

Se seleccionará un lubricante para los cojinetes hidrodinámicos tipo SAE 10W-30 debido a su capacidad para disminuir el desgaste y mantener una buena viscosidad, durante su operación a altas temperaturas originadas por las altas velocidades de operación.

El sistema de lubricación seleccionado para los cojinetes es el método por goteo, el cual asegura un suministro de lubricante al espacio entre el muñón y el cojinete. Este sistema consistirá en un depósito o copa de lubricación equipado con un sistema de goteo. El aceite lubricante 10W-30, se distribuye por gravedad hacia el cojinete, formando una película hidrodinámica que reduce la fricción y el desgaste.

Para garantizar el diseño del cojinete es fundamental llevar a cabo un análisis detallado de las variables que inciden en él, tales como lubricación, carga soportada y dimensiones. Con el objetivo de llevar a cabo el diseño del cojinete hidrodinámico se utilizarán las gráficas de por Raimondi y Boyd expuestas en el libro de diseño en ingeniería mecánica de Shigley<sup>9</sup>. La nomenclatura de las variables para llevar a cabo este diseño se muestra en la Tabla 13.

Tabla 13. Nomenclatura de fórmulas diseño de cojinete hidrodinámico

<b>Nomenclatura diseño cojinete</b>			
<b>SIMBOLO</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>SIMBOLO</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>
L	Longitud del cojinete	S	Número de Sommerfeld
$D_{\text{cojinete}}$	Diámetro del cojinete	$c_{\text{desing}}$	Holgura radial de diseño
$D_{\text{muñón}}$	Diámetro del muñón	$c_f$	Holgura radial para mínima fricción
$r_{\text{muñón}}$	Radio del muñón	$c_w$	Holgura radial para máxima capacidad de carga
W	Carga radial aplicada	P	Presión nominal del cojinete

<sup>9</sup> SHIGLEY. Op. cit, 610 p.

$\mu$	Viscosidad absoluta del aceite	N	Velocidad de Rotación
-------	--------------------------------	---	-----------------------

Fuente: Elaboración de los autores.

El propósito del cojinete es soportar la carga radial aplicada y cumplir con los requerimientos de la Tabla 14, mediante una película continua de lubricante, evitando así el contacto directo entre el cojinete y el muñón. Es esencial generar una presión de aceite suficiente para soportar dicha carga. Para esto es necesario calcular la holgura en donde se presentará la película lubricante. Un aspecto práctico para tener en cuenta en los cojinetes hidrodinámicos es el suministro adecuado de lubricante, que debe realizarse en una zona opuesta al área donde se genera la presión hidrodinámica que soporta la carga. De lo contrario, el orificio de suministro podría interrumpir la acumulación de presión en la película de lubricante.<sup>10</sup>

Tabla 14. Requerimientos del cojinete hidrodinámico

Descripción	Especificaciones
Carga radial aplicada	28 [Lb]
Diámetro muñón	1,063[in]
Velocidad máxima de giro	116,66 $\left[\frac{\text{rev}}{\text{s}}\right]$
Temperatura máxima de operación del lubricante	212 [°F]

Fuente: Elaboración de los autores.

<sup>10</sup> Robert L. MOTT. Diseño de Elementos de Maquinas. México, 2006. 616 p.

**4.7.1 Datos conocidos previos al diseño del cojinete.** El diseño del cojinete se realiza en base a las dimensiones del muñón bajo el concepto de cojinete recto de dos piezas debido a su relación de  $L/d = 1$  y fabricado en bronce SAE 64. Los datos necesarios para el cálculo del cojinete se muestran en la Tabla 15.

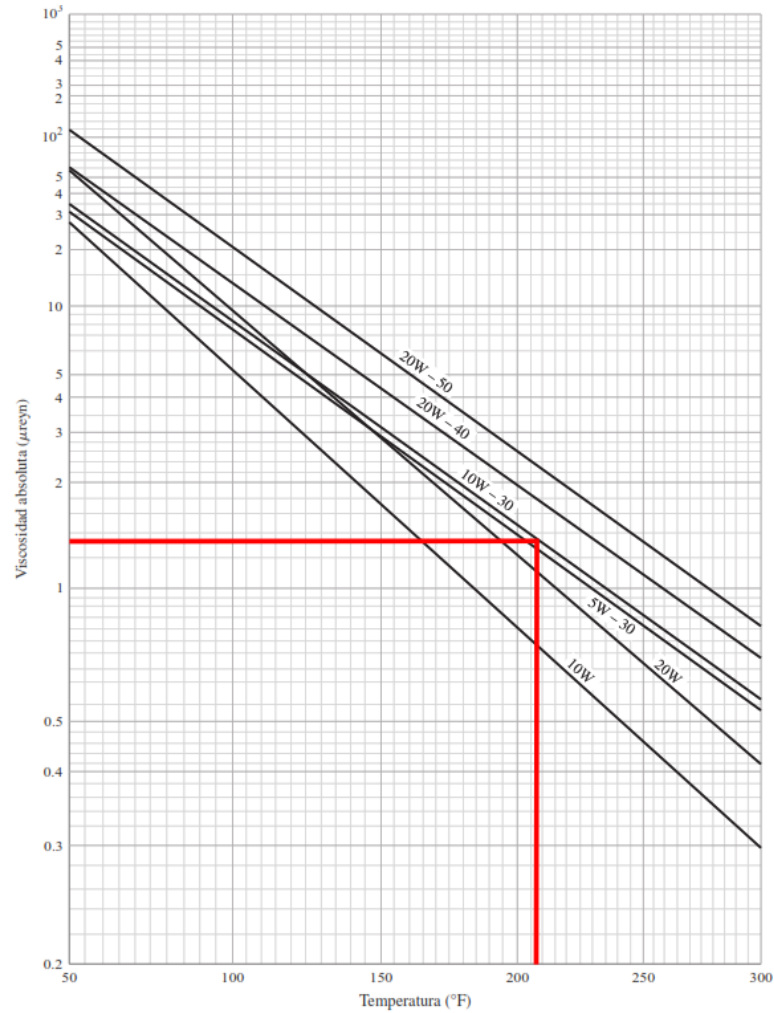
Tabla 15. Datos para cálculo de cojinete

<b>Característica o propiedad</b>	<b>Valor</b>
L	1,259 [in]
W	28 [lb]
$r_{\text{muñon}}$	0,5315 [in]

Fuente: Elaboración de los autores.

El aceite seleccionado es el SAE 10W-30 a 212°F, ya que cumple con los requerimientos mínimos de viscosidad de la temperatura máxima, sus propiedades como baja resistencia al corte, alto índice de viscosidad facilitan el arranque a baja temperatura y alcanzar diferentes regímenes de operación, garantizando la formación de la película hidrodinámica.

Figura 27. Relación viscosidad absoluta y temperatura con aceites



Fuente: Elaboración de los autores. Con base a la figura 12-14 diseño de máquinas de Shigley<sup>11</sup>

De la Figura 27 se obtiene la viscosidad absoluta del aceite seleccionado  $\mu = 1,38$  [ $\mu_{reyn}$ ], posteriormente se calcula la presión nominal del cojinete (en el área proyectada del muñón) y la relación  $L/d$  para así hallar el número de Sommerfeld mediante la Figura 28.

---

<sup>11</sup> SHIGLEY. Op. cit, 610 p.

$$P = \frac{W}{2 \cdot r_{\text{muñón}} \cdot L} \quad (4. 31)$$

$$\text{Relacion} = \frac{L}{D_{\text{muñón}}} \quad (4. 32)$$

Resolviendo las ecuaciones (4. 31) y (4. 32) obtenemos que la presión nominal del cojinete y la relación de cojinete es 23,89 [lb/in<sup>2</sup>] y aproximadamente 1 respectivamente. En la Figura 28 se establece el número de Sommerfeld considerando mínima fricción y máxima capacidad de carga en el cojinete.

La holgura radial en el cojinete hidrodinámico es un parámetro crítico que influye en el desempeño del sistema, ya que afecta la generación de la película de lubricante, la fricción, la disipación de calor y la capacidad de carga. En el diseño de estos cojinetes, se pueden considerar dos extremos en el diseño de la holgura. El primer extremo es la condición de holgura mínima para reducir la fricción, ya que la película de lubricante se mantiene delgada y estable. Sin embargo, esta configuración también reduce la capacidad de carga del cojinete y puede aumentar el riesgo de contacto entre el muñón y el cojinete ante variaciones en la carga o la temperatura. En el segundo extremo se considera una holgura máxima para aumentar la capacidad de carga, permitiendo que se genere una película de lubricación más gruesa, lo que incrementa la capacidad de carga del cojinete.

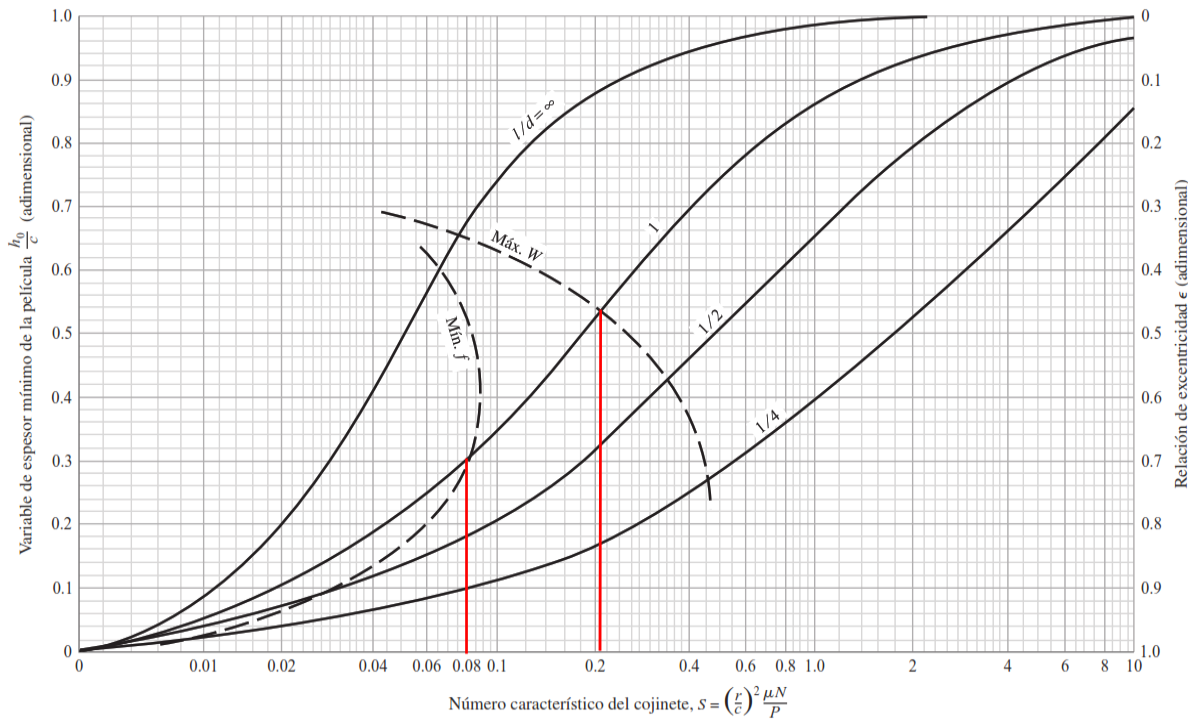
La ecuación para obtener los valores de holgura radial para mínima fricción y máxima capacidad de carga en el cojinete está dada por la ecuación (4. 33)<sup>12</sup>.

$$S = \left( \frac{r_{\text{muñón}}}{c} \right)^2 \frac{\mu \cdot N}{P} \quad (4. 33)$$

---

<sup>12</sup> Ibid. p 611.

Figura 28. Cálculo número de Sommerfeld



Fuente: Elaboración de los autores. Con base a la figura 12-16 diseño de máquinas de Shigley<sup>13</sup>

De la Figura 28 se obtiene el número de Sommerfeld para la condición de mínima fricción y máxima capacidad de carga en el cojinete estimando un valor de 0,08 y 0,21 respectivamente. Reemplazando los valores conocidos en la ecuación (4. 33), se halla el valor correspondiente a la holgura  $c$  para cada condición, los resultados se observan en la Tabla 16.

Dado que ambos extremos presentan limitaciones, se opta por un valor de holgura radial intermedio que equilibre la fricción y la capacidad de carga, el cual se calcula mediante la ecuación (4. 34) y su resultado se observa en la Tabla 16.

<sup>13</sup> SHIGLEY. Op. cit, 611p.

$$c_{desing} = \left( \frac{c_f + c_w}{2} \right) \quad (4. 34)$$

Tabla 16 .Valores de holguras

<b>Característica o propiedad</b>	<b>Valor</b>
$c_f$	0,004878 [in]
$c_w$	0,003011 [in]
$c_{desing}$	0,003944[in]

Fuente: Elaboración de los autores.

Utilizando el valor de la holgura radial de diseño mostrado en la Tabla 16 se calcula el diámetro del cojinete mediante la ecuación (4. 35) dando como resultado 1,071 [in].

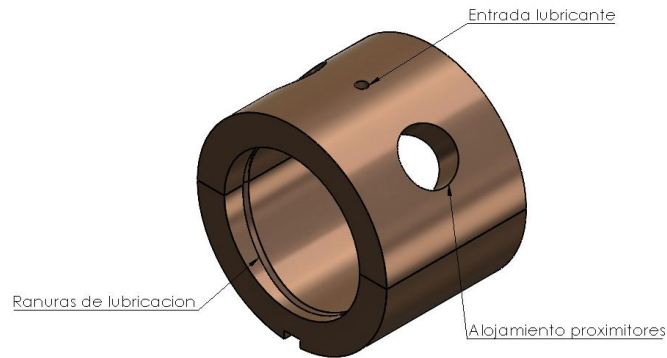
$$D_{Cojinete} = D_{muñón} + 2 \cdot c_{desing} \quad (4. 35)$$

El diseño del cojinete hidrodinámico se muestra en la Figura 29, donde se puede identificar la entrada del lubricante y la ranura de lubricación, que se puede ver con más detalle en la Figura 30. El diseño de esta ranura se realiza de acuerdo con el estándar ISO 12128<sup>14</sup>. Teniendo en cuenta la ubicación de la presión máxima del lubricante el cojinete hidrodinámico cuenta con dos agujeros en la parte superior espaciados a 90° para ubicar los proximitores y de este modo asegurar que la película lubricante no se vea afectada.

---

<sup>14</sup> ISO (International Organization for Standardization). \*ISO 12128:2020 – Microscopes — Quality evaluation of optical systems\*. ISO, 2020. [En línea]. Consultado el 7 de febrero de 2025. Disponible en: <<https://cdn.standards.iteh.ai/samples/76398/d8965ad868e74dcdbdecd032fbefd016/ISO-12128-2020.pdf>>.

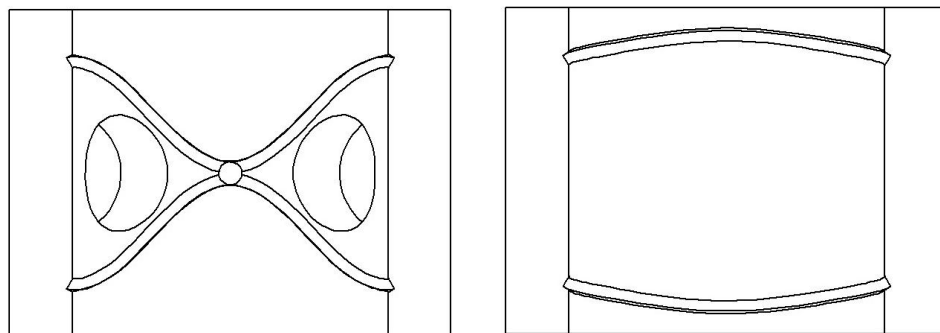
Figura 29. Cojinete hidrodinámico bipartido



Fuente: Elaboración de los autores.

El cojinete se divide en dos partes, como se muestra en la Figura 29, para facilitar el montaje y desmontaje sin necesidad de retirar completamente el muñón o desmontar otros componentes del rotor y reduciendo el tiempo de mantenimiento. Así mismo, la configuración bipartida permite inspeccionar y limpiar el cojinete con mayor facilidad, lo que ayuda a detectar desgastes u otros problemas antes de que se conviertan en fallas graves.

Figura 30. Ranuras de lubricación de cojinete hidrodinámico



Fuente: Elaboración de los autores.

El plano detallado de esta pieza se puede observar en el Anexo D.

## 4.8 SELECCIÓN DE SOPORTES

Para garantizar la estabilidad estructural del banco de pruebas y minimizar la transmisión de vibraciones al entorno, se seleccionaron soportes elastoméricos como elementos de aislamiento. Estos soportes cumplen una doble función: proporcionar un apoyo estable al bastidor y absorber las vibraciones generadas durante las pruebas. El diseño del sistema incluye un total de seis soportes distribuidos estratégicamente. Cuatro de ellos se ubican en las esquinas del bastidor, proporcionando soporte uniforme en los puntos extremos de la estructura. Los dos soportes restantes están situados en el centro, a lo largo de los laterales, para reforzar la estabilidad y ofrecer un aislamiento adicional en las zonas más críticas donde pueden concentrarse mayores cargas dinámicas.

El uso de soportes elastoméricos como el que se muestra en la Figura 31, se utiliza gracias a sus propiedades de amortiguamiento y flexibilidad, las cuales permiten reducir significativamente la transmisión de vibraciones a las superficies de apoyo. Además, su resistencia al desgaste y capacidad para operar bajo diferentes condiciones de carga, aseguran un rendimiento óptimo a lo largo del tiempo. Esta configuración garantiza un funcionamiento estable del banco de pruebas y contribuye a prolongar la vida útil de sus componentes.

Figura 31. Soporte elastomérico



Fuente. CAUCHO AMORTIGUADOR PLANO partes de recambio para autos y camiones.[Consultado el 28, enero, 2025]. Disponible en Internet: <<https://incolca.com/producto/caucho-amortiguador-plano/>>.

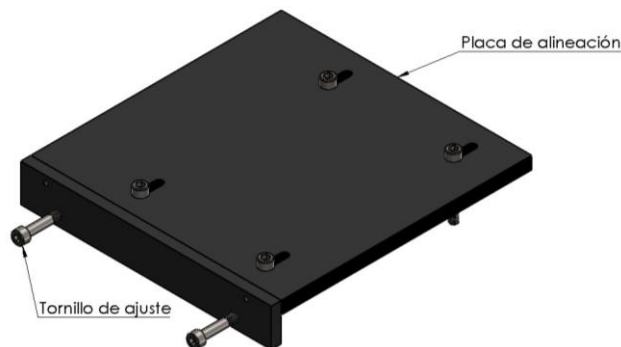
## 4.9 DISEÑO DE PLACA ALINEACIÓN

La placa de alineación fue diseñada con el propósito de garantizar una conexión entre el motor y el eje del rotor por medio del acople, permitiendo ajustar y mantener su correcta alineación. Este componente desempeña un papel crucial en el funcionamiento del banco de pruebas, ya que una alineación inadecuada puede generar problemas como vibraciones excesivas.

La placa está diseñada para sostener firmemente el motor, asegurando su estabilidad durante las pruebas. Incorpora un sistema de alineación basado en dos tornillos de ajuste como se observa en la Figura 32, los cuales permiten realizar desplazamientos controlados de la placa en conjunto con el motor. Este sistema facilita movimientos en direcciones horizontales para corregir cualquier desalineación existente, asegurando que el motor y el eje del rotor estén alineados.

Además, la placa de alineación estará construida con lamina HR la cual garantiza su rigidez y resistencia durante las operaciones. Este diseño no solo asegura un ajuste preciso, sino que también contribuye a reducir el tiempo de mantenimiento, al simplificar el proceso de alineación del sistema.

