



**UNIVERSIDAD MICHOACANA DE
SAN NICOLÁS DE HIDALGO**



**DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO DE LA FACULTAD DE
INGENIERÍA MECÁNICA**

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

Diseño Mecánico y Ciencias de los Materiales en Ingeniería

**DISEÑO DE UN SISTEMA INTEGRAL PARA ENSAYOS
ESTÁTICOS Y DE FATIGA A FLEXIÓN EN ÁLABES DE
AEROGENERADORES DE BAJA CAPACIDAD**

TESIS

**PARA OBTENER EL GRADO DE DOCTOR EN CIENCIAS
EN INGENIERÍA MECÁNICA**

PRESENTA

M.C. Adrian Santibañez Maldonado

ASESORES

Dr. Víctor López Garza

Dr. Juan Felipe Soriano Peña



Ciencia y Tecnología
Secretaría de Ciencia, Humanidades, Tecnología e Innovación

Morelia, Michoacán, junio del 2026.

Dedicatorias

“No me importa morir intentando alcanzar mi sueño, solo sé que eso es lo que quiero y es todo lo que me importa...

...Vivir por algo o morir por nada. Vale la pena morir por un sueño.”

Dedico este trabajo de investigación a mis hijos Emmanuel, Samuel e Isaac, así como a mi princesa Mellorine. Los amo mucho, son mi turbina.

A mis padres Manuel Santibañez y Yolanda Maldonado por ser mis pilares y nunca dejarme caer.

A mi abuelo Gonzalo Santibañez y el abuelo Gregorio Aguilar, que nos dejaron en el transcurso de este periodo de investigación.

Agradecimientos

Agradezco a toda mi familia por el apoyo brindado durante este tiempo ya que sin ellos no habría sido posible.

A mi asesor, el Dr. Víctor López Garza por aceptar seguir trabajando conmigo, hombro a hombro como siempre ha sido. Gracias por la paciencia estos 4 años y por los conocimientos compartidos.

A la Secretaría de Ciencia, Humanidades, Tecnología e Innovación por la beca brindada durante el periodo de este proyecto de investigación.

A la Facultad de Ingeniería Mecánica, mi alma mater, de la cual soy orgullosamente egresado.

A la Facultad de Ingeniería Eléctrica por facilitar el uso de sus laboratorios para realizar los experimentos, especialmente al Maestro Tizoc López López por la ayuda brindada.

A todo el personal de Nesting CNC S.A de C.V por la ayuda y la asesoría brindada durante la manufactura de los distintos componentes de este proyecto, a los ingenieros Raul, Will y Erick.

Resumen

La producción de energía eléctrica mediante energía eólica ha ido en aumento en los últimos años, especialmente la producción en zonas de baja velocidad de viento debido a que las zonas de alta velocidad están aprovechadas en su totalidad. Los aerogeneradores son la clave para extraer la energía del viento, y, específicamente, los álabes del aerogenerador. Es de vital importancia garantizar la integridad estructural del álabe durante la vida útil del aerogenerador. Es ahí donde entran las normas como la IEC 61400-2, que es una norma específicamente para aerogeneradores de baja potencia, la cual nos dicta una serie de pruebas que los álabes deben cumplir antes de ser puestos en operación.

Este trabajo de investigación se centra en crear un sistema capaz de realizar pruebas estáticas y de fatiga en álabes de aerogeneradores de baja potencia en base a la norma IEC 61400-2, así como desarrollar las metodologías y la instrumentación necesaria en laboratorio para llevar a cabo cada tipo de prueba que dicta la norma.

Se diseña un módulo para realizar pruebas estáticas en álabes de baja potencia, las pruebas indican una baja en el coeficiente de variación entre los experimentos donde se utilizó dicho módulo y en los que no se usó.

Se utiliza la simulación numérica por elemento finito como herramienta de vital importancia para obtener resultados previos que ayudan al desarrollo e instrumentación del experimento. Se realizan simulaciones para obtener la primera frecuencia natural, pero además se desarrollan instrumentos para obtener la primera frecuencia natural de forma experimental, se comparan los valores obtenidos por ambas metodologías.

Se diseña un dispositivo de excitación por resonancia para poder llevar a cabo las pruebas de fatiga en laboratorio. Los resultados obtenidos indican que el dispositivo es capaz de reproducir un daño de fatiga con el paso de los ciclos de trabajo.

Palabras clave: **frecuencia natural, álabes, fatiga, vibraciones, simulación numérica, energía eólica.**

Abstract

Electricity generation from wind power has been on the rise in recent years, particularly in areas with low wind speeds, since high-wind-speed areas are already fully utilized. Wind turbines are key to harnessing wind energy, and specifically, the turbine blades. It is of vital importance to ensure the structural integrity of the blade throughout the wind turbine's service life. This is where standards such as IEC 61400-2 come into play; this standard, specifically for low-power wind turbines, dictates a series of tests that the blades must pass before being put into operation.