Figura 32. Placa de alineación



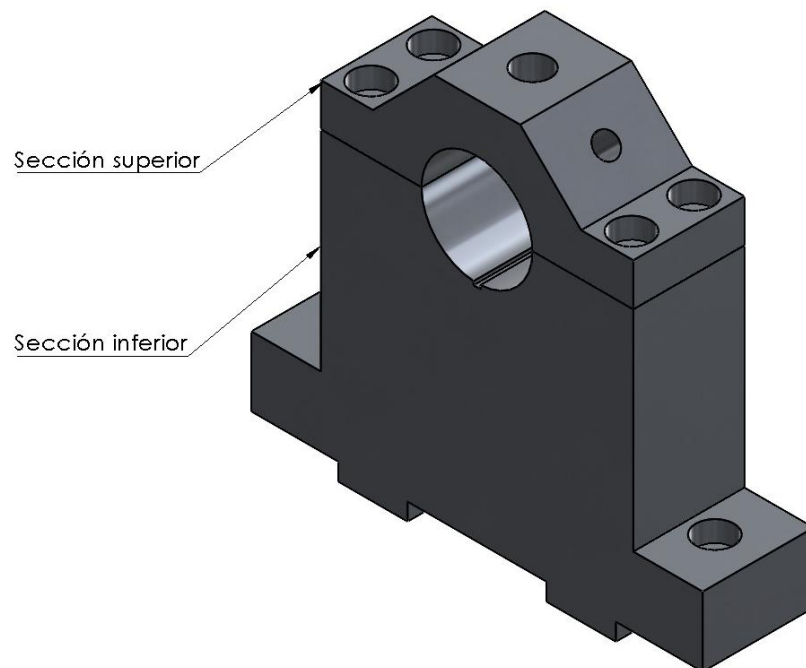
Fuente: Elaboración de los autores.

El plano detallado de esta pieza se puede observar en el Anexo D.

#### 4.10 DISEÑO DEL ALOJAMIENTO DEL COJINETE

Al igual que el cojinete hidrodinámico, el alojamiento también es bipartido como se observa en la Figura 33, con el objetivo de mejorar y facilitar la instalación y montaje del cojinete dentro del mismo, además de esto, cuenta con un cuñero en la sección inferior como se observa en la Figura 34, en donde se instala una cuña de fijación que asegura que el cojinete mantenga su posición durante la operación, evitando cualquier desplazamiento o cambio no deseado. La sección inferior cuenta con unas guías las cuales deslizan y se ajustan en el bastidor asegurando que el alojamiento se mantenga alineado.

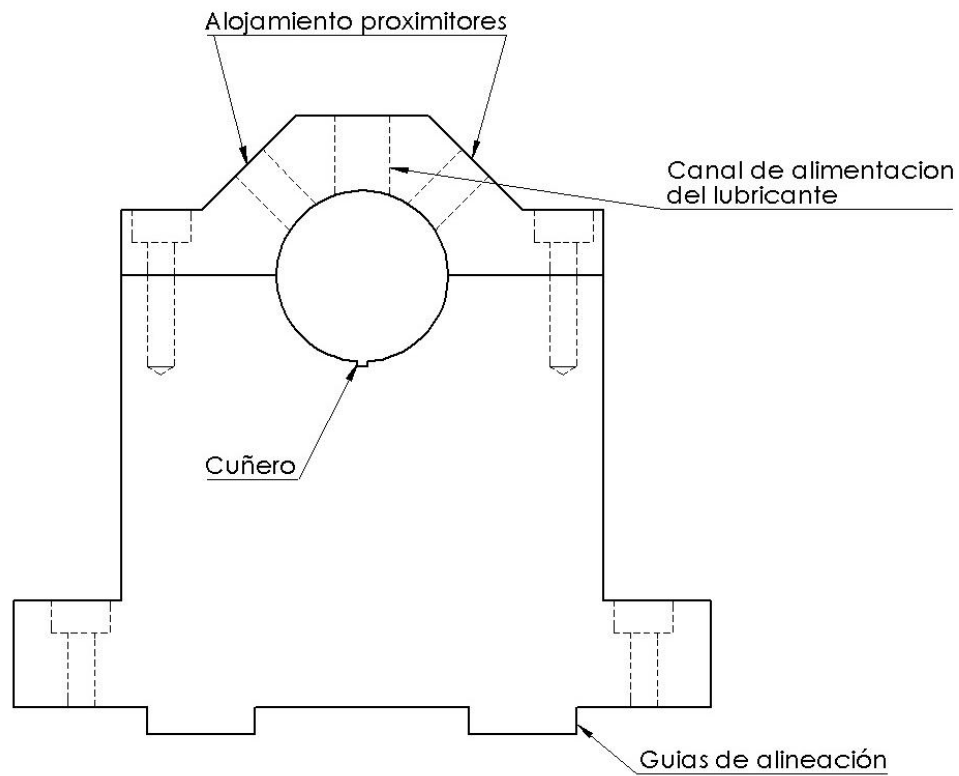
Figura 33. Alojamiento



Fuente: Elaboración de los autores.

La sección superior del alojamiento como se observa en la Figura 33, cuenta con un diseño que permite ubicar un depósito de aceite, asegurando una alimentación adecuada de lubricante al interior del cojinete. Este diseño incluye un canal o comunicación directa que permite que el aceite fluya por gravedad al interior del cojinete, garantizando una lubricación uniforme y reduciendo el riesgo de desgaste o fallos prematuros. Así mismo esta sección cuenta con agujeros roscados concéntricos con los del cojinete en los cuales irán ubicados los proximitores.

Figura 34. Características del alojamiento.



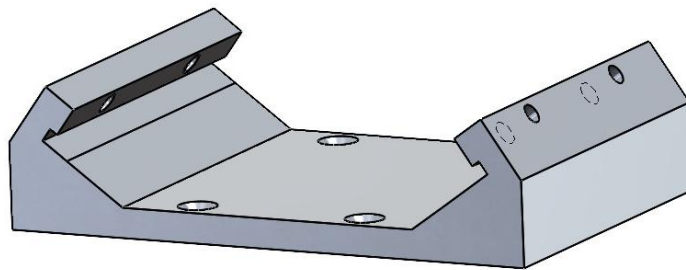
Fuente: Elaboración de los autores.

El plano detallado de esta pieza se puede observar en el Anexo D.

#### 4.11 DISEÑO SOPORTE DE MOTOR

El soporte que se muestra en la Figura 35 ha sido diseñado para garantizar la fijación del motor a la placa de alineación, asegurando que se mantenga correctamente alineado con ella, incluso durante procesos de instalación y desinstalación. Debido a la geometría particular del motor, fue necesario desarrollar un diseño específico tal como se observa en el Anexo D. Este facilitará su montaje en dicho soporte. Además de esto el material de este soporte se fabricará en duraluminio con el objetivo de disminuir el peso en el bastidor.

Figura 35. Soporte de motor

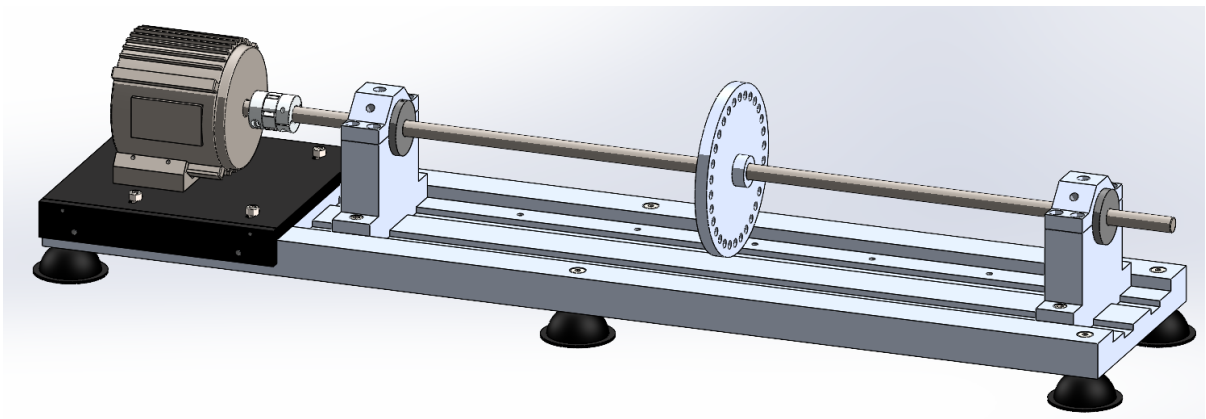


Fuente: Elaboración de los autores.

## 5. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

La presente unidad describe el modelo global después de diseñado y seleccionado cada uno de sus componentes, a continuación, se elabora el modelo a escala real en el programa SolidWorks mostrado en la Figura 36, muestra la ubicación de los componentes involucrados para la elaboración del banco de pruebas. Seguidamente se procedió a la fabricación del banco de ensayos.

Figura 36. Banco de ensayos



Fuente: Elaboración de los autores.

### 5.1 SISTEMA ESTRUCTURAL

El sistema estructural consta del bastidor y los soportes de este. Para la fabricación del bastidor se emplearon procesos de mecanizado como el fresado, el cual permitió desbaste del duraluminio para crear las guías que facilitan el deslizamiento y ajuste de los alojamientos. Posteriormente, se realizaron las perforaciones necesarias utilizando un taladro de árbol, asegurando precisión en la ubicación de los orificios para el ensamble de los diferentes componentes. El resultado se observa en la Figura 37 y el plano detallado en el Anexo D.

Figura 37. Construcción del bastidor



Fuente: Elaboración de los autores.

## 5.2 SISTEMA DE ALINEACIÓN

Este sistema está compuesto por la placa de alineación y soporte de motor como se observa en la Figura 38. La fabricación y mecanizado de estos componentes se llevó a cabo mediante un proceso de corte, fresado y taladrado asegurando las dimensiones propuestas en el Anexo D.

Figura 38. Montaje de placa de alineación, soporte y motor

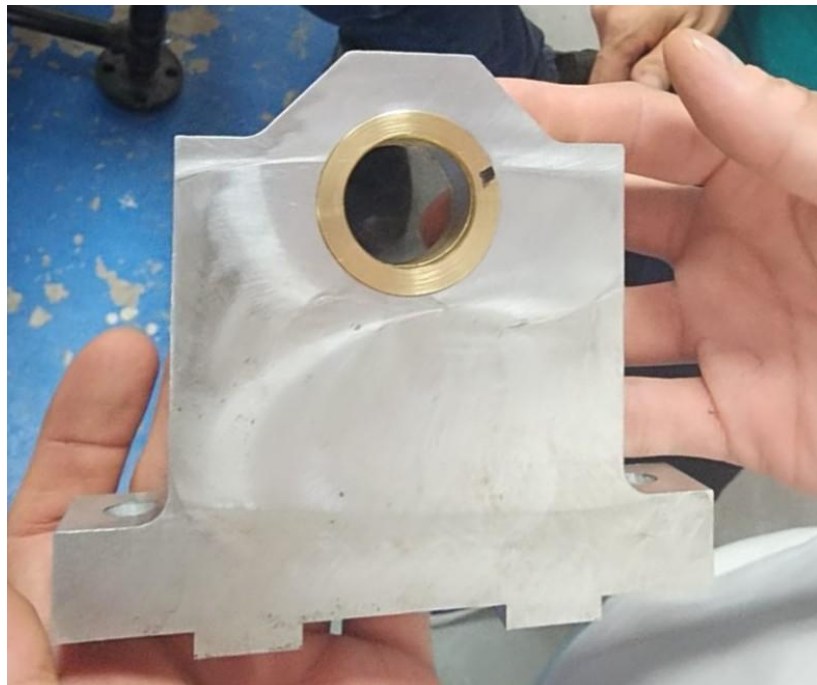


Fuente: Elaboración de los autores.

### 5.3 SISTEMA DE APOYO DEL ROTOR

Este sistema de apoyo del rotor está compuesto por los alojamientos y los cojinetes hidrodinámicos mostrados en la Figura 39. La fabricación y mecanizado de estos componentes se llevó a cabo mediante un proceso de corte, fresado, taladrado y torneado, asegurando las dimensiones propuestas en el Anexo D.

Figura 39. Unidad de apoyo del rotor



Fuente: Elaboración de los autores.

### 5.4 SISTEMA DEL ROTOR

Este sistema está compuesto por un eje de acero AISI 4140 con un diámetro de 1/2 pulgada, junto con los muñones del mismo material, un disco de desbalance y el acople previamente seleccionado, como se muestra en la Figura 40. El mecanizado del eje, disco

y muñones se realizó a través de un proceso de torneado y fresado, lo que permitió asegurar las dimensiones especificadas en el Anexo D.

Figura 40. Unidad del rotor



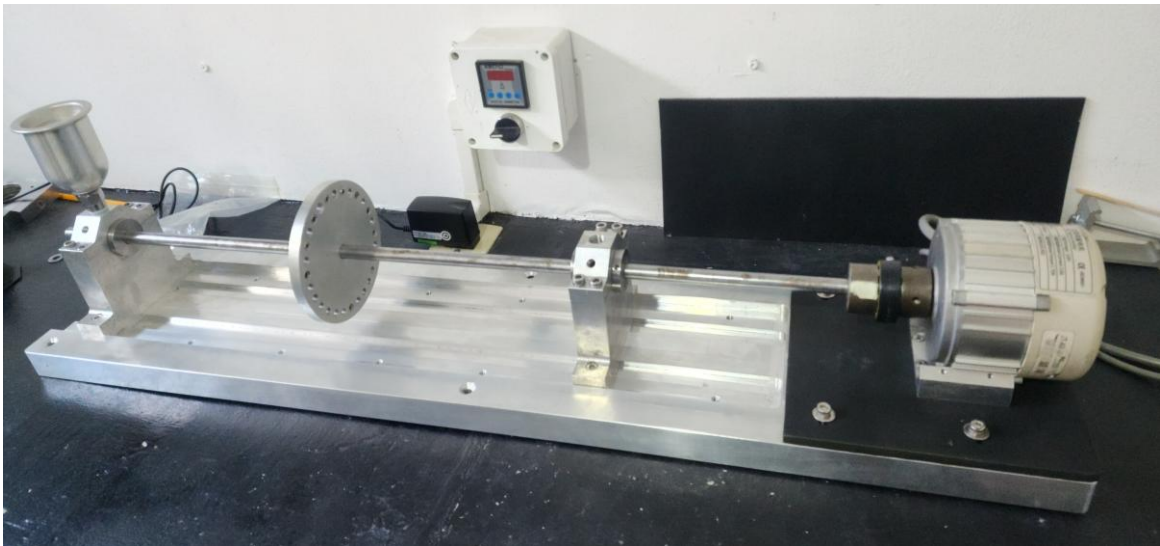
Fuente: Elaboración de los autores.

## 5.5 ENSAMBLAJE DEL BANCO DE ENSAYOS

El banco de pruebas ha sido diseñado para facilitar tanto el ensamblaje como el desmontaje de todos sus componentes, utilizando herramientas convencionales como

llaves Bristol. Su diseño permite realizar modificaciones en la ubicación de la unidad de apoyo del rotor, con el objetivo de realizar diferentes estudios. El tiempo promedio para ensamblar por completo el banco es de aproximadamente 1 hora. A continuación, se presenta su configuración en la Figura 41.

Figura 41. Ensamblaje del rotor



Fuente: Elaboración de los autores.

## 5.6 PUESTA A PUNTO DEL BANCO DE ENSAYOS

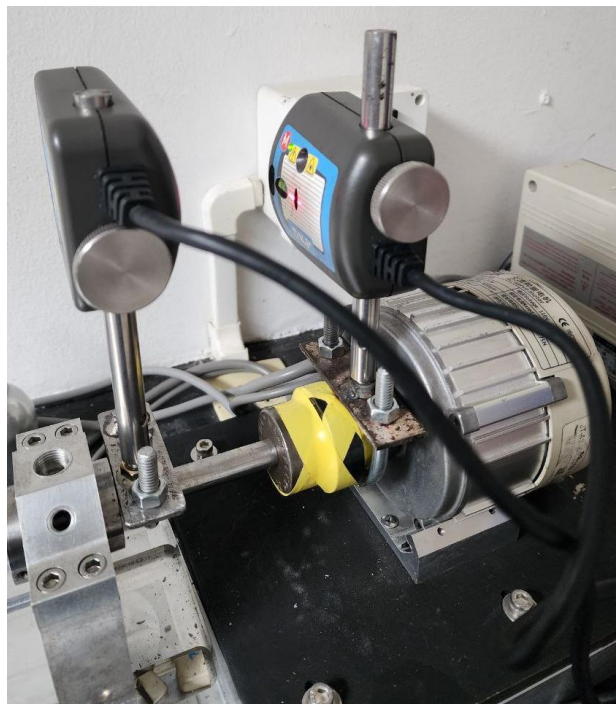
Para garantizar resultados satisfactorios, es fundamental eliminar cualquier factor que pueda alterar la señal de vibración esperada en el banco de ensayos, asegurando así las mejores condiciones de operación. Por esta razón, antes de realizar cualquier prueba, es necesario llevar a cabo la alineación entre el motor y el eje.

Finalizando la alineación, se realiza la instalación de los proximitores con el objetivo de llevar a cabo el balanceo del banco de ensayos. El balanceo es un proceso crucial, ya que permite minimizar las fuerzas generadas por el desequilibrio, reduciendo la aparición de vibraciones no deseadas que pueden afectar la precisión de los resultados.

**5.6.1 Alineación.** Una buena alineación del eje del banco de ensayos es esencial para prevenir fallos prematuros en los cojinetes, evitar la fatiga del eje y minimizar los niveles de vibración. Además, contribuye a reducir el riesgo de sobrecalentamiento y el consumo excesivo de energía. Para garantizar un nivel óptimo de alineación que permita el correcto funcionamiento del sistema, se emplea un alineador láser TKSA 20 de SKF disponible en el laboratorio de Sielecom.

Para comenzar con este proceso es necesario fijar las unidades de medición como se muestra en la Figura 42. Ubicando las unidades de medición móvil y estacionaria, en el eje del motor y el eje del rotor respectivamente.

Figura 42. Unidades de alineación

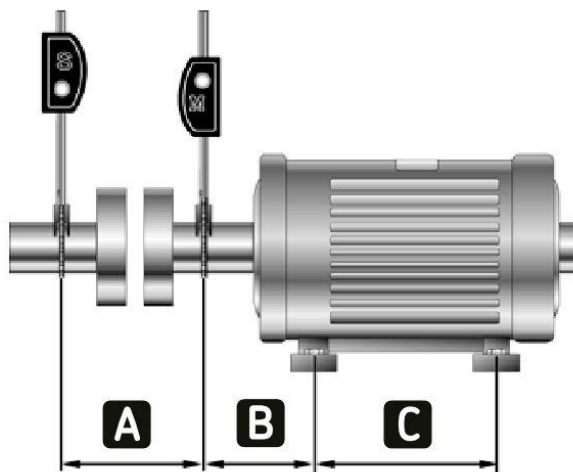


Fuente: Elaboración de los autores.

Seguido a esto se introducen las dimensiones requeridas para la configuración de la máquina teniendo en cuenta los parámetros establecidos del manual de SKF como se

muestra en la Figura 43. Los valores correspondientes al banco de ensayos se observan en la Figura 44.

Figura 43. Parámetros de configuración



Fuente: Alineador de ejes TKSA 20 de SKF.

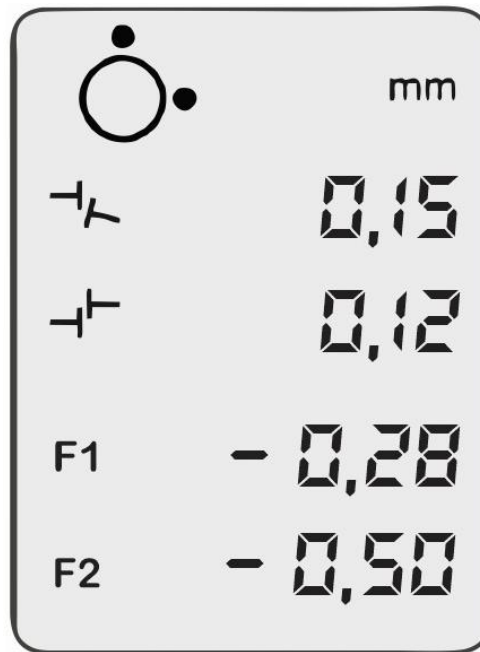
Figura 44. Parámetros de alineación



Fuente: Elaboración de los autores.

Posteriormente se toman los datos en las posiciones de  $-90^\circ$  y  $90^\circ$  arrojando como resultado la desalineación que presenta el banco de ensayos en la Figura 45, la cual supera los valores permitidos en los rangos de operación que indica el manual de SKF como se muestra en la Figura 46.

Figura 45. Resultado desalienación



Fuente: Elaboración de los autores.

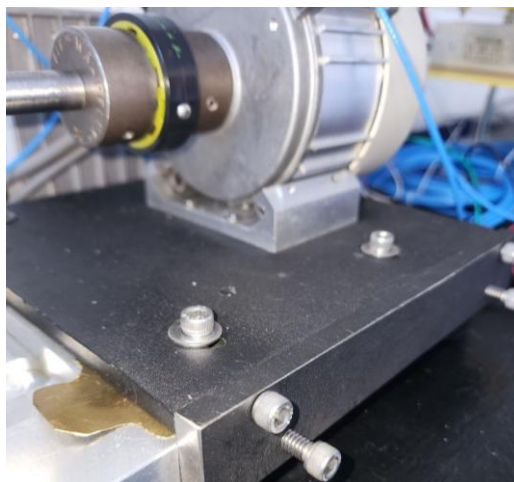
Figura 46. Máxima desalineación permitida

	$\text{⊕}$	$\text{⊕}$	$\text{⊕}$	$\text{⊕}$
rpm	mm/100 mm	mm	0.001"/1"	0.001"
0 - 1000	0.10	0.13	1.0	5.1
1000 - 2000	0.08	0.10	0.8	3.9
2000 - 3000	0.07	0.07	0.7	2.8
3000 - 4000	0.06	0.05	0.6	2.0
4000 - 6000	0.05	0.03	0.5	1.2

Fuente: Alineador de ejes TKSA 20 de SKF.

Para mejorar los resultados se instalan Shims de alineación entre la placa de alineación y el bastidor, esto ayuda a corregir la desalineación vertical como se muestra en la Figura 47. Además de esto, se ajustan los tornillos de la placa de alineación para corregir la desalineación horizontal, lo que permite mejorar significativamente los resultados como se observa en la Figura 48, los cuales se encuentran en el rango permitido por SKF.

Figura 47. Shims de alineación instalados



Fuente: Elaboración de los autores.

Figura 48. Resultados de alineación.

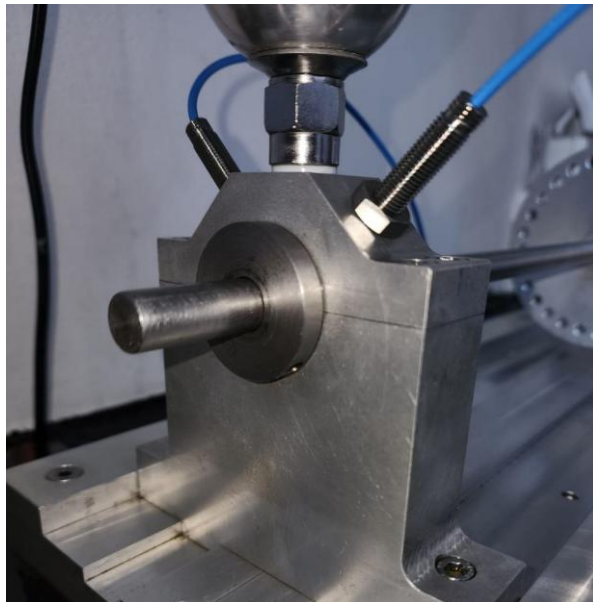


Fuente: Elaboración de los autores.

**5.6.2 Instalación de proximitores.** Para garantizar la medición de la vibración en el banco de ensayos, se realizó la instalación de 4 proximitores, 2 en cada alojamiento como se observa en la Figura 49, considerando su rango de medición, el cual abarca desde 0.25 [mm] hasta 2.25 [mm] como lo especifica el fabricante Shinkawa<sup>15</sup> Con el objetivo de obtener datos completos y evitar que la señal de los sensores se salga de los límites operativos, los proximitores fueron instalados en un punto intermedio dentro de este rango.

De esta manera, la posición inicial de los sensores se estableció aproximadamente en 1.25 mm de los muñones, lo que permite capturar variaciones tanto en aumentos como en reducciones de la distancia de medición sin riesgo de pérdida de datos. Esta configuración asegura un monitoreo adecuado del comportamiento dinámico del rotor y facilita un análisis de la vibración en los cojinetes hidrodinámicos.

Figura 49. Instalación de proximitores



Fuente: Elaboración de los autores.

---

<sup>15</sup> Shinkawa Op. cit 2 p.

**5.6.3 Balanceo.** El desbalanceo es una característica propia de los rotores, causada por una distribución desigual de masa a lo largo de su estructura. Esta condición representa una de las principales fuentes de vibración en el banco de ensayos y puede contribuir significativamente a la disminución de la vida útil de los elementos que lo conforman. Para disminuir estos efectos. Este procedimiento sigue los lineamientos establecidos en los estándares ISO 21940, los cuales regulan y estandarizan las técnicas para lograr un balanceo eficiente.

Para el desarrollo de este procedimiento de balanceo se emplea un analizador de vibraciones OROS OR35 ANALYZER, junto con proximitores SHINKAWA, los cuales permiten obtener mediciones de la respuesta vibratoria del rotor. El método empleado para el balanceo del rotor es el balanceo en un solo plano, el cual se basa en la premisa de que, si el equipo es balanceado a bajas revoluciones, permanecerá equilibrado en todo el rango de velocidades de operación.

El hecho de contar con cuatro proximitores instalados en el banco de ensayos permite obtener una visión completa del comportamiento vibratorio del rotor en diferentes posiciones. Sin embargo, para el procedimiento de balanceo, se hace necesario utilizar un único valor representativo. En este caso, se selecciona el valor máximo entre los cuatro sensores, ya que este indica la zona de mayor vibración y, por lo tanto, el punto más crítico del desbalance. La selección del valor máximo entre estos sensores se debe a que este representa la condición más crítica de vibración dentro del sistema, lo que permite evaluar con mayor precisión la magnitud del desbalance y su efecto sobre el rotor.

El análisis del balanceo se basa en la componente 1X PK-PK, que indica la amplitud de la vibración en la frecuencia de rotación del eje, y en la 1X PH, que proporciona la fase de dicha vibración. Estos valores son fundamentales para determinar la ubicación y cantidad de la corrección necesaria. Al tomar el mayor valor registrado entre los cuatro

proximidores, se garantiza que la corrección aplicada sea suficiente para reducir la vibración en el punto más afectado, optimizando así la estabilidad y desempeño del rotor. Se inicia con la medición de la vibración inicial sin corrección a 1800 [RPM] para determinar los niveles de desbalance y sus frecuencias asociadas. Dando como respuesta los valores mostrados en la Figura 50.

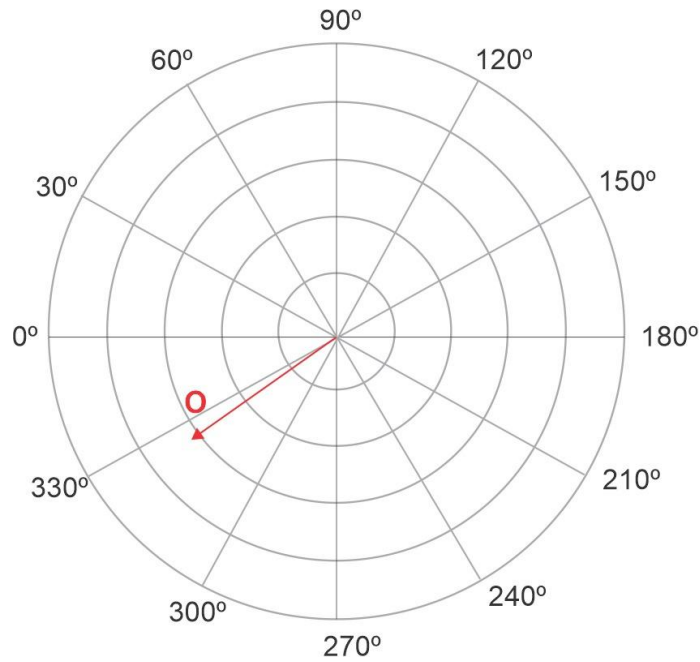
Figura 50. Datos de balanceo sin corrección

Speed 1 : 1810 RPM 30 Hz Speed 2 : RPM Hz		Date : 18/02/2025 - 17:26:13		Time : 04min 49s 948ms		Status : Stopped	
	Ov [Pk-Pk]	Ov AS [Pk-Pk]	1X [Pk-Pk]	1X Ph	2X [Pk-Pk]	2X Ph	
Mach1.P1.Y [ $\mu\text{m}$ ]	18.14	21.30	16.35	161.64	2.81	3.77	
Mach1.P1.X [ $\mu\text{m}$ ]	61.01	68.78	55.95	327.42	2.05	137.43	
Mach1.P2.Y [ $\mu\text{m}$ ]	8.22	8.07	4.06	23.19	1.92	149.07	
Mach1.P2.X [ $\mu\text{m}$ ]	8.65	9.06	5.70	156.62	0.11	179.08	

Fuente: Elaboración de los autores.

En la Figura 50 se muestran los valores de los 4 proximidores, de los cuales se toma el valor del proximitor de la posición 1X ya que en este se observa una amplitud y fase de 55,95 [ $\mu\text{m}$ ] y 327,42° respectivamente, los cuales representan un valor superior a los resultados de los demás proximidores y estos se representan como un vector  $O$  en un plano polar como se muestra en la Figura 51.

Figura 51. Vector de amplitud y fase sin corrección



Fuente: Elaboración de los autores.

A continuación, se instala una masa de prueba de 1,74 [g] en un punto específico del rotor y se registra nuevamente la vibración para evaluar el impacto de la masa de prueba. Los datos de la nueva medición se observan en la Figura 52.

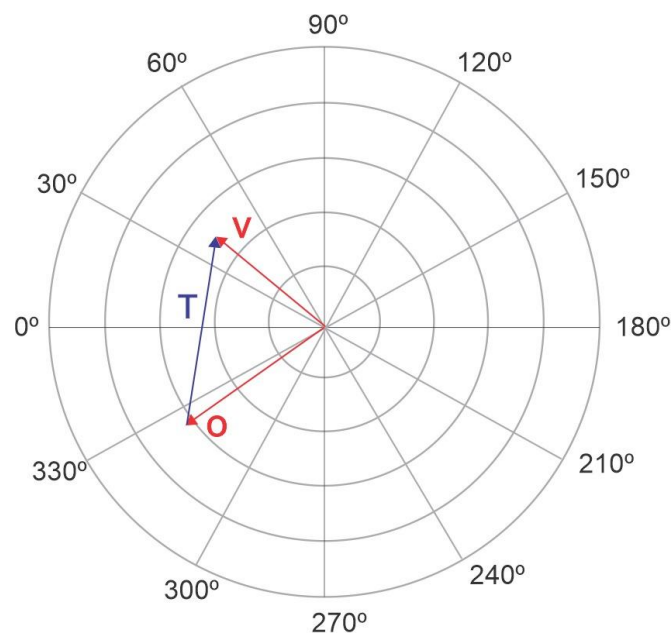
Figura 52. Datos de balanceo con masa de prueba

Speed 1 : 1833 RPM 31 Hz Speed 2 : RPM Hz Date : 18/02/2025 - 17:34:12 Time : 49s 075ms Status : Stopped						
	Ov [Pk-Pk]	Ov AS [Pk-Pk]	1X [Pk-Pk]	1X Ph	2X [Pk-Pk]	2X Ph
Mach1.P1.Y [ $\mu\text{m}$ ]	9.90	11.40	7.88	243.03	1.20	355.48
Mach1.P1.X [ $\mu\text{m}$ ]	38.91	38.55	34.03	33.34	5.12	77.08
Mach1.P2.Y [ $\mu\text{m}$ ]	20.61	28.12	17.47	354.76	3.13	160.00
Mach1.P2.X [ $\mu\text{m}$ ]	23.38	31.49	19.21	132.05	1.84	304.46

Fuente: Elaboración de los autores.

Con base a la Figura 52 se toman nuevamente los valores correspondientes a la amplitud y fase del proximitor de la posición 1X, registrando valores de  $34,03 \mu\text{m}$  y  $33,34^\circ$  respectivamente, los cuales se representan como un vector  $V$  en un plano polar, el cual es la resultante entre el vector sin corrección  $O$  con el vector  $T$ , por lo tanto,  $T$  es el efecto del peso de la masa de prueba, como se muestra en la Figura 53.

Figura 53. Vectores  $O$ ,  $V$  y  $T$  en diagrama polar



Fuente: Elaboración de los autores.

A continuación, se registran los valores de la magnitud y fase de cada vector, como se muestra en la tabla

Tabla 17. Vectores de balanceo

Vector	Magnitud	Fase
O	$55,95 \mu\text{m}$	$327,42^\circ$
V	$34,03 \mu\text{m}$	$33,34^\circ$
T	$52,29 \mu\text{m}$	$110,97^\circ$

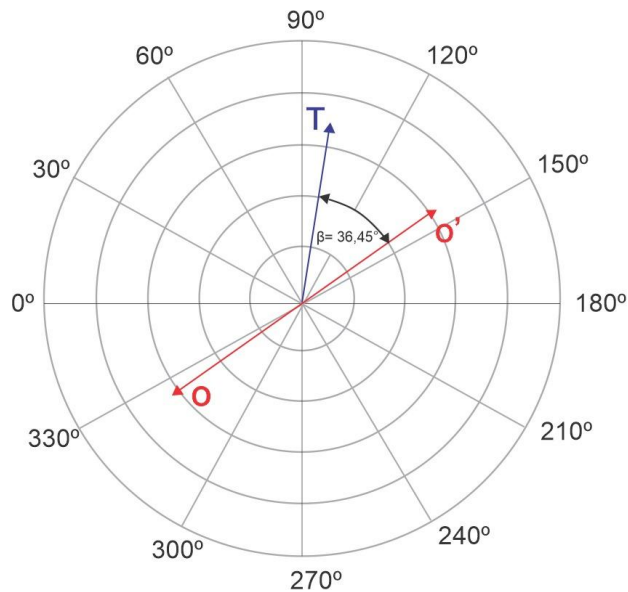
Fuente: Elaboración de los autores.

Posteriormente, se calcula el peso de corrección con la ecuación (5. 1)<sup>16</sup> hallando el valor de la masa adecuada para el balanceo. Dando como resultado un valor de 1,86 [g]

$$P_{\text{correccion}} = P_{\text{prueba}} \cdot \frac{O}{T} \quad (5. 1)$$

Una vez hallado el peso de corrección, se refleja el vector  $O$  en el diagrama polar dando como resultado un vector  $O'$ , posteriormente se traslada el vector  $T$  al origen. La dirección de estos dos vectores debería ser igual, por lo tanto, el peso de corrección se debe ubicar a  $36,45^\circ$  desde la posición del peso de prueba como se muestra en la Figura 54

Figura 54. Ubicación para el peso de corrección con vectores  $O'$  y  $T$



Fuente: Elaboración de los autores.

Una vez determinadas las correcciones, se fija la masa de balanceo en el punto adecuado y se realiza una nueva medición para verificar la reducción de las vibraciones. Este

---

<sup>16</sup> Girdhar, P., & Scheffer, C. (2004). Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance. Elsevier Science & Technology Books. p.138

proceso se repite hasta alcanzar un nivel de vibración dentro de los límites aceptables según la norma ISO 21940, garantizando así un funcionamiento estable y reduciendo el impacto de cargas dinámicas en los cojinetes hidrodinámicos. Los resultados obtenidos del balanceo se muestran en la Figura 55.

Figura 55. Valores de balanceo corregido

Speed 1 : 1834 RPM 31 Hz Speed 2 : RPM Hz Date : 18/02/2025 - 18:23:57 Time : 38min 03s 347ms Status : Monitoring 100%						
	Ov [Pk-Pk]	Ov AS [Pk-Pk]	1X [Pk-Pk]	1X Ph	2X [Pk-Pk]	2X Ph
Mach1.P1.Y [ $\mu\text{m}$ ]	13.31	14.24	6.25	40.24	4.28	183.99
Mach1.P1.X [ $\mu\text{m}$ ]	13.84	15.99	5.76	208.72	2.64	355.82
Mach1.P2.Y [ $\mu\text{m}$ ]	26.62	27.68	14.64	0.65	8.28	305.26
Mach1.P2.X [ $\mu\text{m}$ ]	7.61	8.15	1.53	51.63	4.24	25.08

Fuente: Elaboración de los autores.

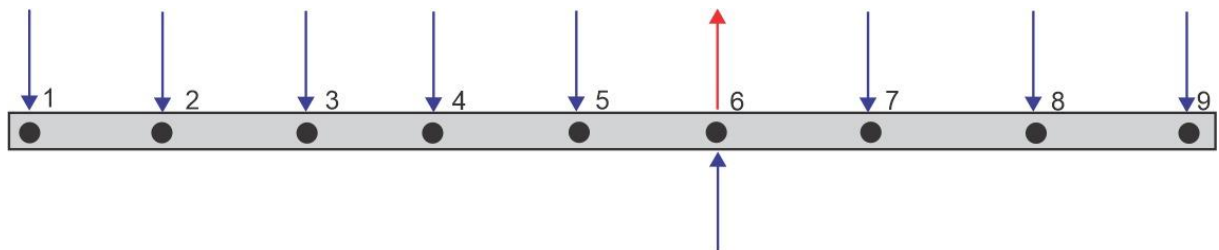
## 6. PRUEBAS Y RESULTADOS

En esta sección se presenta el análisis modal del rotor y del banco ensayos con ayuda del software ANSYS y SolidWorks. Así mismo, con ayuda del sistema de adquisición de datos OROS, se evalúa el comportamiento dinámico del sistema realizando una prueba de arranque (run-up), que permite identificar las velocidades críticas del rotor, resonancias y detección de cambios en la rigidez del sistema.

### 6.1 ANÁLISIS DE FRECUENCIA DEL ROTOR CON OROS

Para realizar el análisis de frecuencias del rotor de manera experimental se usa el sistema de adquisición de datos OROS, el eje se divide en 8 elementos equidistantes, 9 puntos son tomados para realizar las mediciones, los cuales se ubican en las divisiones de los 8 elementos. Para realizar la prueba hay que ubicar el acelerómetro en el punto 6 donde se asegura que existe un antinodo y no coincide con ningún nodo.

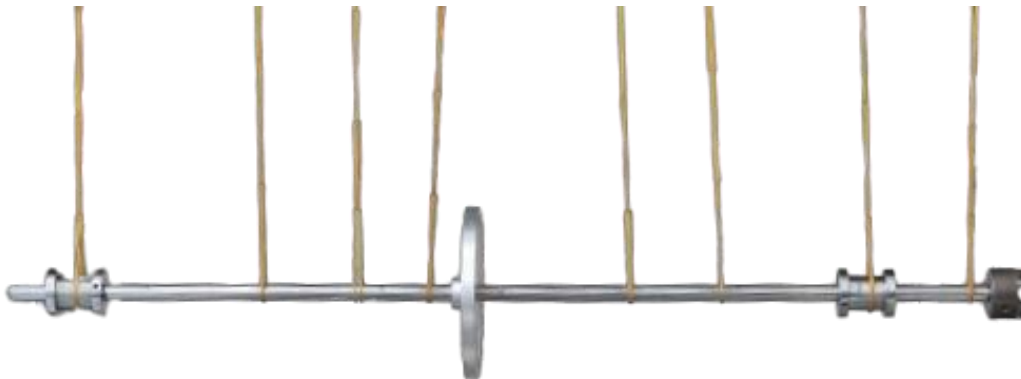
Figura 56. Configuración de la medición del análisis modal experimental.



Fuente: Elaboración de los autores.

El eje es suspendido en una estructura de soporte mediante bandas elásticas como se muestra en la Figura 57.

Figura 57. Configuración del eje para el análisis modal experimental



Fuente: Elaboración de los autores.

Los equipos e instrumentación utilizados para realizar el Análisis Modal Experimental (EMA), junto con sus especificaciones clave, se enumeran en la Tabla 18.

Tabla 18. Especificaciones generales de los equipos e instrumentos utilizados en el Análisis Modal Experimental (EMA)

<b>Equipo usado</b>	<b>Especificación</b>
OROS OR35 Analyzer	Hasta 102.4 KS/s
Hammer Dytran 5800B5	Sensibilidad 10mV/g
Acelerómetro Uniaxial Dytran 3056B1	Sensibilidad 4.83 mV/lbf

Fuente: Elaboración de los autores.

El software OROS Modal se emplea para la adquisición, procesamiento y ejecución del Análisis Modal Experimental. En la Tabla 19 se presentan los principales parámetros de configuración utilizados para la captura y análisis de las señales de respuesta.