This research focuses on creating a system capable of performing static and fatigue tests on low-power wind turbine blades in accordance with the IEC 61400-2 standard, as well as developing the methodologies and laboratory instrumentation necessary to carry out each type of test required by the standard.

A module is designed to perform static tests on low-power blades; the tests indicate a decrease in the coefficient of variation between experiments where this module was used and those where it was not.

Finite element numerical simulation is used as a vital tool to obtain preliminary results that aid in the development and instrumentation of the experiment. Simulations are performed to obtain the first natural frequency, but instruments are also developed to determine the first natural frequency experimentally; the values obtained by both methodologies are compared. A resonance excitation device is designed to conduct fatigue tests in the laboratory. The results indicate that the device is capable of reproducing fatigue damage over the course of work cycles.

Keywords: natural frequency, blades, fatigue, vibrations, numerical simulation, wind energy.

Contenido

Dedicatorias	I
Agradecimientos.....	II
Resumen.....	III
Abstract.....	IV
Índice de figuras	VIII
Índice de tablas.....	X
Índice de gráficas.....	XI
Nomenclatura	XII
CAPÍTULO I. INTRODUCCIÓN	1
1.1 Antecedentes	2
1.2 Planteamiento del problema.....	8
1.3 Objetivos	9
1.3.1 Objetivo general	9
1.3.2 Objetivos específicos	9
1.4 Justificación	10
1.5 Hipótesis	11
1.6 Metodología	11
1.7 Infraestructura y recursos disponibles.....	14
1.8 Estado del arte	16
CAPÍTULO II. MARCO TEÓRICO	19
2.1 Análisis modal.....	19
2.1.1 Grados de libertad de un sistema.....	20
2.1.2 Modelo del dominio del tiempo	20
2.1.3 Modelo del dominio de la frecuencia	20
2.2 Fatiga en materiales	23
2.2.1 Curva S-N.....	24
2.2.2 Fatiga en materiales compuestos.....	25
2.3 Mecánica de la fractura	26
2.3.1 Comportamiento en fractura de materiales compuestos	26
2.4 Criterios de fallo en materiales compuestos.....	28
2.5 Ventanas y fuga espectral	30
2.5.1 Ventana Hanning.....	31

2.5.2 Ventana Flattop	31
CAPÍTULO III. ANALISIS MODAL	33
3.1 Análisis modal mediante simulación numérica de un álabe de un aerogenerador de 600 W	33
3.1.1 Estudio de convergencia de mallado.....	34
3.1.2 Análisis modal.....	36
3.2 Análisis modal en laboratorio	39
3.2.1 Diseño y manufactura de un péndulo de impacto para pruebas modales.....	41
3.2.2 Calibración del acelerómetro	43
3.2.3 Análisis experimental	45
3.3 Pruebas en madera.....	48
3.4 Análisis modal en laboratorio de un aspa de turbina de 600 W	52
CAPÍTULO IV. DISEÑO DEL MÓDULO ESTÁTICO	55
4.1 Norma IEC 61400-2	55
4.1.1 Sistema de coordenadas para un aerogenerador de eje horizontal	55
4.1.2 Cargas de diseño.....	56
4.1.3 Hipótesis de carga.....	56
4.1.4 Cálculo de las hipótesis de carga.....	59
4.2 Propuestas de diseño para el módulo estático.....	61
4.2.1 Proceso de manufactura	62
4.3 Pruebas de funcionalidad del módulo estático.....	64
4.4 Resultados	66
CAPÍTULO V. DISEÑO DEL MÓDULO PARA PRUEBAS DE FATIGA	68
5.1 Matriz morfológica.....	68
5.1.1 Matriz morfológica de diseño del módulo para pruebas de fatiga.....	68
5.2 Diseño, manufactura y ensamble del módulo dinámico.....	70
5.2.1 Diseño y modelado CAD	70
5.2.2 Manufactura y ensamble	71
5.3 Pruebas de funcionamiento	75
5.3.1 Caracterización del módulo para pruebas de fatiga	75
5.3.2 Pruebas de fatiga en madera	77
5.3.3 Resultados	82
CONCLUSIONES.....	85

APORTACIÓN DE LA TESIS	86
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	87
ACTIVIDADES DE DIFUSIÓN Y PARTICIPACIÓN	92
ACTIVIDADES DE RETRIBUCIÓN SOCIAL	99
ANEXOS	107
ANEXO A FICHA TÉCNICA DEL ACELERÓMETRO ADXL335	107
ANEXO B FICHA TÉCNICA DE LA TARJETA ARDUINO MEGA 2560	108
ANEXO C PLANOS DEL PÉNDULO DE IMPACTO	109
ANEXO D PLANOS DEL MÓDULO PARA PRUEBAS ESTÁTICAS	117
ANEXO E PLANOS DEL MÓDULO PARA PRUEBAS DE FATIGA	121
ANEXO F FICHA TÉCNICA DEL MOTOR DE CORRIENTE ALTERNA.....	130
ANEXO G FICHA TÉCNICA DEL TACÓMETRO ÓPTICO DIGITAL	131