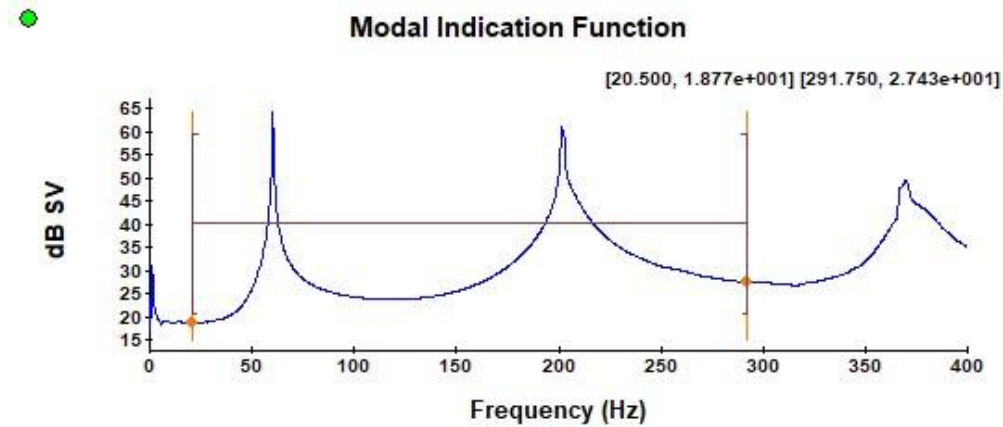
Tabla 19.- Parámetros de configuración para el análisis modal experimental en el software OROS Modal

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Rango de frecuencia	0-400 [Hz]
Líneas espectrales	1600
Tiempo de muestreo	4 [s]
% de superposición	67
Tipo de promedio	Lineal
Número de promedios	5
Tipo de ventana	Fuerza/Exp

Fuente: Elaboración de los autores.

Las características modales se calculan a partir de las funciones de respuesta de frecuencia (FRF) en todo el rango de frecuencias de medición utilizando el método de banda ancha, que emplea un algoritmo de identificación modal robusto. Para aplicar este método, se selecciona un rango de frecuencia de 20,5 [Hz] a 291,75 [Hz] del gráfico de la función de indicación modal (MIF). Esta selección se realiza identificando los picos más prominentes y ajustando los límites al valle al comienzo del primer pico y al valle al final del último pico de interés, como se muestra en la Figura 58.

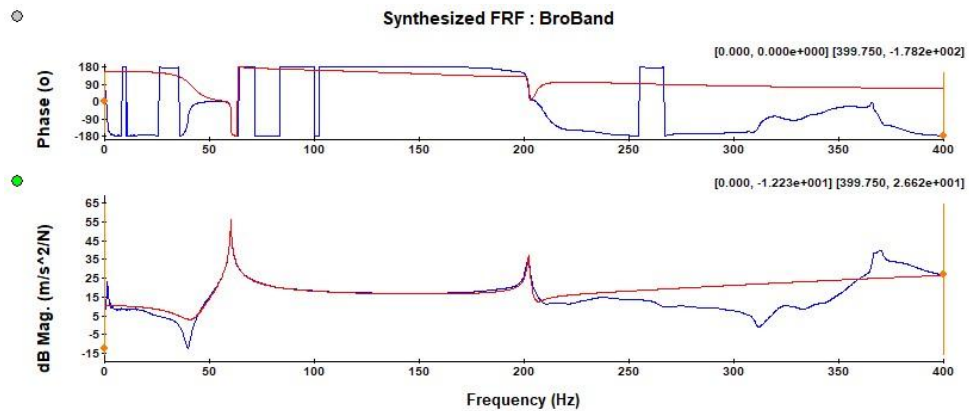
Figura 58. Función de Identificación Modal (MIF) del Análisis Modal Experimental del rotor.



Fuente: Elaboración de los autores. Tomado del Oros

Con las frecuencias seleccionadas, se calculan las formas de deflexión y se obtiene la Función de Respuesta en Frecuencia Sintetizada (SFRF), como se muestra en la Figura 59. La gráfica muestra el ajuste, tanto en ubicación de pico como en fase, de las frecuencias propias seleccionadas entre la FRF sintetizada y la función de respuesta en frecuencia obtenida a partir de las mediciones.

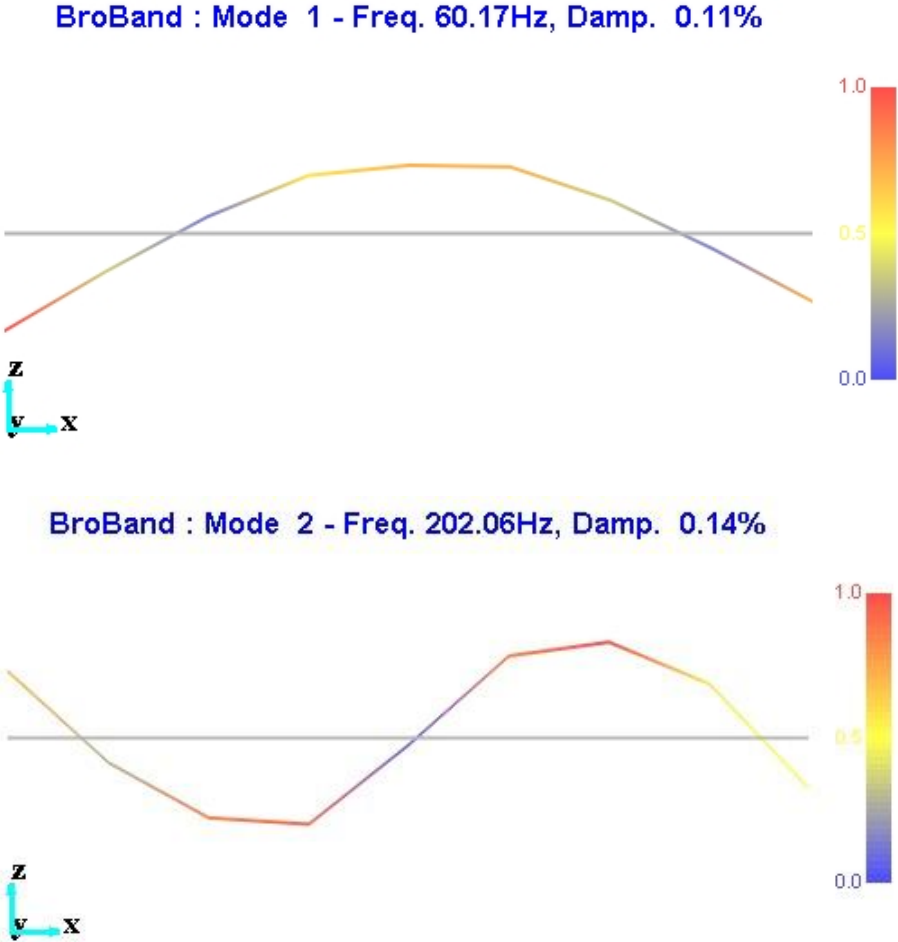
Figura 59. Función de respuesta de frecuencia sintetizada utilizando el método de banda ancha



Fuente: Elaboración de los autores. Tomado del Oros

Las formas modales obtenidas a partir del Análisis Modal Experimental (EMA) revelan un modo correspondiente al primer modo de flexión del rotor y otro correspondiente al segundo modo de flexión del rotor. Las frecuencias naturales asociadas a estos modos son 60,17 [Hz] y 202,06 [Hz] respectivamente, lo que confirma que el rotor se comporta de manera flexible. Las formas modales experimentales y sus frecuencias naturales se muestran en la Figura 60.

Figura 60.- Primer y segundo modo de flexión del rotor obtenidos a partir del modelo numérico

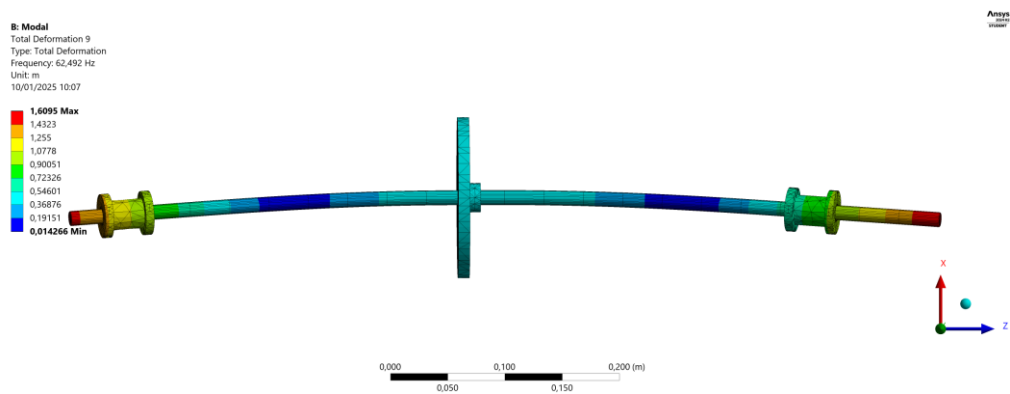


Fuente: Elaboración de los autores.

## 6.2 ANÁLISIS MODAL DEL ROTOR CAD-CAE CON ANSYS.

El eje tiene frecuencias naturales asociadas a su flexión. El análisis CAD-CAE permite determinar estas frecuencias críticas para evitar que coincidan con las frecuencias de operación del eje. Mediante el software ANSYS se realiza el análisis de la primera forma modal del rotor, para validar los valores hallados a partir del Análisis Modal Experimental (EMA), como se observa en la Figura 61.

Figura 61. Frecuencia natural ANSYS



Fuente: Elaboración de los autores.

De la Figura 61 se observa que el valor de la frecuencia natural es 62,492 [Hz], el cual corresponde aproximadamente al valor del primer modo hallado por el Análisis Modal Experimental (EMA). Esto permite validar los resultados obtenidos de forma experimental.

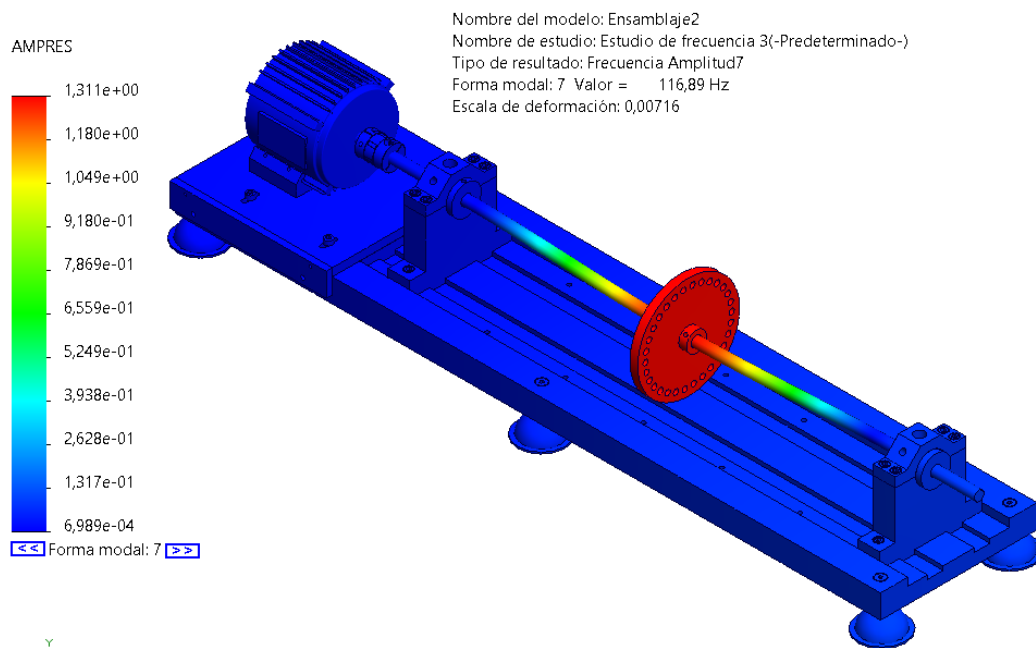
## 6.3 ANÁLISIS DE FRECUENCIAS DEL BANCO CON SOLIDWORKS

A continuación, se realiza un análisis modal en SolidWorks para el banco de ensayos con el propósito de evaluar su comportamiento dinámico, identificando las frecuencias naturales de vibración y los modos de deformación que pueden afectar el rendimiento del

sistema. Este estudio es fundamental para garantizar que la estructura del banco de ensayos no experimente resonancia durante su operación, lo que podría comprometer su estabilidad y precisión en la toma de datos.

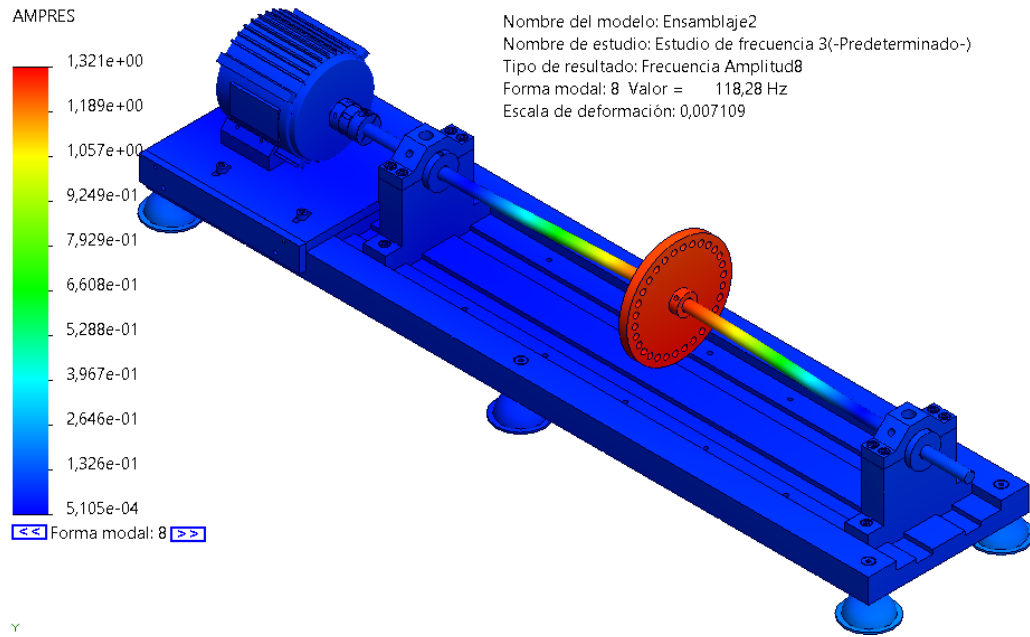
Los resultados obtenidos muestran que el primer modo de vibración ocurre a 116,89 [Hz] mostrado en la Figura 62, en el cual se observa una deformación vertical en el eje donde está acoplado el disco de desbalance. Por otro lado, el segundo modo de vibración se presenta a 118,28 [Hz] mostrado en la Figura 63, mostrando una deformación horizontal en la misma zona.

Figura 62. Primer modo de Vibración



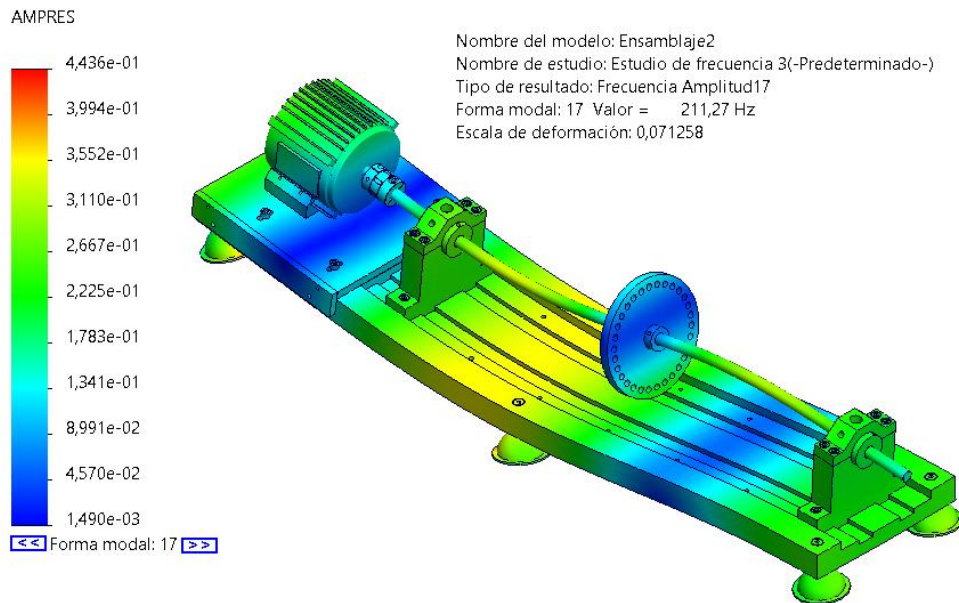
Fuente: Elaboración de los autores.

Figura 63. Segundo modo de Vibración



Fuente: Elaboración de los autores.

Figura 64. Tercer modo de Vibración



Fuente: Elaboración de los autores.

Según el análisis modal realizado, se evidencia que el banco de ensayos comienza a experimentar deformaciones y alteraciones significativas a partir del tercer modo de vibración mostrado en la Figura 64, el cual ocurre a una frecuencia de 211,27 [Hz], estando considerablemente distante del valor máximo de operación al que estará sometido el banco de ensayos.

## **6.4 PRUEBA DE ARRANQUE (RUN-UP)**

En este apartado se presenta el análisis de la prueba Run-Up realizada en el banco de ensayos. Este procedimiento consiste en aumentar gradualmente la velocidad de giro del rotor desde el reposo hasta su velocidad máxima de operación, permitiendo identificar el comportamiento dinámico del sistema al atravesar sus velocidades críticas. Para el análisis de los resultados, se emplearon diagramas de Bode y diagramas de cascada, los cuales fueron generados mediante el sistema de adquisición de datos OROS OR 35. Este equipo permite capturar y procesar las señales de vibración con alta precisión, proporcionando información detallada sobre la amplitud, fase y evolución espectral de las vibraciones en función de la frecuencia de excitación.

**6.4.1 Diagrama de bode.** El diagrama de Bode de la Figura 65 obtenido a partir de la prueba Run-Up muestra el cambio de la respuesta del sistema desde 0 [RPM] hasta 7000 [RPM], que corresponde a la velocidad máxima de operación del rotor.

En el gráfico de bode, se observa un aumento significativo en la amplitud de vibración en el rango de 2500 [RPM] a 3000 [RPM], indicando una resonancia, la cual se puede asociar a la primera velocidad crítica del rotor.

En el gráfico de fase, se identifica un cambio de fase de  $150^\circ$  al atravesar esta velocidad crítica, confirmando el paso por una región de resonancia.

Figura 65. Diagrama de bode run-up



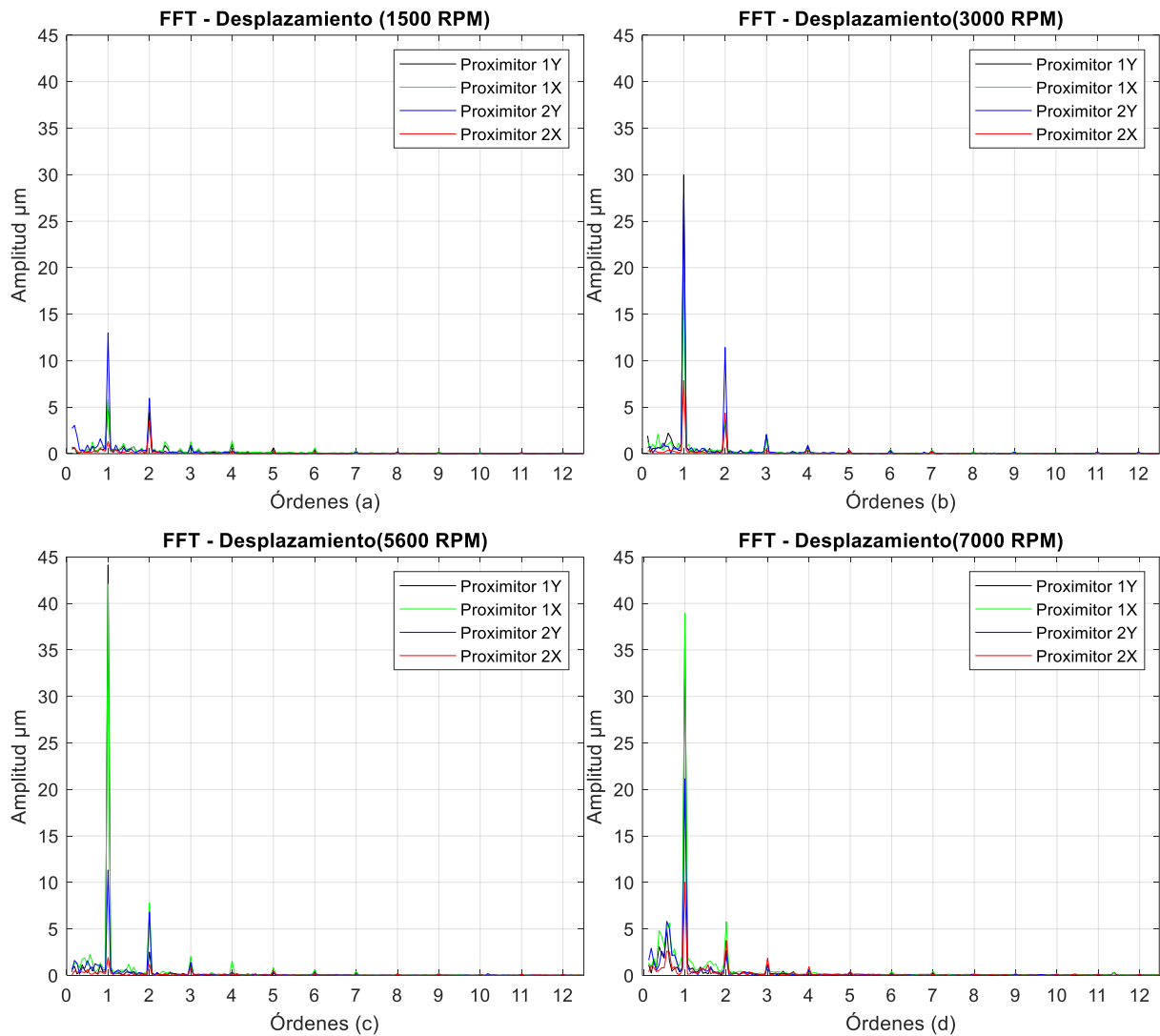
Fuente: Elaboración de los autores.

Este análisis proporciona una visión detallada del comportamiento dinámico del rotor, permitiendo validar la presencia de modos de vibración y evaluar la respuesta del sistema ante variaciones de velocidad.

## 6.5 PRUEBAS ESTACIONARIAS

A continuación, en la Figura 66 se muestran los resultados de los espectros de vibración del eje registrados dentro de los cojinetes hidrodinámicos a 4 velocidades estacionarias, con el objetivo de conocer la estabilidad vibratoria del rotor dentro del cojinete a diferentes velocidades de rotación.

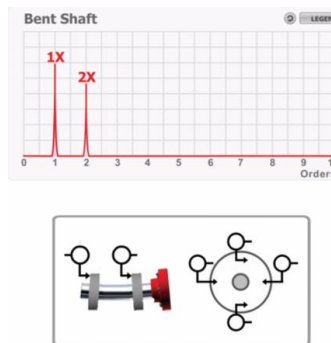
Figura 66. Velocidades de 1500 [RPM], 3000 [RPM], 5600 [RPM], y 7000 [RPM]



Fuente: Elaboración de los autores.

Se analizaron espectros de vibración a cuatro velocidades, registrando amplitudes en 1X de 12,7 [ $\mu\text{m}$ ] a 1500 [RPM], 29,97 [ $\mu\text{m}$ ] a 3000 [RPM], 44,12 [ $\mu\text{m}$ ] a 5600 [RPM] y 38,97 [ $\mu\text{m}$ ] a 7000[RPM]. En los gráficos presentados en la Figura 66 se observan picos en los espectros correspondientes a 1X y 2X, lo que sugiere, según MOBIUS iVIBE<sup>17</sup> mostrado en la Figura 67, la presencia de una flexión en el eje. Esta condición es indicativa de una posible deformación estructural en el eje.

Figura 67. Espectro eje doblado



Fuente: MOBIUS INSTITUTE. MOBIUS iVIBE [aplicación móvil]. V. 4.0. [s.l.]: [s.n.], 2017.

Analizando el comportamiento de 3000 [rpm] se evidencia un aumento en la amplitud en todos los proximitores, lo que confirma el cruce de la primera velocidad crítica del rotor. Esto indica que, a medida que la velocidad de rotación se incrementa, el eje adquiere un comportamiento flexible, reflejándose en un incremento de los valores de amplitud registrados, no obstante, a 7000 [RPM] se percibe una reducción en la amplitud, atribuida a un incremento en la amortiguación provocado por el mayor flujo de lubricante dentro del cojinete, así mismo se observa un subarmónico a 0,5X el cual es un indicativo de inestabilidad o comportamiento no lineal, como el efecto de fluidos en los cojinetes hidrodinámicos. Este comportamiento es similar al diagrama de Bode de la Figura 65, donde la respuesta del sistema crece hasta un máximo antes de reducirse.

<sup>17</sup> MOBIUS INSTITUTE. MOBIUS iVIBE [aplicación móvil]. V. 4.0. [s.l.]: [s.n.], 2017.

## 7. COSTO FINAL DEL PROYECTO

El banco de pruebas de vibraciones mecánicas fue construido utilizando diversos materiales y componentes, algunos de los cuales fueron gestionados a través del codirector del proyecto. En el presupuesto se detallan los costos asociados, incluyendo materiales, componentes mecánicos y otros gastos relevantes. Esto permitirá realizar una evaluación económica del banco de pruebas. A continuación, en la Tabla 20, se presentan los costos involucrados en la ejecución de este proyecto de grado.

Tabla 20. Presupuesto total proyecto

PRESUPUESTO DEL PROYECTO DE GRADO				
DESCRIPCION	FINANCIAMIENTO	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	TOTAL
<b>SISTEMA ESTRUCTURAL</b>				
Bastidor	Codirector	1	\$ 2.700.000,00	\$ 2.700.000,00
Soportes	Codirector	6	\$ 2.000,00	\$ 12.000,00
Tornillo M6 HEX	Codirector	6	\$ 1.800,00	\$ 10.800,00
	Subtotal			\$ 2.722.800,00
<b>SISTEMA DE ALINEACION</b>				
Placa alineación	Codirector	1	\$ 137.000,00	\$ 137.000,00
Soporte motor	Codirector	1	\$ 180.000,00	\$ 180.000,00
Tornillo M6	Codirector	4	\$ 1.800,00	\$ 7.200,00
Tornillo M3	Codirector	4	\$ 1.600,00	\$ 6.400,00
	Subtotal			\$ 330.600,00
<b>SISTEMA DE APOYO DEL ROTOR</b>				
Alojamiento	Codirector	2	\$ 460.000,00	\$ 920.000,00
Proximitores Shinkawa	Codirector	4	\$ 4.000.000,00	\$ 16.000.000,00
Cojinete hidrodinámico	Codirector	2	\$ 403.000,00	\$ 806.000,00
Tornillo M6	Codirector	12	\$ 1.800,00	\$ 21.600,00
	Subtotal			\$ 17.747.600,00
<b>SISTEMA DEL ROTOR</b>				
Motor	Codirector	1	\$ 420.000,00	\$ 420.000,00
Eje	Codirector	1	\$ 25.000,00	\$ 25.000,00
Muñón	Codirector	2	\$ 304.000,00	\$ 608.000,00
Acople	Codirector	1	\$ 600.000,00	\$ 600.000,00
Disco de desbalance	Codirector	1	\$ 270.000,00	\$ 270.000,00
Tornillo prisionero	Codirector	10	\$ 800,00	\$ 8.000,00
	Subtotal			\$ 1.931.000,00

<b>SISTEMA DE LUBRICACION</b>				
Deposito de aceite	Codirector	2	\$ 25.000,00	\$ 50.000,00
Aceite	Codirector	1	\$ 60.000,00	\$ 60.000,00
	Subtotal			\$ 110.000,00
<b>RECURSOS HUMANOS</b>				
DESCRIPCION	FINANCIAMIENTO	TIEMPO REQUERIDO (Horas)	VALOR UNITARIO	TOTAL
Estudiante	AUTORES	300	\$ 10.000,00	\$ 3.000.000,00
Asesoría profesor	UIS	30	\$ 50.000,00	\$ 1.500.000,00
Asesoría codirector	UIS	20	\$ 35.000,00	\$ 700.000,00
Asesoría Tutor	UIS	30	\$ 35.000,00	\$ 1.050.000,00
	Subtotal			\$ 6.250.000,00
<b>INSTRUMENTACION</b>				
DESCRIPCION	FINANCIAMIENTO	TIEMPO REQUERIDO (Horas)	VALOR UNITARIO	TOTAL
Alineador laser TKSA 20 SKF	Codirector	5	\$ 200.000,00	\$ 1.000.000,00
OROS OR 35 ANALYZER	Codirector	30	\$ 400.000,00	\$ 12.000.000,00
HAMMER DYTRAN 5800B5	Codirector	2	\$ 80.000,00	\$ 160.000,00
Acelerómetro Uniaxial Dytran 3056B1	Codirector	2	\$ 50.000,00	\$ 100.000,00
	Subtotal			\$ 13.260.000,00
<b>SOFTWARE</b>				
DESCRIPCION	FINANCIAMIENTO	TIEMPO REQUERIDO (Horas)	VALOR UNITARIO	TOTAL
SolidWorks	UIS	100	\$ 240.000,00	\$ 24.000.000,00
Matlab	UIS	20	\$ 100,00	\$ 2.000,00
ANSYS	UIS	20		\$ -
NVGate	Codirector	20	\$ 300.000,00	\$ 6.000.000,00
ORBlgate	Codirector	20	\$ 300.000,00	\$ 6.000.000,00
Microsoft office 365	UIS	150	\$ 20.000,00	\$ 400.000,00
	Subtotal			\$ 36.402.000,00
<b>TOTAL</b>				<b>\$ 78.754.000,00</b>

Fuente: Autores

## 8. CONCLUSIONES

Se diseñó y construyó un banco de ensayos para el análisis de vibraciones de un rotor tipo Jeffcott a escala de laboratorio, soportado en cojinetes hidrodinámicos. Este sistema permitió evaluar el comportamiento dinámico del rotor, particularmente su estabilidad dentro del cojinete, mediante la instalación de sensores de proximidad que brindaron información sobre la respuesta vibratoria del eje.

La integración de los sistemas de alineación y lubricación garantizó buenas condiciones para la medición de vibraciones, permitiendo una adecuada interacción entre los componentes del banco. La selección de materiales y componentes fue realizada bajo criterios de costo, disponibilidad y facilidad de mecanizado, lo cual favoreció la manufacturabilidad sin comprometer la funcionalidad ni la precisión del sistema de adquisición de datos.

Se diseñó un eje que cumple con los requerimientos operativos de hasta 5600 [RPM], considerando propiedades físicas y mecánicas que permitieran un comportamiento flexible. Este comportamiento fue confirmado al atravesar la primera velocidad crítica del sistema, ubicada entre 2500 y 3000 [RPM].

El diseño de los cojinetes hidrodinámicos permitió la instalación de sensores de proximidad sin interferencias, facilitando la adquisición de datos dinámicos. Adicionalmente, el uso de aceite SAE 10W-30 demostró un desempeño favorable en términos de amortiguamiento y estabilidad, promoviendo lubricación y reduciendo el desgaste del sistema.

Se logró la puesta a punto del banco mediante el balanceo del rotor conforme a la norma ISO 21940, y se alcanzó una alineación mecánica dentro de los márgenes recomendados por SKF, lo cual contribuyó a un funcionamiento estable y confiable del sistema.

El análisis modal experimental fue llevado a cabo utilizando un sistema de adquisición OROS OR35, un martillo de impacto Dytran 5800B5 y un acelerómetro uniaxial Dytran 3056B1. Los resultados fueron validados por elementos finitos en ANSYS, verificando la correlación entre los modos de vibración teóricos y experimentales.

Se realizó una prueba de arranque (run-up) en la que se identificaron aspectos importantes como estabilidad, velocidades críticas y resonancias mediante un diagrama de bode.

Durante la prueba de arranque (Run-Up), se identificaron las velocidades críticas del sistema, así como los fenómenos de resonancia, mediante el análisis del diagrama de Bode. Además, el análisis espectral del sistema a distintas velocidades reveló la presencia de armónicos 1X y 2X, los cuales, según criterios de diagnóstico de MOBIUS iVIBE, podrían estar asociados a una posible deformación del eje.

## BIBLIOGRAFIA

ANTONIO, G. Numerical Investigations of the Lubrication Conditions in Hydrodynamic Bearings with Shaft Misalignment Effect. 2011. 10 p. ISSN 2594-0732.

BELTRÁN-CARBAJAL, F.; SILVA-NAVARRO, G. y ARIAS-MONTIEL, M. Control Activo de Vibraciones en un Rotor Tipo Jeffcott con Velocidad Variable Usando una Suspensión Electromecánica. En: Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial RIAI, p.1. ISSN 1697-7912.

GIRDHAR, Paresh y SCHEFFER, Cornelius. Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance. [s.l.]: Elsevier Science & Technology Books, 2004. p.136-139. ISBN 9780080480220.

Hamrock, B. J., Schmid, S., & Jacobson, B. (2004). Fundamentals of Machine Elements (2a ed.). McGraw-Hill Education (ISE Editions). p.140 – p.174.

ISO (International Organization for Standardization). ISO 12128:2020 – Microscopes — Quality evaluation of optical systems. ISO, 2020. [En línea]. Consultado el 7 de febrero de 2025. Disponible en: <https://cdn.standards.iteh.ai/samples/76398/d8965ad868e74dcdbeccd032fbefd016/ISO-12128-2020.pdf>.

KRÜGER. Critical Speed of Shaft. Technical Bulletin TBN017.0/1998, 5 p.

LARA D., PRIETO J., RAMIREZ A., RAMIREZ R. Seminario de Investigación en

Lubricación Hidrodinámica en Cojinetes. Trabajo de grado. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, 2011. 488 p.

MOBIUS INSTITUTE. MOBIUS iVIBE [aplicación móvil]. V. 4.0. [s.l.]: [s.n.], 2017.

MOTT, Robert L. Diseño de Elementos de Máquinas. México, 2006. 616 p.

OR35 MODULAR. Teamwork noise and vibration analyzer recorder - OROS [página web]. [Consultado el 28, febrero, 2025]. Disponible en Internet: <https://www.oros.com/products/instruments-accessories/or35-10-channels-teamwork-analyzer-recorder/>.

ROHED & SCHWARZ. Entendiendo los diagramas de Bode. [Consultado el 5, marzo, 2025]. Disponible en Internet: [https://cdn.rohde-schwarz.com/pws/solution/research\\_\\_\\_education\\_1/educational\\_resources\\_/oscilloscope\\_and\\_probe\\_fundamentals/07\\_Understanding-bode-plots\\_01\\_w640\\_hX.png](https://cdn.rohde-schwarz.com/pws/solution/research___education_1/educational_resources_/oscilloscope_and_probe_fundamentals/07_Understanding-bode-plots_01_w640_hX.png).

ROJAS, Hernán. Cojinetes de deslizamiento y lubricación. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingeniería Mecánica. 1983. p 7.

SHIGLEY. Mechanical Engineering Design. 8a ed. [s.l.]: McGraw-Hill Publishing Co., 2001. p 616.

SKINKAWA. SEC of America. Protek Safety & Controls Ltd [página web]. [Consultado el 28, febrero, 2025]. Disponible en Internet: <https://www.proteksc.com/products/sec-of-america/>.

## ANEXOS

### Anexo A. Factores de diseño.

#### Carga simple completamente reversible

1. Determine  $S'_e$  a partir de datos de los ensayos o de

página 269 
$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (6-8)$$

2. Modifique  $S'_e$  para determinar  $S_e$ .

página 273 
$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (6-18)$$

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (6-19)$$

**Tabla 6-2**

Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin, ecuación (6-19)

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

**Eje rotatorio.** Para flexión o torsión,

página 275 
$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (6-20)$$

Para carga axial

$$k_b = 1 \quad (6-21)$$

**Elemento no rotatorio.** Use la tabla 6-3, página 276, para  $d_e$  y sustituya en la ecuación (6-20) por  $d$ .

página 277 
$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases} \quad (6-26)$$

página 278 Use la tabla 6-4 para  $k_d$ , o bien

$$k_d = 0.975 + 0.432(10^{-3})T_F - 0.115(10^{-5})T_F^2 + 0.104(10^{-8})T_F^3 - 0.595(10^{-12})T_F^4 \quad (6-27)$$

página 279,  $k_e$

**Tabla 6-5**

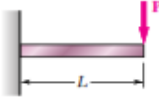
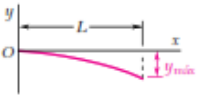
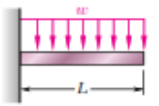
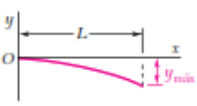
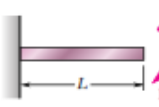
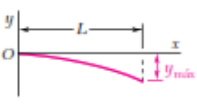
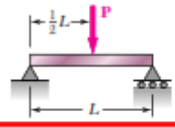
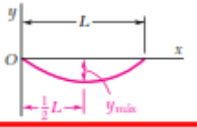
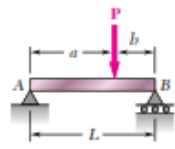
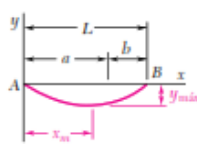
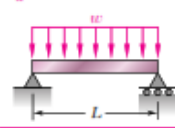
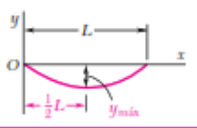
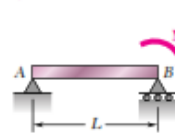
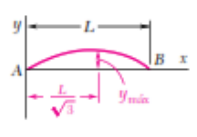
Factores de confiabilidad  $k_e$  correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_0$	Factor de confiabilidad $k_e$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.808
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Anexo B. Deflexión vigas.

762

Apéndice D. Deflexiones y pendientes de vigas

Viga y carga	Curva elástica	Deflexión máxima	Pendiente en el extremo	Ecuación de la curva elástica
		$-\frac{PL^3}{3EI}$	$-\frac{PL^2}{2EI}$	$y = \frac{P}{6EI}(x^3 - 3Lx^2)$
		$-\frac{wL^4}{8EI}$	$-\frac{wL^3}{6EI}$	$y = -\frac{w}{24EI}(x^4 - 4Lx^3 + 6L^2x^2)$
		$-\frac{ML^2}{2EI}$	$-\frac{ML}{EI}$	$y = -\frac{M}{2EI}x^2$
		$-\frac{PL^3}{48EI}$	$\pm \frac{PL^2}{16EI}$	Para $x \leq \frac{1}{2}L$ : $y = \frac{P}{48EI}(4x^3 - 3L^2x)$
		Para $a > b$ : $-\frac{Pb(L^2 - b^2)^{3/2}}{9\sqrt{3}EIL}$ con $x_m = \sqrt{\frac{L^2 - b^2}{3}}$	$\theta_A = -\frac{Pb(L^2 - b^2)}{6EIL}$ $\theta_B = +\frac{Pa(L^2 - a^2)}{6EIL}$	Para $x < a$ : $y = \frac{Pb}{6EIL}[x^3 - (L^2 - b^2)x]$ Para $x = a$ : $y = -\frac{Pa^2b^2}{3EIL}$
		$-\frac{5wL^4}{384EI}$	$\pm \frac{wL^3}{24EI}$	$y = -\frac{w}{24EI}(x^4 - 2Lx^3 + L^3x)$
		$\frac{ML^2}{9\sqrt{3}EI}$	$\theta_A = +\frac{ML}{6EI}$ $\theta_B = -\frac{ML}{3EI}$	$y = -\frac{M}{6EIL}(x^3 - L^2x)$

## Anexo C. Ficha técnica material bronce SAE 64.



### FICHA TECNICA - BRONCE AL ESTAÑO CON PLOMO (antifricción)

Aleaciones de cobre con hasta 34% de Pb, Sn 14%, Zn 4% y Ni hasta 2,5%, cuya estructura metalúrgica es sumamente compleja y pueden influir en ella su composición química, proceso de fusión, colada, enfriamiento y otros factores. El plomo que es insoluble en el Cu, puede mezclarse con él en el estado líquido y ante la presencia del Ni solidifica al final (327 °C) como glóbulos irregulares finamente dispersos y aislados entre los límites de grano de la pieza fundida; así, los elementos más duros Cu y Sn que constituyen la fase eutéctico  $\delta$  soportan la carga, mientras el plomo que forma la matriz blanda de cristales  $\alpha$  proporciona la plasticidad.