Índice de figuras

Figura 1. Metodología general. [31]	12
Figura 2. Metodología para el diseño del sistema y sus módulos.	13
Figura 3. Partes del banco de pruebas estáticas y de fatiga [32].	14
Figura 4. Indicador de tensión modelo P3.	15
Figura 5. Mecanismo de la patente CN 212110522 U [33].	16
Figura 6. Dispositivo de la patente WO 2021/219774 A1 [34].	17
Figura 7. Sistema de la patente CN 106680119 A [35].	17
Figura 8. Aparato de la patente CN 201540229 U [36].	18
Figura 9. Patrones comunes de cargas cíclicas [42].	24
Figura 10. Curva de resistencia a la fatiga, o diagrama S-N, mostrando el límite de fatiga [42].	25
Figura 11. Esquema de algunos mecanismos de fractura en compuestos [44].	27
Figura 12. Lámina reforzada unidireccional con ejes locales x-y-z y ejes globales 1-2-6 [45].	28
Figura 13. Relación entre los coeficientes de Tsai-Wu y las resistencias a fallo [45].	29
Figura 14. A la izquierda, Cuando se mide una señal periódicamente, la repetición y adición de la señal capturada recrea la señal original. A la derecha, ejemplo de un tiempo de medición de una señal sinusoidal que da como resultado características no periódicas [47].	30
Figura 15. Una señal (arriba) se multiplica por una ventana (centro) dando como resultado una señal en ventana (abajo) [47].	31
Figura 16. Comparación de como tratan una misma señal diferentes ventanas [46].	32
Figura 17. Modelo CAD 3D del álabe.	33
Figura 18. Distribución de laminados en el álabe.	34
Figura 19. Mallado del álabe.	36
Figura 20. Empotramiento del álabe.	37
Figura 21. Modos de vibración del aspa.	38
Figura 22. Acelerómetro ADXL335.	39
Figura 23. Ventana del Panel frontal de LabView.	40
Figura 24. A) Señal en el dominio del tiempo. B) Señal en el dominio de la frecuencia.	41
Figura 25. Modelo CAD del péndulo de impacto.	42
Figura 26. A) Vista lateral del péndulo. B) Vista frontal del péndulo.	42
Figura 27. Péndulo instalado.	43
Figura 28. Viga en voladizo.	43
Figura 29. Primera frecuencia natural para la solera de 6.35 mm (flexión).	44
Figura 30. Metodología para realizar las pruebas modales en laboratorio.	45
Figura 31. Resultados en el espectro de la frecuencia para la solera de 1mx25.4mmx6.35mm.	46
Figura 32. Resultados en el espectro de la frecuencia para la solera de 1mx25.4mmx4.763mm.	46

Figura 33. Resultados en el espectro de la frecuencia para la solera de 1mx25.4mmx3.175mm.....	47
Figura 34. Primera frecuencia natural del Pino (flexión).	50
Figura 35. Configuración en laboratorio para el análisis modal.	50
Figura 36. Primera frecuencia natural, con un valor de vibración de 20.505 Hz.	52
Figura 37. Configuración en laboratorio para realizar las pruebas modales.	52
Figura 38. Resultados obtenidos con la ventana Hanning.....	53
Figura 39. Resultados obtenidos con la ventana Flattop.	53
Figura 40. Sistema de ejes de un aerogenerador de eje horizontal [58].	56
Figura 41. Propuesta de perfil cuadrado.	61
Figura 42. Propuesta de placa doblada.	62
Figura 43. Pantógrafo para el corte de la placa.	62
Figura 44. Dobladora.	63
Figura 45. Módulos para pruebas estáticas.....	63
Figura 46. Proceso de obtención el perfil del álabe mediante moldes de yeso, trazado en MDF, cortado, pegado y ensamblado dentro del módulo estático.	64
Figura 47. Vista lateral del módulo instalado en el álabe.....	64
Figura 48. Vista frontal del módulo instalado en el aspa.	65
Figura 49. Matriz morfológica de diseño para el módulo para pruebas de fatiga.	69
Figura 50. Vista isométrica frontal del módulo para pruebas de fatiga.....	70
Figura 51. A) Vista isométrica. B) Vista frontal, del modulo para pruebas de fatiga.	70
Figura 52. A) Vista lateral. B) Vista trasera, del modulo para pruebas de fatiga.....	71
Figura 53. A) Rodamientos lineales. B) Motor de corriente alterna.	71
Figura 54. Vista frontal y lateral de la placa base.	72
Figura 55. Brazo porta rodamiento.....	72
Figura 56. Porta rodamiento.	73
Figura 57. Volante de inercia.	73
Figura 58. Yugo escoces.....	74
Figura 59. Módulo para pruebas de fatiga.....	74
Figura 60. Motor con excéntrica.....	75
Figura 61. Tacómetro óptico digital.	76
Figura 62. Metodología para realizar las pruebas de fatiga.....	78
Figura 63. Primera frecuencia natural para el Cedro.....	80
Figura 64. Condiciones de frontera para la primera simulación.....	80
Figura 65. Módulos empleados para determinar el esfuerzo total.....	81
Figura 66. Condiciones de frontera para la segunda simulación.....	81
Figura 67. Esfuerzo total obtenido mediante simulación numérica para el Cedro.....	81