Los bronce al estaño con alto contenido de plomo (> 7% Pb) son considerados como los de mayor resistencia a la fatiga y capacidad para soportar cargas pesadas a medianas y altas velocidades, actuando en buenas condiciones de servicio y lubricación adecuada. Las partículas de plomo por su alta plasticidad y naturaleza grasosa, proporciona una superficie suave y excelente cualidad antifricción al cojinete; esto le permite ajustarse al desalineamiento, deformación o flexión de los ejes, ayudando además a mantener sin romperse la película del lubricante durante el crítico periodo de arranque y evitando el agarrotamiento del eje en el caso de una interrupción momentánea en el suministro de lubricante.

### ALEACION: VP - 937 = SAE 64

Bronce de buena resistencia mecánica y buenas propiedades antifricción; tolera el trabajo pesado, desgaste, presiones, impactos moderados, fatiga, vibraciones y arranques bruscos. Buena resistencia a la corrosión contra el agua de mar, ácidos sulfúrico (en concentraciones limitadas), clorhídrico y ácidos grasos; agua de mina medianamente ácida, aguas minerales y licores de sulfito en molinos de papel.

Como bujes y placas de deslizamiento operan con cargas pesadas, velocidades entre moderadas y altas (500 y 1000 rpm), en ejes semiduros (bonificado) y lubricación normal.

### Composición química:

%Cu	%Sn	%Pb	%Zn	%Fe	%Ni
78 - 82	9 - 11	8 - 11	0,8 máx.	0,7 máx.	0,5 máx.

### Propiedades mecánicas y físicas:

Resistencia a la tracción, Kg/mm <sup>2</sup> .....	21,1
Punto de fluencia, Kg/mm <sup>2</sup> .....	8,4
Elongación, %.....	15
Dureza típica, HB (10 mm/500 Kg).....	65
Conductividad térmica, BTU.Ft / (hr.Ft <sup>2</sup> .°F) a 68 °F.....	27,1
Coefficiente de expansión térmica, 10 <sup>-6</sup> pulg/pulg/°F (68 - 572 °F)....	10,3
Conductividad eléctrica, % IACS a 68 °F.....	10
Temperatura máxima de operación, °C.....	170
Presión máxima de operación, Kg/mm <sup>2</sup> .....	2,5 - 3,6

### Normas técnicas de fabricación:

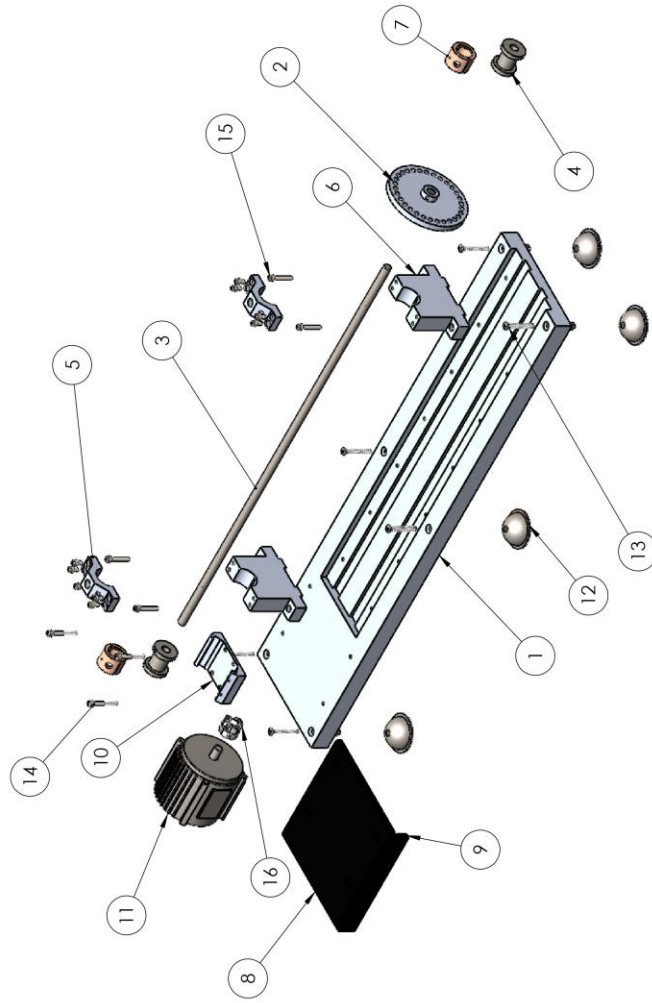
- Comp. química y prop. mecánicas : VP - 937 = SAE 64 = UNS C 93700 = DIN 1716 CuPb10Sn
- Molde de arena : ASTM B584 / SAE J462
- Colada continua : ASTM B505 / 505M

### Usos y aplicaciones principales:

Bujes y placas de deslizamiento para: hornos de cemento, palas mecánicas y demás equipos pesados para movimiento de tierra • Cojinetes y guías para calandrias, bomba de agua, reductores de velocidad, laminadores de caucho, prensas excéntricas, compresores y máquinas herramientas • Respaldo para descansos metalados.

Anexo D. Planos de diseño banco de ensayos rotor tipo Jeffcott.

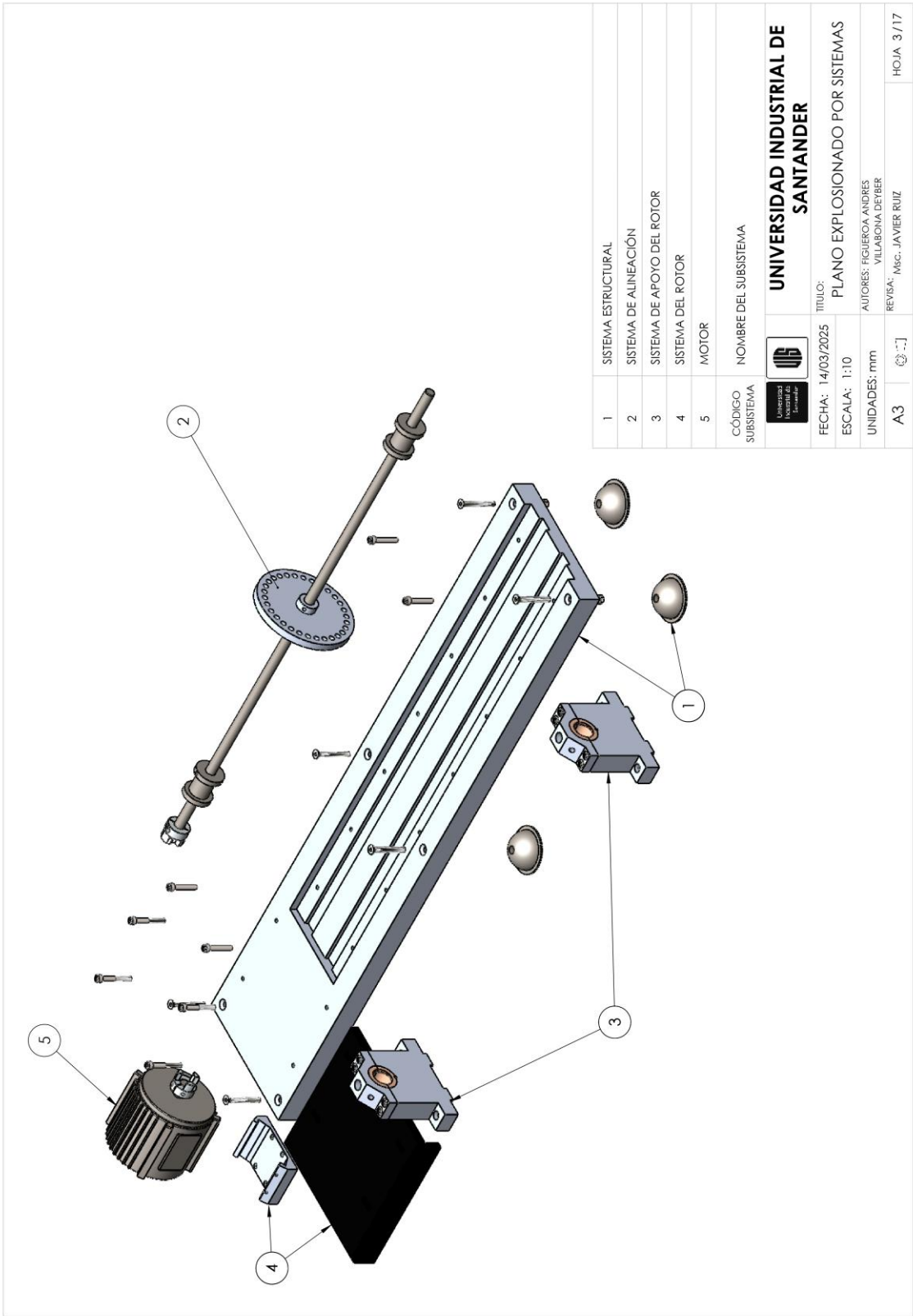




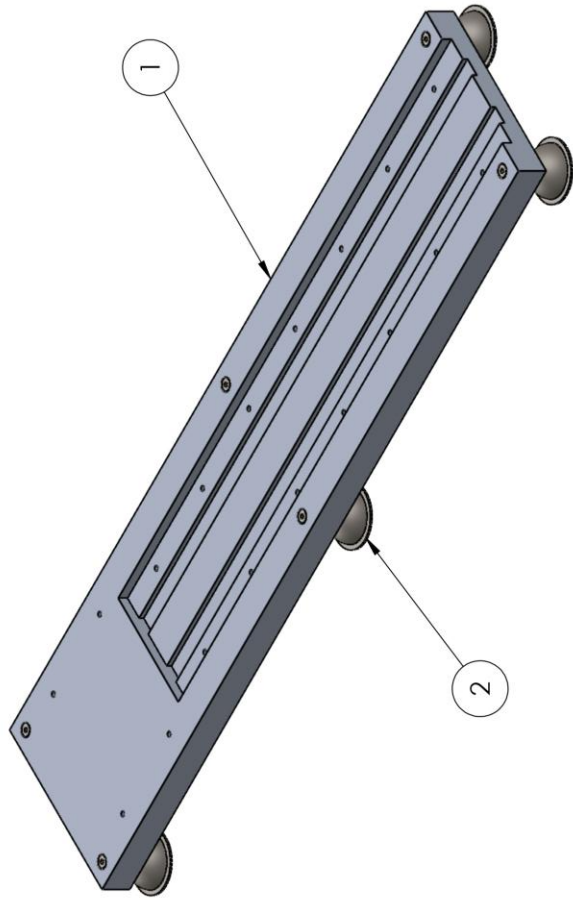
1	Basidor	1
2	Disco de desbalance	1
3	Eje	1
4	Muñon	2
5	Alojamiento superior	2
6	Alojamiento inferior	2
7	Cojinete hidrodinámico	2
8	Placa de alineación	1
9	Placa de ajuste	1
10	Soporte de motor	1
11	Motor	1
12	Soportes elastoméricos	6
13	Tornillos M6 hex	6
14	Tornillos M6 1 1/2"	4
15	Tornillos M6 1 1/2"	12
16	Acople Falk Wrapflex 2R	1



Código de pieza: \_\_\_\_\_  
 Nombre de pieza: \_\_\_\_\_  
 Cant.: \_\_\_\_\_

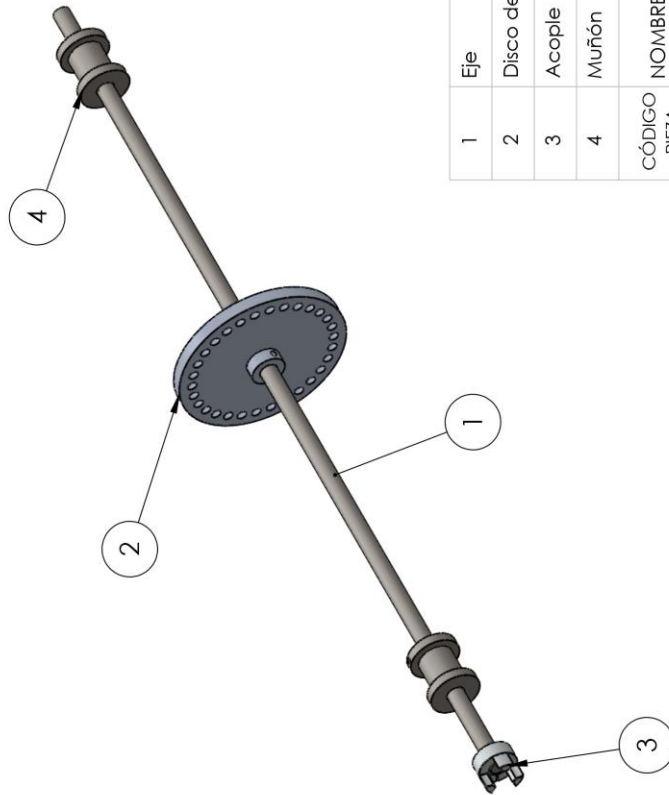
	<b>UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER</b>	
	FECHA: 14/03/2025 ESCALA: 1:6 UNIDADES: mm A3	TÍTULO: PLANO EXPLOSIONADO AUTORES: FIGUEROA ANDRÉS VILABONA DEYBER REVISOR: Nasc. JAVIER RUIZ



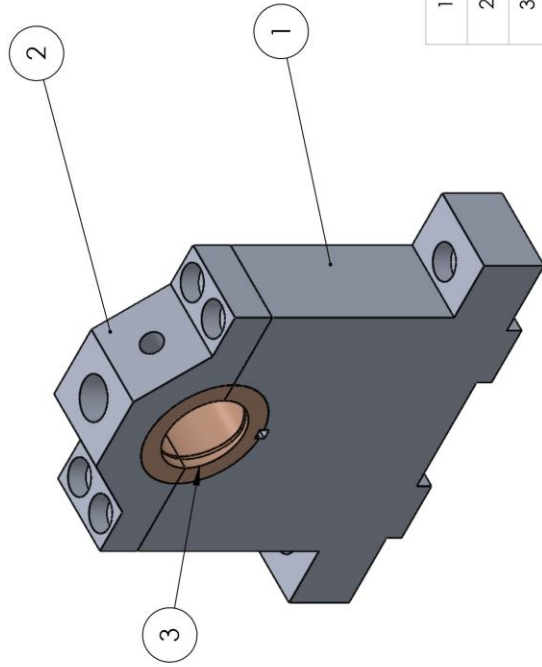
1	SISTEMA ESTRUCTURAL
2	SISTEMA DE ALINEACIÓN
3	SISTEMA DE APOYO DEL ROTOR
4	SISTEMA DEL ROTOR
5	MOTOR
CÓDIGO SUBSISTEMA	NOMBRE DEL SUBSISTEMA
	<b>UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER</b>
FECHA: 14/03/2025	TÍTULO: PLANO EXPLOSIONADO POR SISTEMAS
ESCALA: 1:10	AUTORES: FIGUEROA ANDRÉS VILLABONA DEYBER
UNIDADES: mm	REVISOR: Msc. JAVIER RUIZ
A3	HOJA 3 / 17





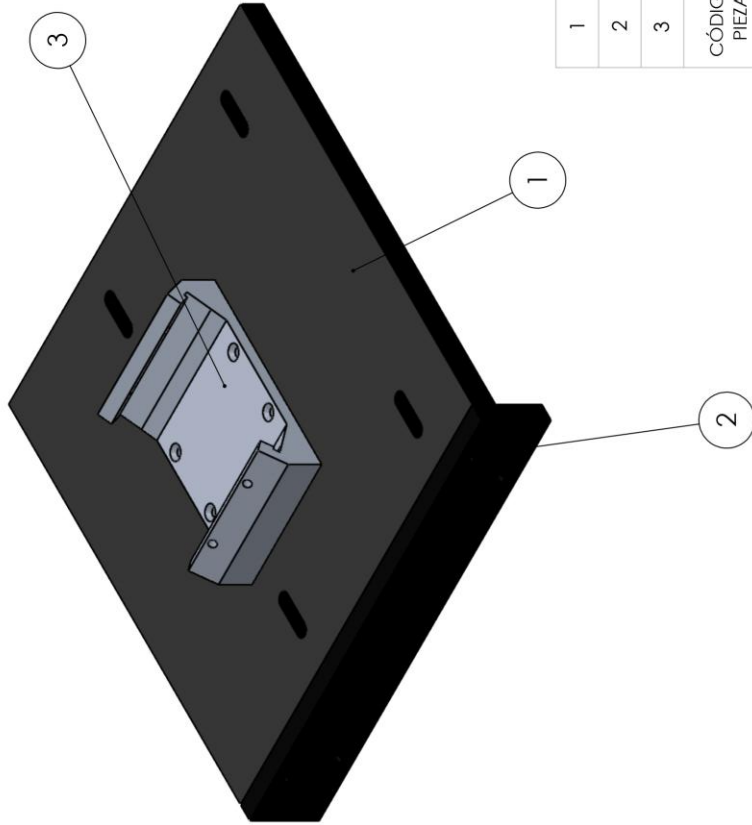
1	Bastidor	1	Duraluminio
2	Soportes elastoméricos	6	Elastomeros
CÓDIGO PIEZA	NOMBRE DE LA PIEZA	CANT.	ESPECIFICACIÓN: DIMENSIONAL, MATERIAL, REFERENCIA TÉCNICA DE SELECCIÓN, MARCA.
		<b>UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER</b>	
FECHA: 14/03/2025		TÍTULO: SISTEMA ESTRUCTURAL	
ESCALA: 1:5		AUTORES: FIGUEROA ANDRÉS VILLABONA DEYBER	
UNIDADES: mm		REVISÁ: MSc. RUIZ JAVIER	
A4		HOJA 4 / 17	