Índice de tablas

Tabla 1. Propiedades de los materiales de las láminas de fibra de vidrio/epoxi [50].....	34
Tabla 2. Análisis de convergencia de malla.	35
Tabla 3. Espectro de calidad en los parámetros de malla [52].	36
Tabla 4. Parámetros del mallado.	37
Tabla 5. Resumen de las frecuencias naturales del álabe.	37
Tabla 6. Propiedades del acero empleadas en la simulación numérica.	44
Tabla 7. Dimensiones y primera frecuencia natural obtenida por simulación de las soleras de acero.	44
Tabla 8. Primeras frecuencias naturales obtenidas mediante simulación numérica y en laboratorio.	47
Tabla 9. Dimensiones de las vigas de madera.	48
Tabla 10. Métricas del mallado.	48
Tabla 11. Propiedades físicas de las vigas de madera utilizadas en la simulación.....	49
Tabla 12. Resultados para la primera frecuencia natural.....	49
Tabla 13. Primera frecuencia natural. * μ =promedio.	51
Tabla 14. Resultados obtenidos del análisis modal en laboratorio.	54
Tabla 15. Hipótesis de carga de diseño para el método de cálculo de cargas simplificadas [58].	57
Tabla 16. Resumen de las ecuaciones para el cálculo de las cargas [58].	58
Tabla 17. Parámetros del álabe.....	59
Tabla 18. Valores obtenidos para cada hipótesis de carga.	60
Tabla 19. Momentos convertidos a fuerzas y su equivalente en masa.	61
Tabla 20. Resultados para 14 mediciones, sin el módulo.....	66
Tabla 21. Resultados para 15 mediciones, sin el módulo.....	67
Tabla 22. Resultados para 20 mediciones, con el módulo.....	67
Tabla 23. Características del módulo para pruebas de fatiga.	77
Tabla 24. Dimensiones de las vigas reducidas.	79
Tabla 25. Dimensiones empleadas para la simulación numérica.	79
Tabla 26. Primera frecuencia natural de las vigas reducidas.....	79
Tabla 27. Módulo de Young y daño en función del número de ciclos.....	83

Índice de gráficas

Gráfica 1. Gráfica de convergencia de malla.	36
Gráfica 2. Degradación del módulo de Young en función del número de ciclos.....	83
Gráfica 3. Daño en función del número de ciclos.	84

Nomenclatura

A_{projB}	Área proyectada del álabe (m^2).
B	Número de álabes.
C_d	Coeficiente de arrastre (adimensional).
$C_{l,máx}$	Coeficiente de sustentación máximo (adimensional).
C_T	Coeficiente de empuje (adimensional).
ρ	Densidad (kg/m^3).
λ_{design}	Relación de velocidad en la punta de la pala (adimensional).
g	Gravedad estándar de la Tierra (m/s^2).
I_B	Momento de inercia del álabe sobre el eje de pandeo de la raíz del álabe (kgm^2).
L_{rt}	Distancia entre el centro del rotor y el eje de orientación (m).
m_B	Masa del álabe (kg).
$n_{máx}$	Velocidad de rotación máxima (RPM).
Q_{design}	Par del eje de diseño (Nm).
R	Radio del rotor (m).
R_{cog}	Distancia radial entre el centro de gravedad de la pala y el centro del rotor (m).
V_{ave}	Velocidad promedio del viento (m/s).
V_{e50}	Velocidad máxima de ráfaga de viento registrada en los últimos 50 años (m/s).
V_{hub}	Velocidad del viento a la altura del rotor (m/s).
V_{ref}	Velocidad de referencia del viento (m/s).
ω_n	Velocidad de rotación del rotor (RPM).
$\omega_n, design$	Velocidad de diseño de rotación del rotor (rad/s).
$\omega_n, máx$	Velocidad de rotación máxima del rotor (RPM).

CAPÍTULO I. INTRODUCCIÓN

La energía eólica es la energía que se obtiene a partir del viento, es decir, es el aprovechamiento de la energía cinética de las masas de aire. En la actualidad, la energía eólica se utiliza principalmente para producir electricidad, lo que se consigue mediante aerogeneradores conectados a las grandes redes de distribución de energía eléctrica, entre otras. La energía es extraída del viento mediante unos álabes que convierten la energía cinética en rotación, mediante la cual, hacen girar un generador eléctrico.

El 2025 fue un excelente año para la industria de la energía eólica, se instalaron 165 GW en unidades nuevas, esto se traduce en un incremento interanual del 40%. Con estos 165 GW instalados en 2025, el total de energía eólica instalada asciende a 1299 GW a nivel mundial [1].

México cuenta con un potencial eólico de más de 50,000 MW eólicos y se requieren utilizar tan sólo alrededor de 17,000 MW para alcanzar el objetivo de generar 35% de energía eléctrica con tecnologías limpias para el año 2024, dejando un amplio espacio para otras tecnologías [2].

Actualmente los investigadores del campo de la energía eólica están enfocados en desarrollar nuevas tecnologías que ayuden a aprovechar el recurso de baja potencia, así mismo desarrollan nuevas metodologías para poder certificar y garantizar la vida útil de los álabes en operación.

1.1 Antecedentes

López Garza Víctor, Hernández Arriaga Isaac, Navarro Rojero María Guadalupe y Lozano Mandujano David, realizaron el diseño aerodinámico y el análisis estructural de un álabe de doble raíz fabricado con materiales compuestos para una turbina eólica de 3 KW. El álabe se simuló por medio de software de elemento finito empleando la metodología de carga simplificada de la norma IEC 61400-2. Concluyeron que este tipo de álabes presentan un incremento en la potencia, sin embargo, los momentos se incrementan significativamente en operación normal, por lo que es necesario ampliar los análisis estructurales para lograr una optimización [3].

López Garza Víctor, desarrolló una metodología de diseño y manufactura de álabes de turbina de viento de baja capacidad de doble raíz, así como de las conchas y los moldes maestros. Concluyendo que estos álabes, según el estudio realizado en software de elemento finito, puede incrementar hasta en un 20% la potencia de una turbina eólica con este tipo de álabes, en comparación de una turbina con álabes de una raíz [4].

Molinero Hernández Daniel, realizó simulaciones mediante software CFD para reducir la estela formada debida a la turbulencia en turbinas de baja potencia y, además construyo un banco de pruebas para la medición de la potencia y las RPM de una microturbina. Concluyendo que la estela se puede reducir modificando la geometría de los álabes [5].

Casillas Farfán Christian Erik, realizó pruebas empleando software CFD para optimizar el torque y la velocidad de arranque en turbinas horizontales de baja potencia. Concluyó que se puede lograr un torque y velocidades mayores modificando la geometría de los álabes [6].

Abolfazl Pourrajabian, Peyman Amir Nazmi Afshar, Mehdi Ahmadizadeh y David Wood, realizaron una metodología de ensayos estructurales en aspas huecas de turbinas de baja potencia, esto con la intención de reducir el tiempo de arranque y el esfuerzo generado en el aspa de la turbina. Los resultados mostraron que un perfil hueco acelera el arranque a bajas velocidades disminuyendo la inercia del aspa mientras que el esfuerzo generado a lo largo de la cuchilla no excede el esfuerzo permisible [7].

Wu J. H. y Lai F. M., realizaron un análisis de la vida útil de álabes tipo sándwich compuesto para aerogeneradores de baja potencia utilizando la norma IEC 61400- 2. Concluyendo que

la norma también es válida para los álabes de materiales compuestos y proporcionan una base de datos para los diferentes materiales [8].

Marín Tellez Paulina, realizó simulaciones numéricas y mediciones extensométricas en un aspa de 600 W. Utilizó un perfil NACA 4412 aplicando las siguientes hipótesis de carga: operación normal, empuje máximo, inmovilización con carga del viento y exposición máxima. Al comparar los datos de la simulación y las mediciones extensométricas, concluyó que el análisis por elementos finitos es un paso clave a la hora de ahorrar recursos y además otorga parámetros importantes a la hora de manufacturar y realizar las pruebas extensométricas [9].

L. Menegozzo et al. realizaron un estudio numérico con el motivo de analizar un evento de ráfaga extrema de viento en base a la norma IEC 61400-2 en una turbina de eje horizontal. Para ello utilizaron el software ANSYS Fluent con una malla móvil no estructurada y colocando la ráfaga extrema como condición de entrada, tanto para la turbina en operación como en estado estacionario. Llegaron a la conclusión de que el análisis mediante CFD es una herramienta confiable para el análisis de turbinas eólicas [10].

Oscar Castro et al. sugirieron método optimizado para probar palas de aerogeneradores bajo fatiga. Con este método, los objetivos de daño basados en el material a lo largo del álabe se alcanzan mediante la aplicación de una combinación óptima de diferentes bloques de prueba uni y multiaxiales. Al aplicar el método propuesto a un álabe de turbina eólica comercial, el análisis presentado ilustra que se pueden obtener pruebas de fatiga mejoradas en comparación con las pruebas de fatiga estándar actuales en términos de precisión y tiempo total de prueba [11].