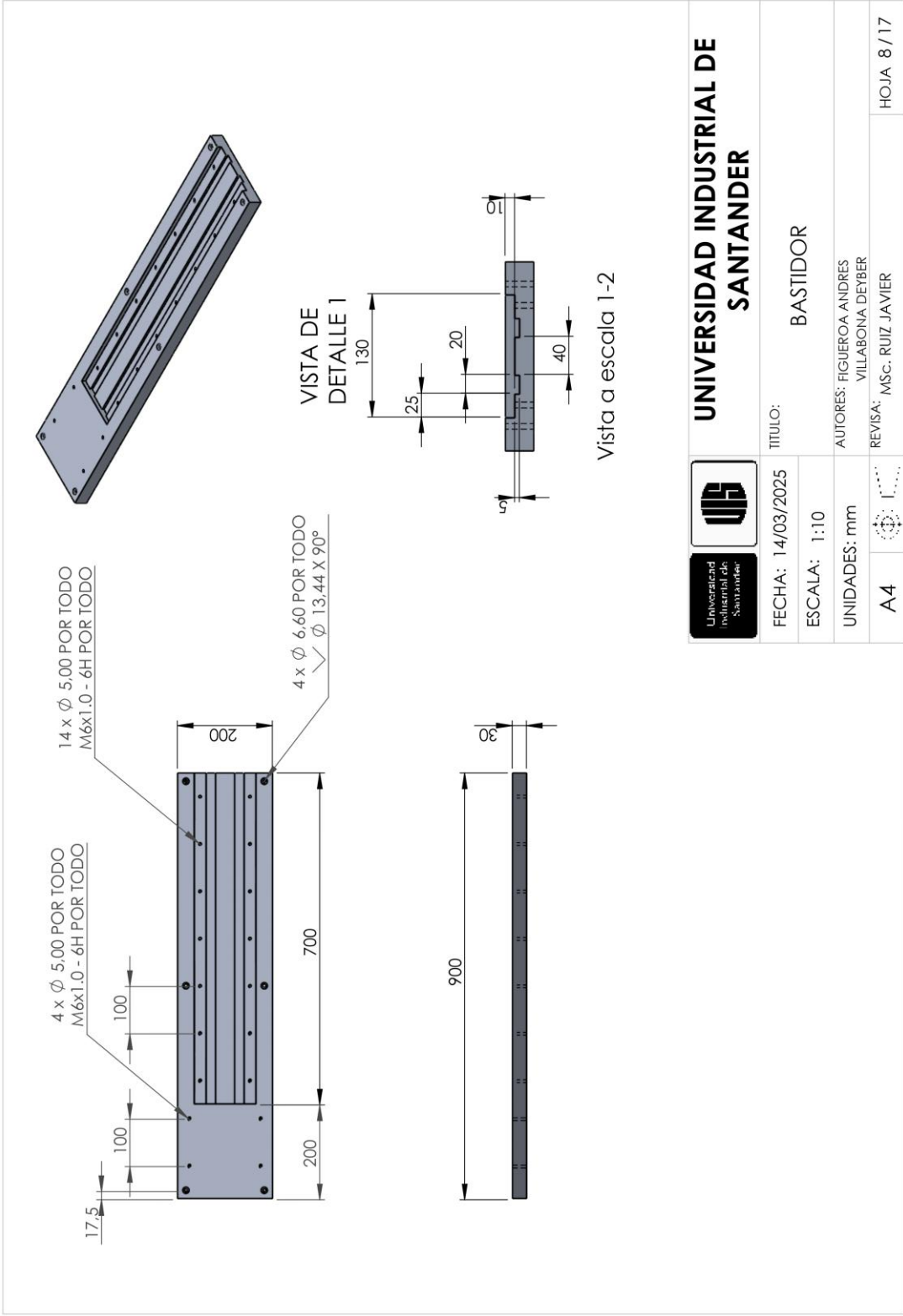
1	Eje	1	ACERO AISI 4140
2	Disco de desbalance	1	ALUMINIO
3	Acople	1	FALK WRAPFLEX 2R
4	Muñón	2	ACERO AISI 4140
CÓDIGO PIEZA	NOMBRE DE LA PIEZA	CANT.	ESPECIFICACIÓN: DIMENSIONAL, MATERIAL, REFERENCIA TÉCNICA DE SELECCIÓN, MARCA.
 <b>UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER</b>			
FECHA: 14/03/2025	TÍTULO: SISTEMA DEL ROTOR		
ESCALA: 1:4	AUTORES: FIGUEROA ANDRES VILLABONA DEYBER		
UNIDADES: mm	REVISIA: MSC. RUIZ JAVIER		
A4			HOJA 5 / 17



1	Alojamiento inferior	2	Duraluminio
2	Alojamiento superior	2	Duraluminio
3	Cojinete hidrodinámico	2	Bronce SAE 64
CÓDIGO PIEZA	NOMBRE DE LA PIEZA	CANT.	ESPECIFICACIÓN: DIMENSIONAL, MATERIAL, REFERENCIA TÉCNICA DE SELECCIÓN, MARCA.
 <b>UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER</b>			
TÍTULO: SISTEMA DE APOYO DEL ROTOR			
FECHA: 14/03/2025			
ESCALA: 1:2			
UNIDADES: mm			
A4			HOJA 6 / 17
AUTORES: FIGUEROA ANDRES VILLABONA DEYBER			
REVISÁ: MSc. RUIZ JAVIER			

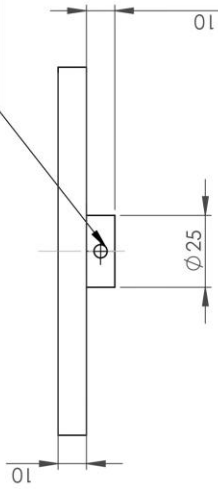


1	Placa de alineación	1	Lámina HR
2	Placa de ajuste	1	Lámina HR
3	Soporte del motor	1	Aluminio
CÓDIGO PIEZA	NOMBRE DE LA PIEZA	CANT.	ESPECIFICACIÓN: DIMENSIONAL, MATERIAL, REFERENCIA TÉCNICA DE SELECCIÓN, MARCA.
  <b>UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER</b>			
FECHA: 14/03/2025	TÍTULO: SISTEMA DE ALINEACIÓN		
ESCALA: 1:2	AUTORES: FIGUEROA ANDRÉS VILLABONA DEYBER		
UNIDADES: mm	REVISÁ: MSc. RUIZ JAVIER		
A4			HOJA 7 / 17

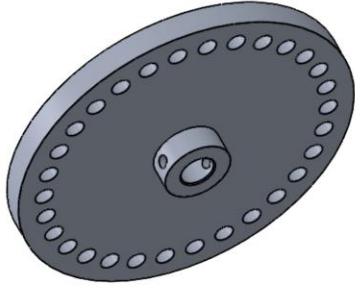
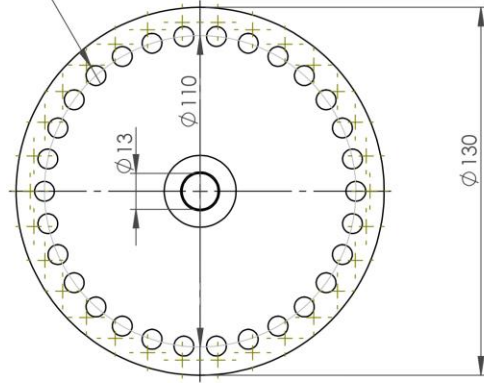


		<b>UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER</b>	
FECHA:	14/03/2025	TITULO:	BASTIDOR
ESCALA:	1:10	AUTORES:	FIGUEROA-ANDRES VILLABONA DEYBER
UNIDADES:	mm	REVISAS:	MSC. RUIZ JAVIER
A4			HOJA 8 / 17

ROSCA TORNILLO  
PRISIONERO 3/16" UNC



30 x  $\phi$  7.00 HASTA EL SIGUIENTE  
M8x1.0 - 6H HASTA EL SIGUIENTE



Universidad  
Industrial de  
Santander



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE  
SANTANDER

FECHA: 14/03/2025

TITULO: DISCO DE DESBALANCE

ESCALA: 1:2

UNIDADES: mm

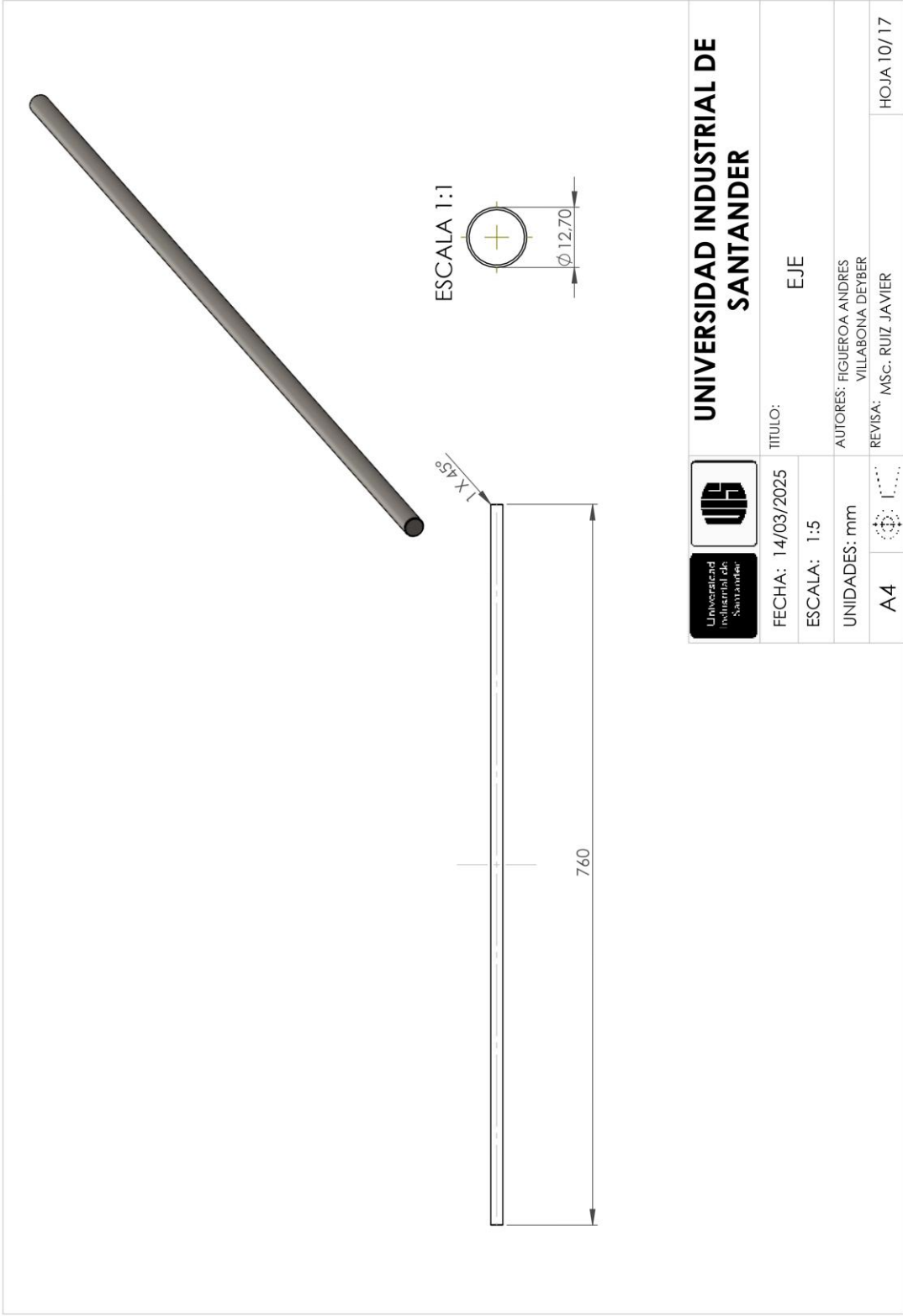
AUTORES: FIGUEROA ANDRES  
VILLABONA DEYBER

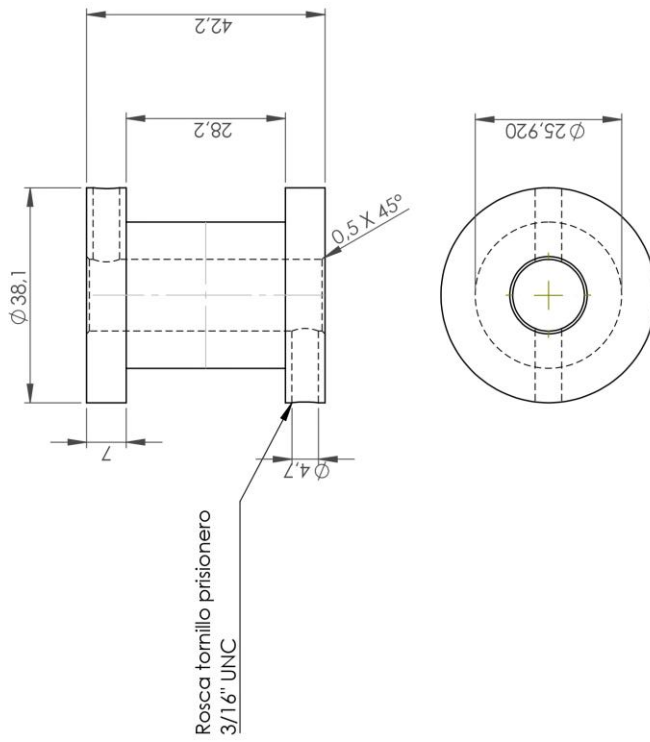
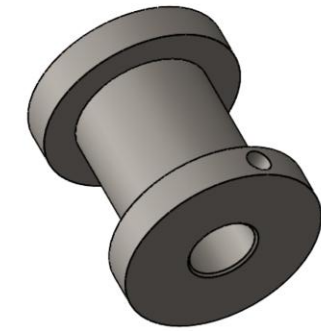
A4



REVISIA: MSc. RUIZ JAVIER

HOJA 9 / 17





**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER**

FECHA: 14/03/2025

TITULO: MUÑÓN

ESCALA: 1:1

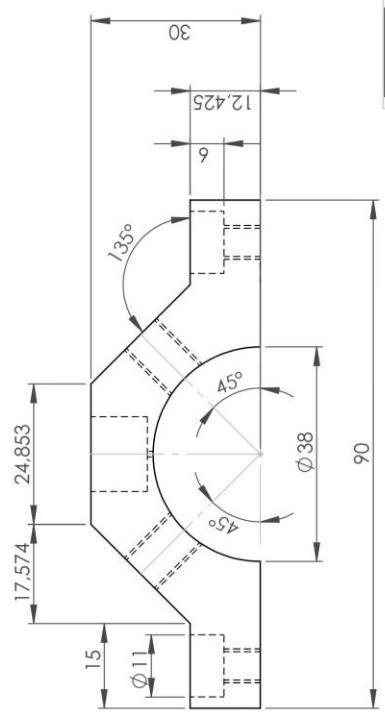
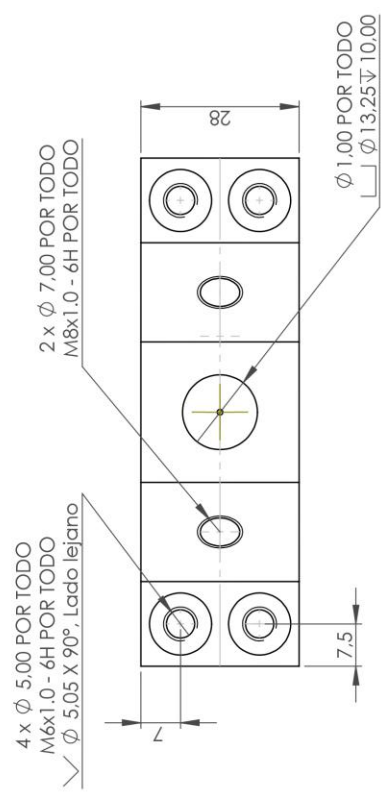
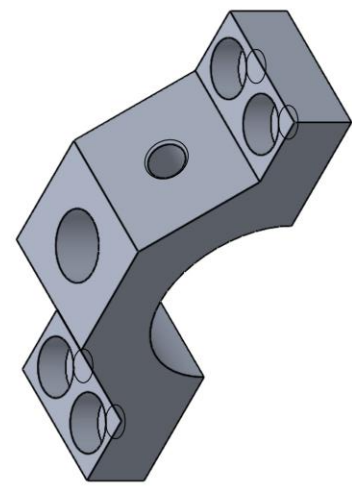
UNIDADES: mm

AUTORES: FIGUEROA ANDRES  
VILLABONA DEYBER

A4

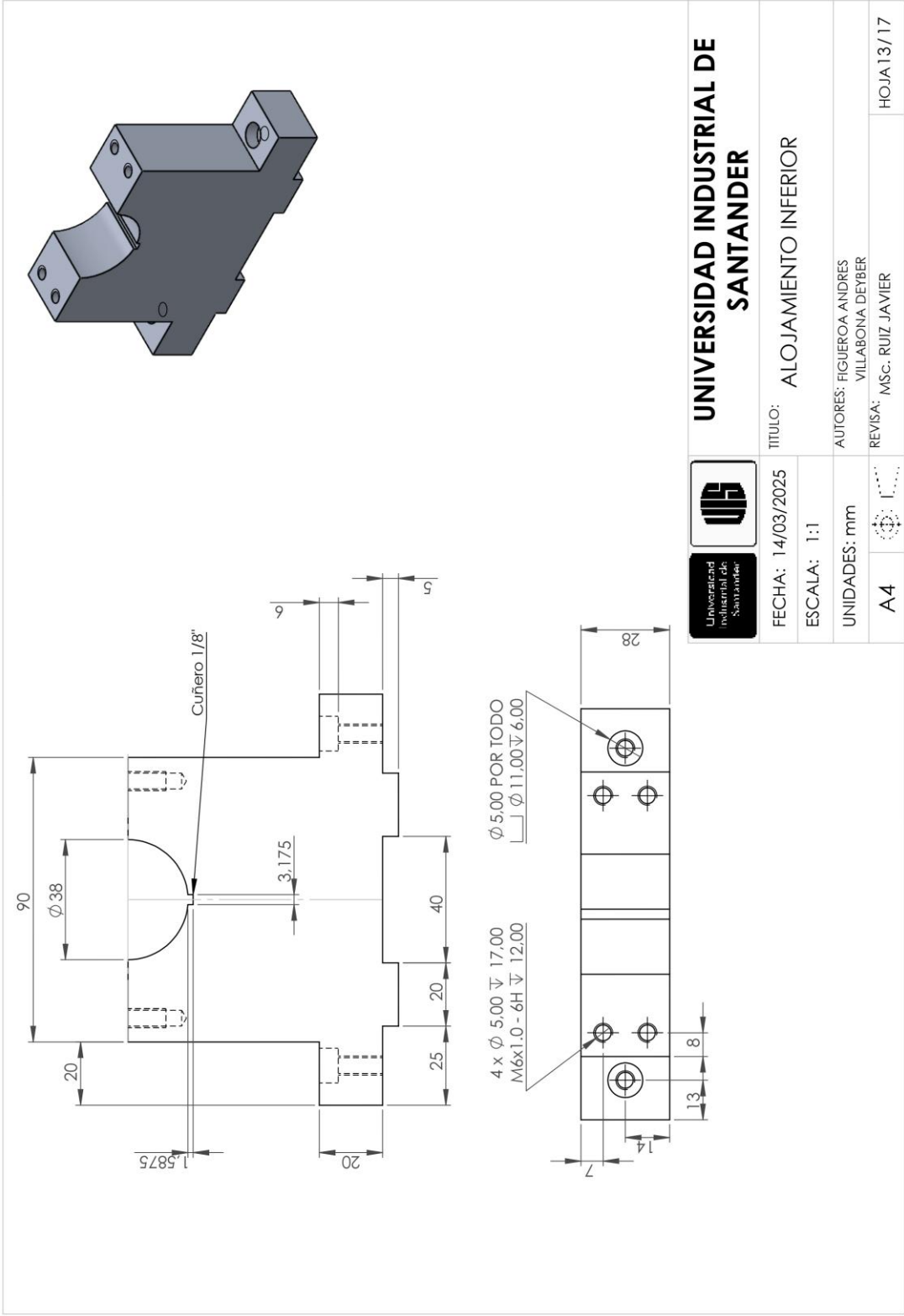
REVISA: MSC. RUIZ JAVIER

HOJA 11/17



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER**

FECHA: 14/03/2025	TITULO: ALOJAMIENTO SUPERIOR
ESCALA: 1:1	AUTORES: FIGUEROA ANDRES VILLABONA DEYBER
UNIDADES: mm	REVISIA: MSc. RUIZ JAVIER
A4	HOJA 12/17



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER**



TITULO: ALOJAMIENTO INFERIOR

FECHA: 14/03/2025

ESCALA: 1:1

UNIDADES: mm

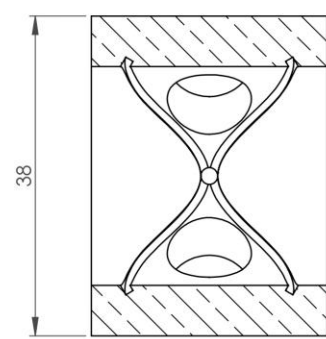
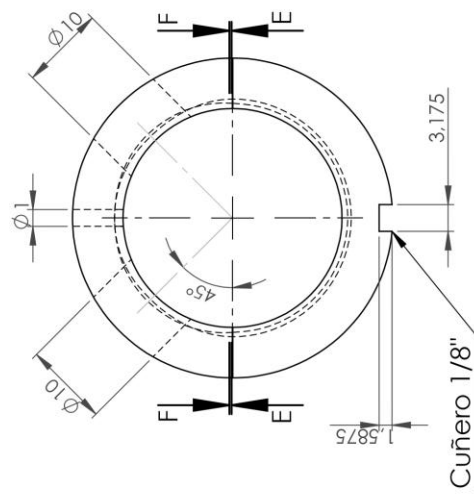
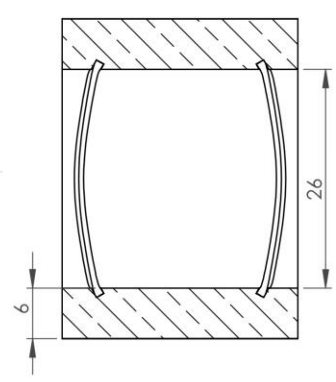
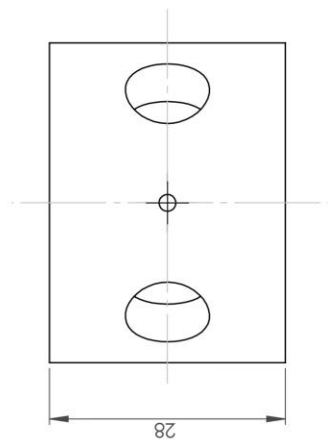
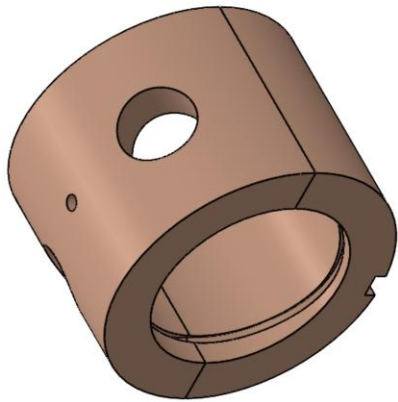
AUTORES: FIGUEROA-ANDRES  
VILLABONA DEYBER

REVISAS: MSC. RUIZ JAVIER

A4



HOJA 13/17

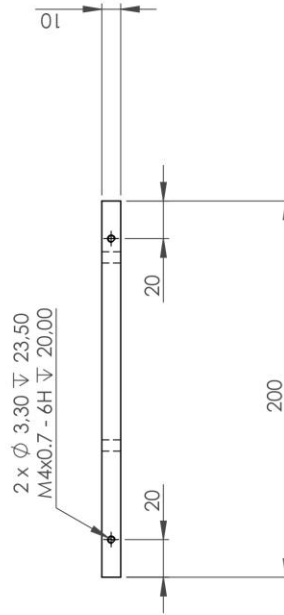
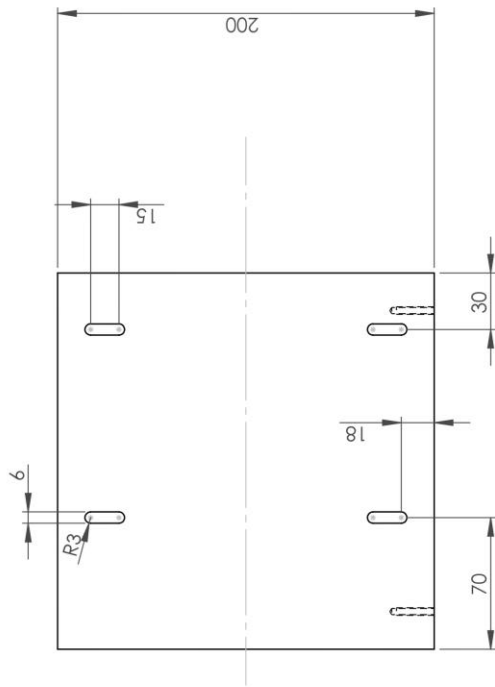
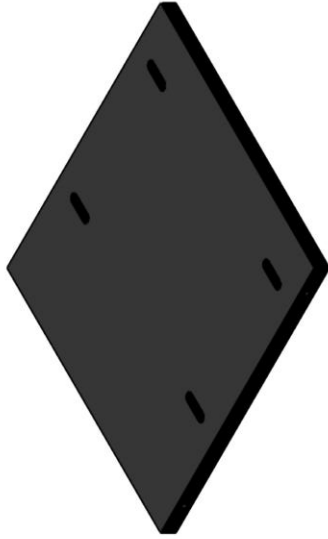


**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER**

FECHA: 14/03/2025	TITULO: COJINETE HIDRODINAMICO
ESCALA: 2:1	AUTORES: FIGUEROA ANDRES VILLABONA DEYBER
UNIDADES: mm	REVISIA: MSC. RUIZ JAVIER
A4	HOJA 14 / 17

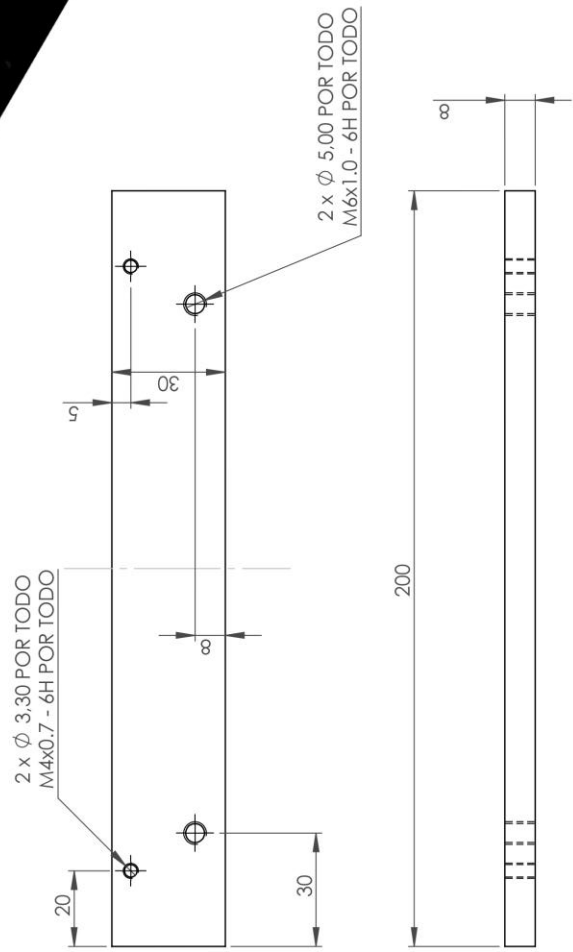
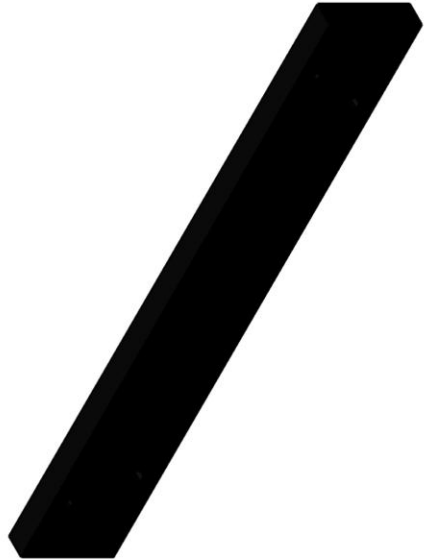
SECCIÓN F-F  
ESCALA 1.5 : 1

SECCIÓN E-E  
ESCALA 1.5 : 1

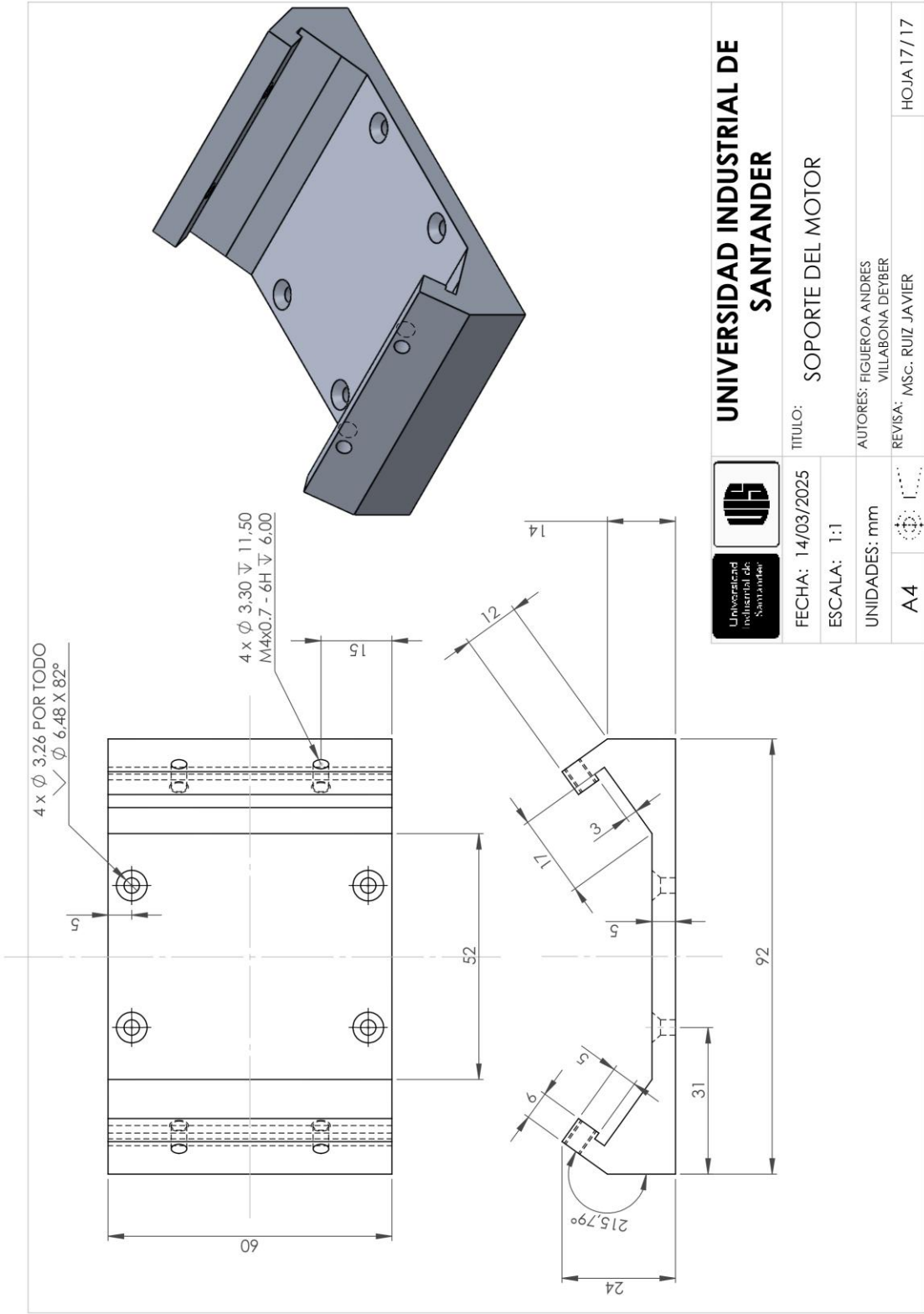


**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER**

FECHA: 14/03/2025	TITULO: PLACA DE ALINEACIÓN
ESCALA: 1:3	AUTORES: FIGUEROA-ANDRES VILLABONA DEYBER
UNIDADES: mm	REVIS: MSc. RUIZ JAVIER
A4	HOJA 15/17



		<b>UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER</b>	
FECHA: 14/03/2025	TITULO: PLACA DE AJUSTE		
ESCALA: 1:2	AUTORES: FIGUEROA ANDRES VILLABONA DEYBER		
UNIDADES: mm	REVISIA: MSc. RUIZ JAVIER		
A4		HOJA 16/17	



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER**

FECHA: 14/03/2025	TITULO: SOPORTE DEL MOTOR
ESCALA: 1:1	AUTORES: FIGUEROA ANDRES VILLABONA DEYBER
UNIDADES: mm	REVISAS: MSc. RUIZ JAVIER
A4	HOJA 17 / 17

## Anexo E. Masa de corrección balanceo.

With the above results we are in a position to determine the correction required to nullify the original unbalance of the rotor. The question is, if a vector T of 7.2 mils is generated by a trial weight of 20 g, what is the weight in grams that caused the original vector O?

$$\begin{aligned}\text{correct weight} &= \frac{\text{TW} \times \text{vector O}}{\text{vector T}} \\ &= \frac{20 \times 6}{7.2} \\ &= 16.7 \text{ g}\end{aligned}$$

Mathematically, we need to move the vector T in such a way to cancel the vector O. The movement should be equal in magnitude and opposite in direction. The angle between vector O and vector T is measured as  $33.7^\circ$ . Here, the vector T has to be moved clockwise to make it opposite to vector O.

The new weight should be 16.7 g. It should be moved through  $33.7^\circ$  in the counter-clockwise direction (due to *fundamental two* of balancing) from its original point. Small errors due to angle measurement, positioning and other factors will result in a small residual unbalance. In case this residual unbalance is within the specified limits, the balancing is complete. Otherwise the above procedure must be repeated.

### Two plane balancing – vector method

Single plane balancing has very limited application. Generally, all machines that have an *L/D* ratio of more than 0.5 should be balanced using the two-plane method. However, if a machine runs above it in critical speed, then the rule is  $N + 2$  planes for balancing, where  $N$  is number of critical speeds below the operating speed. For example, a compressor operating above its first critical speed should be balanced using the three-plane balancing method.

Two-plane balancing is done in a manner similar to the single plane method. Two-plane balancing requires special attention due to the cross-effect or correction plane interference. Cross-effects occur when an indication of unbalance at one end of the rotor is actually caused by the unbalance at the opposite end. It is due to the cross-effect that unbalance indications at each end of the rotor do not represent the unbalance in the respective balancing planes.

Each indication is a result of the unbalance together with the cross-effect of the other plane. This phenomenon makes the two-plane method more complex than the single plane method. If it were not for the cross-effect, single plane balancing could have been done at each plane. Unfortunately, this does not work.

The two-plane vector method is described below. With the single-plane method, we had to make a minimum of two runs to obtain the required data. The two-plane method necessitates a minimum of three trial runs to acquire enough information for balancing correction. The procedure is briefly described as follows:

- The machine is started and the original amplitude and phase readings are recorded at each of the planes.
- A trial weight is selected and attached at the first plane. The weight and its phase angle should be recorded. The machine is started again and the amplitude and phase angle at each plane are measured and recorded.

The trial weight is then removed and installed on the other balancing plane. The machine is started once more and the amplitude and phase angle are recorded.

## Duraluminio

Referencia:

**7075 - T651**

**Norma comparable:**

EN: AW 7075 - T651

**Composición Química:**

(Análisis en %)

Zn	Mg	Cu	Cr	Fe	Ti	Si	Mn
5.1 - 6.1	2.1 - 2.9	1.2 - 2.0	0.18 - 0.28	0.5	0.2	0.40	0.3

**Características:**



7075 T651, es una aleación de aluminio de alta resistencia mecánica y de buena resistencia a la fatiga en comparación de otras aleaciones. Este metal se destaca por las siguientes cualidades:

- \* Alta transferencia térmica (entre tres y cuatro veces mayor que los aceros normalmente utilizados para inyección de plástico y trabajo en caliente)
- \* Bajo peso del molde o de las placas
- \* Alta maquinabilidad con buen acabado superficial
- \* Resistencia a la corrosión
- \* Buena polichabilidad

**Aplicaciones:**



**Las principales áreas de aplicación del 7075 T651 son:**

Moldes de inyección, termoformado y soplado de termoplásticos, fabricación de moldes para suelas de zapatos, piezas estructurales de aeronaves y otras aplicaciones estructurales que requieran buena resistencia a la corrosión, partes de maquinaria para la industria farmacéutica (blisteradoras), elementos de ingeniería mecánica.

**Características físicas:**



**Dureza de suministro:**

**140 - 180 HB**



Duraluminio 7075 - T651



Este metal es tratado térmicamente por solución y envejecido artificialmente; material libre de tensiones por estiramiento controlado (T651)

Densidad kg/dm <sup>3</sup>	2.83
Dilatación térmica entre (0 -100°C)	23.7 10 - 6 / °C
Conductividad térmica (0 -100°C)	130 (W / m°C)
Calor específico (0-100 °C)	960 J / kg°C

\* Los valores indicados en la tabla se han medido a 1/4 de espesor

## Duraluminio

Referencia:  
**7075 - T651**

### Propiedades Mecánicas:

Espesor (mm)		Resistencia Tensión	Resistencia Fluencia	Elongación	Dureza
Desde	Hasta	(Mpa)	(Mpa)	(%)	(HB)
6	12.5	540	460	8	161
12.5	25	540	460	6	161
25	50	530	460	5	158
50	60	525	440	4	155
60	80	495	420	4	147
80	90	490	390	4	144
90	100	460	360	3	135
100	120	410	300	2	119
120	150	360	260	2	104
150	200	360	240	2	104

### Tratamiento superficial de aluminio

Cuando es necesario endurecer o modificar la superficie del aluminio, las siguientes alternativas pueden tomarse: anodizado duro, recubrimientos varios.

#### Anodizado duro

Permite obtener sobre la superficie del Duraluminio 7075 - T651 una alta dureza (350 Vickers aproximadamente). A diferencia de los procesos de recubrimientos duros, la capa anódica de alúmina se genera a partir del mismo metal base y por lo tanto, no se presenta problemas de adhesión. El espesor de esta capa puede ser superior a 120 micras, aunque espesores entre 50 y 60 micras son generalmente utilizados.

La capa anódica puede ser impregnada con varias sustancias lubricantes (PTFE, grafito, bisulfuro de molibdeno) para reducir el coeficiente de fricción.

El anodizado duro se realiza sobre la superficie pulida del molde para mantener la ventaja de la gran maquinabilidad del material.

**Nota:** Además de tener en cuenta el material se debe revisar la geometría de la pieza, el proceso, la temperatura y la base química. Para temas de mantenimiento se recomienda manejar jabón neutro y agua tibia.

## Duraluminio

Referencia:  
**7075 - T651**

### Mecanizado por electroerosión:



El proceso EDM tanto de penetración como de corte por hilo ofrece buenos resultados 7075 T651. Como en el mecanizado por desprendimiento de viruta, la erosión sobre 7075 T651 es hasta 8 veces más rápido que para el acero.

**Penetración:** se recomienda reducir la velocidad de la máquina en el acabado que permite afinar el grano y una superficie lisa. Tal superficie puede ser usada directamente en partes de moldes con buena apariencia superficial.

**Corte por hilo:**  
Se sugieren las siguientes condiciones de mecanizado:

Electrodo	Wire SW 25, Diámetro 235 micras	
Dieléctrico	Agua desionizada	
Avance	espesor de 40 mm	8.5 mm/min.
	espesor de 60 mm	5.9 mm/min.
	espesor de 80 mm	4.5 mm/min.
	espesor de 100 mm	3.7 mm/min.

### Rectificado:

**El rectificado sobre 7075 T651 es posible tomando las siguientes precauciones:**

Evite usar ruedas de rectificado utilizadas para rectificar otros materiales (especialmente acero). Si la máquina rectificadora ha sido utilizada para rectificar otros materiales:

- \* Drene y limpie los circuitos de refrigeración
- \* Reemplace el refrigerante
- \* Reemplace el filtro

**Las siguientes condiciones de rectificado han sido usadas satisfactoriamente por nuestros clientes:**

Rueda abrasiva: dimensiones 400 x 50 x 127 tipo 87  
A 47 H 8 V 217  
Velocidad periférica 30 m/s

Lubricante tipo V 915 M  
Filtro tipo III / 40

**Recomendación de seguridad:** Este material por no ser magnético se recomienda fijación mecánica.

## CRITICAL SPEED OF SHAFTS

All rotating shaft, even in the absence of external load, deflect during rotation. The combined weight of a shaft and wheel can cause deflection that will create resonant vibration at certain speeds, known as Critical Speed.

The magnitude of deflection depends upon the followings :-

- (a) stiffness of the shaft and it's support
- (b) total mass of shaft and attached parts
- (c) unbalance of the mass with respect to the axis of rotation
- (d) the amount of damping in the system

Therefore, the calculation of critical speed for fan shaft is necessary.

### Critical Speed Equation ( $N_c$ )

There are two method used to calculate critical speed, Rayleigh-Ritz and Dunkerley Equation. Both the Rayleigh-Ritz and Dunkerley equation are an approximations to the first natural frequency of vibration, which is assumed to be nearly equal to the critical speed of rotation.

suggests that the maximum operation speed should not exceed 75% of the critical speed.

$$\text{Critical speed, } N_c = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{\delta_{st}}}$$

where :

- $g$  = gravity acceleration ( $9.81 \text{ m/s}^2$ )
- $\delta_{st}$  = total maximum static deflection

Critical speed depend upon the magnitude or location of the load or load carried by the shaft, the length of the shaft, its diameter and the kind of bearing support.

### Total Maximum Static Deflection ( $\delta_{st}$ )

The maximum static deflection,  $\delta_{st}$ , is obtained by adding both the maximum static deflection of the rotating shaft and the load.

- (1) Maximum static deflection on shaft ( $\delta_{stl}$ )