Jorge Alberto Diaz Pacheco et al. usaron el Método de Análisis Aeroelástico definido en la Norma IEC 61400-1 para realizar el diseño estructural de un aspa de 6 metros para una turbina de eje horizontal de 30 kW utilizando el software FOCUS 6.3. El estudio constó de una simulación aeroelástica inicial bajo ciertos casos de carga calculados de acuerdo al diseño del aspa. En base a los primeros resultados de la simulación se realizó el rediseño estructural interno del aspa. Llevaron a cabo una segunda simulación aeroelástica con nuevos casos de carga, con la finalidad de alcanzar los Factores de Seguridad Parciales de la Norma IEC 61400-1 para la deflexión, las deformaciones, la fatiga y el pandeo. [12].

S.P. Evans utilizó el modelo de carga simplificado propuesto por la norma IEC 61400.2 para determinar la vida útil a fatiga de un pequeño álabe de turbina eólica de 5 kW. Esta vida estimada se comparó con la determinada a partir de los datos operacionales medidos y las simulaciones aeroelásticas. Según el conocimiento de los autores, estos tres métodos de fatiga especificados en la norma no se han comparado ni evaluado cuantitativamente para turbinas eólicas pequeñas. Los resultados son importantes para los desarrolladores de turbinas eólicas pequeñas, ya que buscan las mejores prácticas para determinar la vida útil de los álabes [13].

Garbiñe Fernández desarrolla un procedimiento automatizado para el análisis aeroestructural que calcula los resultados de tensión/deformación global y local en un álabe de turbina eólica para diferentes condiciones de viento. La distribución de la presión a lo largo del álabe debido a la carga del viento se calcula en base a un análisis aeroelástico bidimensional. Todo el procedimiento se aplica a un álabe del aerogenerador UpWind de 5 MW. La metodología está validada con códigos FAST y Bladed. Esta metodología ahorra tiempo y proporciona los datos necesarios para realizar estudios posteriores como el análisis del comportamiento estructural de los álabes [14].

Hak Gu Lee desarrolló una teoría de medición de momentos flectores para pruebas de fatiga de tipo resonancia de una pala de aerogenerador. La teoría puede manejar los momentos de flexión de prueba biaxial que ocurren durante la prueba de fatiga monoaxial, reduciendo las desviaciones entre los resultados medidos en aproximadamente 1/5 para la prueba de fatiga de flapwise y en aproximadamente 4/7 para la prueba de fatiga de lead-lag de una turbina eólica de 3MW de 59.5 m de longitud. Este estudio da un paso adelante significativo en el alivio de la falla de las palas en los parques eólicos mediante la evaluación precisa de la vida a la fatiga de las palas en el diseño [15].

Mohamed Sajeer presentó una prueba de concepto para extender la vida útil a la fatiga de las palas de las turbinas eólicas modernas de varios MW. Para este propósito, se investigó un modelo de elementos finitos giratorio de un álabe que tiene un refuerzo longitudinal (es decir, un tendón a lo largo de su longitud) hecho de aleación con memoria de forma. El análisis modal de la pala endurecida mostró una mejora significativa de la rigidez a la flexión. La respuesta de la pala con y sin refuerzo se simuló utilizando cargas aerodinámicas, que se

evaluó siguiendo la teoría modificada del impulso del elemento de pala a partir del campo de viento generado por TurbSim [16].

M. Tarfaoui realizó un estudio numérico mediante elemento finito y lo combinó con un análisis experimental para abordar los mecanismos de falla más críticos y comprender el complejo comportamiento estructural de los álabes de turbina de viento [17].

Jennifer Tanner et al. llevaron a cabo pruebas del comportamiento estructural de aerogeneradores de baja potencia de 3.5 kW. Utilizaron galgas extensiométricas, acelerómetros y un anemómetro; compararon los casos de carga especificados en IEC 61400-2 con las cargas de diseño. Concluyendo que la norma IEC 61400-2 es demasiado conservadora y su aplicación está limitada a los aerogeneradores de baja potencia en entornos urbanos siendo necesario optimizar las cargas [18].

Ozyildiz et al. realizaron un análisis estructural de un álabe de una turbina de viento de 30 kW de material compuesto de 5 m de longitud y para una velocidad de viento de 10 m/s. Realizaron la simulación numérica de álabe en el módulo ACP de ANSYS aplicando una carga a flapwise de acuerdo con la norma IEC 61400-2 y empelando los criterios de falla de Tsai-Wu y Puck. Los resultados del estudio indicaron que el álabe comenzaría a fallar a partir del 50% de la carga crítica y no sería capaz de resistir la carga total por lo que sería necesario rediseñarlo [19].

Tacca E. realizó el análisis de materiales compuestos para álabes de turbinas eólicas de eje horizontal con potencias de hasta 40 kW. Usó algoritmos de optimización discreta mediante simulación numérica, obtuvo la cantidad de capas de fibras de los álabes de una turbina eólica, la selección de su espesor y la dirección de cada una, para cumplir alguna función objetivo que es prescrita por el ingeniero de diseño como: peso mínimo, rigidez máxima, flexibilidad mínima, tensiones mínimas entre capas, autofrecuencias y modos de vibración, entre otras [20].

Clemence Rubiella et al. hicieron una revisión de la literatura de los modelos más destacados relevantes para la evaluación de la fatiga en los álabes de 5 aerogeneradores de materiales compuestos. Clasificaron los modelos de fatiga en tres categorías: modelos de criterio de falla basado en la vida útil, modelos de cálculo de propiedades residuales y modelos de daño

progresivo. Concluyendo que los modelos de daño progresivo parecen ser la herramienta más prometedora, ya que permiten cuantificar y calificar el crecimiento del daño físico en un grado razonable durante la fatiga. Sin embargo, deben realizarse más estudios para llegar a un modelo de fatiga general. Respecto a las turbinas eólicas de pequeña escala se concluye que requieren más mantenimiento debido a sus ciclos de fatiga más altos [21].

Anup K.C. et al. investigó el funcionamiento y la carga de una turbina eólica de eje horizontal de 5 kW en un entorno urbano diseñado con la norma IEC 61400-2. La turbulencia fue 22% superior en relación con la que se estima mediante la norma IEC 61400-2. Concluyendo que la norma no es válida para diseñar aerogeneradores que operarán en entornos urbanos debido a las bajas velocidades de viento y el aumento de la turbulencia [22].

Senthil Kumar M. et al. estudiaron el comportamiento de fatiga de las palas de aerogeneradores de eje horizontal con perfil NACA 63215 en respuesta a diferentes frecuencias. También, utilizando un método numérico simularon el desplazamiento y la tensión principal para álabes de aerogenerador con diferentes materiales compuestos, como como Kevlar, plástico reforzado con fibra de vidrio (GFRP) y plástico reforzado con fibra de carbono (CFRP). Concluyeron que el GFRP es el material mejor y más seguro para fabricar álabes de turbinas de viento de eje horizontal [23].

Roham Rafiee y Mohamed Reza analizaron mediante software de elemento finito la unión adhesiva en el borde de salida para un álabe de turbina bajo condiciones de operación normal y ráfagas de viento. Utilizaron los criterios de Mohr-Coulomb basados en el enfoque de la mecánica continua para investigar la falla cohesiva y la zona cohesiva. Llevaron a cabo un estudio paramétrico para analizar la influencia de las dimensiones del adhesivo en el fallo del borde de salida. Concluyendo que el ancho de banda del adhesivo juega un papel clave en la falla y, por lo tanto, su ajuste cuidadoso durante el proceso de producción es de gran importancia [24].

Nelson Ruiz et al. desarrolló una metodología del modelado y simulación de pruebas de fatiga de un álabe para aerogeneradores de baja potencia, 5 kW, aplicando la norma IEC 61400, Modelo de Cargas Simplificado, con ayuda de los softwares XFLR5 y QBlade. Aplicó la metodología a 4 perfiles aerodinámicos A18, BW3, NACA 4421 Y NACA 4424. Concluyendo que el perfil optimo es el NACA 4421 y el modelo de álabe cumple con la

eficiencia aerodinámica y con el límite de daño por fatiga, por lo tanto, garantiza su buen funcionamiento [25].

Antonio Martinez realizó un análisis experimental de fatiga para materiales compuestos empleados en la elaboración de álabes de turbinas de media y baja potencia. Llevó a cabo un análisis numérico para la estimación de los ciclos de fatiga utilizando el software ANSYS Workbench. Construyó un banco de pruebas de fatiga para aspas de turbina mediante un dispositivo de excitación por resonancia y sensada por acelerómetro [26].

Cesar Estrada et al. realizaron el diseño de un banco de pruebas para aspas de turbinas de baja y mediana potencia en base a la norma IEC 61400-2 y 23. El cual incluye el diseño mecánico de los elementos estructurales, diseño del sistema de control, especificación y selección de la instrumentación. Para el diseño del banco de pruebas, se han considerado las pruebas en aspas según la norma IEC-614002 y 23. Para determinar la capacidad del banco con respecto a la longitud máxima del aspa y al par máximo en la raíz del aspa, se utilizó una turbina de clase I con una potencia nominal de 250kW. Para validar el diseño mecánico del banco propuesto, se hizo un análisis por elemento finito mediante un software especializado, el banco se encuentra en su fase de construcción en las instalaciones de CIATEQ A.C. en la Ciudad de Querétaro [27].

Miguel Ángel Alvarado realizó el diseño y análisis estructural para un aspa de aerogenerador de eje horizontal de mediana potencia. El análisis lo llevó a cabo simulando el comportamiento aerodinámico y estructural con la ayuda del software PHATAS ante diferentes escenarios. Concluyendo que el modelo de aspa cumplía con los requisitos aerodinámicos para su funcionamiento [28].

Adrian Santibañez Maldonado desarrolló una metodología para realizar ensayos estructurales en un alabe de doble raíz de 2.4 kW en base a la norma IEC 61400-2 utilizando el Modelo de Cargas Simplificadas que propone la misma norma. Las mediciones las realizó mediante galgas extensométricas y un equipo de adquisición de datos Modelo P3. Comparó los resultados obtenidos en laboratorio con los obtenidos mediante simulación numérica, concluyendo que el alabe de doble raíz puede operar sin ver comprometida su integridad estructural [29].

1.2 Planteamiento del problema

El mercado de baja y mediana potencia cada vez cobra más relevancia debido a que las áreas designadas como zonas de alta potencia, están aprovechadas en su mayoría. Esto hace que cada vez más investigadores y más empresas destinen recursos en investigación de nuevas tecnologías para poder aprovechar este recurso.

Uno de los principales retos de la industria de baja potencia, es que no cuenta con equipo suficiente para certificar álabes diseñados para bajas velocidades de viento, la mayoría los “certifica” mediante simulación numérica únicamente, esto da pie a que ya estando en operación, los álabes puedan presentar alguna falla ocasionada por la fatiga.

Los investigadores del CIATEQ en Querétaro, cuentan con un banco de pruebas para realizar ensayos de fatiga en álabes de mediana potencia y baja potencia.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general

Diseñar un sistema integral para realizar ensayos estáticos y de fatiga en aspas de aerogeneradores de baja capacidad.

1.3.2 Objetivos específicos

- 1.- Revisión del estado del arte
- 2.- Diseñar y manufacturar un sistema mecánico para las pruebas estáticas.
- 3.- Diseñar y manufacturar un sistema mecánico para las pruebas de fatiga.
- 4.- Realizar el análisis modal en laboratorio a un aspa.
- 5.- Diseñar y manufacturar un sistema de adquisición de datos.
- 6.- Realizar pruebas de fatiga en madera.

1.4 Justificación

Estamos cada vez más conscientes como sociedad de que debemos actuar para mitigar la producción de los gases de efecto invernadero, las energías renovables nos permiten generar electricidad con cero emisiones de este tipo de gases. De ahí radica que los gobiernos de todo el mundo cada vez destinen más recursos para investigación y desarrollo de nuevas tecnologías en energías renovables. Hablando de la energía eólica, en la actualidad, las miradas están centradas en el mercado de baja potencia, debido a que todas las zonas de alta velocidad de viento ya están aprovechadas.

El Small Wind Market Report 2026 indica que el mercado de baja potencia pasará de 1440 millones de dólares en 2025 a 1590 millones de dólares en 2026, con una tasa de crecimiento anual compuesta del 10.5%. Además, prevé que alcanzará los 2380 millones de dólares para 2030 [30].

Los álabes, son los componentes claves de un aerogenerador, ya que si uno llega a fallar la turbina deja de funcionar. De ahí surge la importancia de certificar los álabes antes de ser puestos en operación para así poder garantizar su vida útil. Esto se puede hacer mediante ensayos estáticos o de fatiga, estos últimos son los que menos se realizan debido a que no se cuenta con equipo suficiente, y el poco que existe, es para álabes de alta potencia.

Es ahí donde entra la norma IEC 61400-2, la cual es específicamente para alabes de turbinas de baja potencia. Dicha norma dicta una serie de metodologías a seguir para poder garantizar que los alabes resistirán durante su vida útil.

Este proyecto tiene como objetivo crear un sistema integral tomando como base la norma IEC 61400-2, en el cual se puedan realizar ensayos estáticos y, sobre todo, ensayos de fatiga para álabes de turbinas de baja potencia.

1.5 Hipótesis

Se puede diseñar un sistema integral para realizar ensayos estáticos y de fatiga a flexión en alabes de aerogeneradores de baja capacidad.

1.6 Metodología

En la Figura 1 se muestra la metodología general a seguir para el proyecto de investigación. La primera etapa consta de una revisión de la literatura con la finalidad de seleccionar información relevante para el tema de investigación. Una de las etapas más importantes es identificar y definir el problema, esta etapa consiste en que el investigador deduzca si su proyecto de investigación es viable, tanto en tiempos como en recursos disponibles. Al formular una hipótesis explicativa, se deben deducir las consecuencias del problema en términos observables.

Las etapas posteriores consisten en diseñar un plan experimental y realizar el experimento. En la etapa de organizar los resultados se debe hacer de forma estadísticamente apropiada, de modo que se pueda apreciar claramente el efecto. Además de aplicar la prueba de significación estadística apropiada para finalmente informar los resultados por escrito.

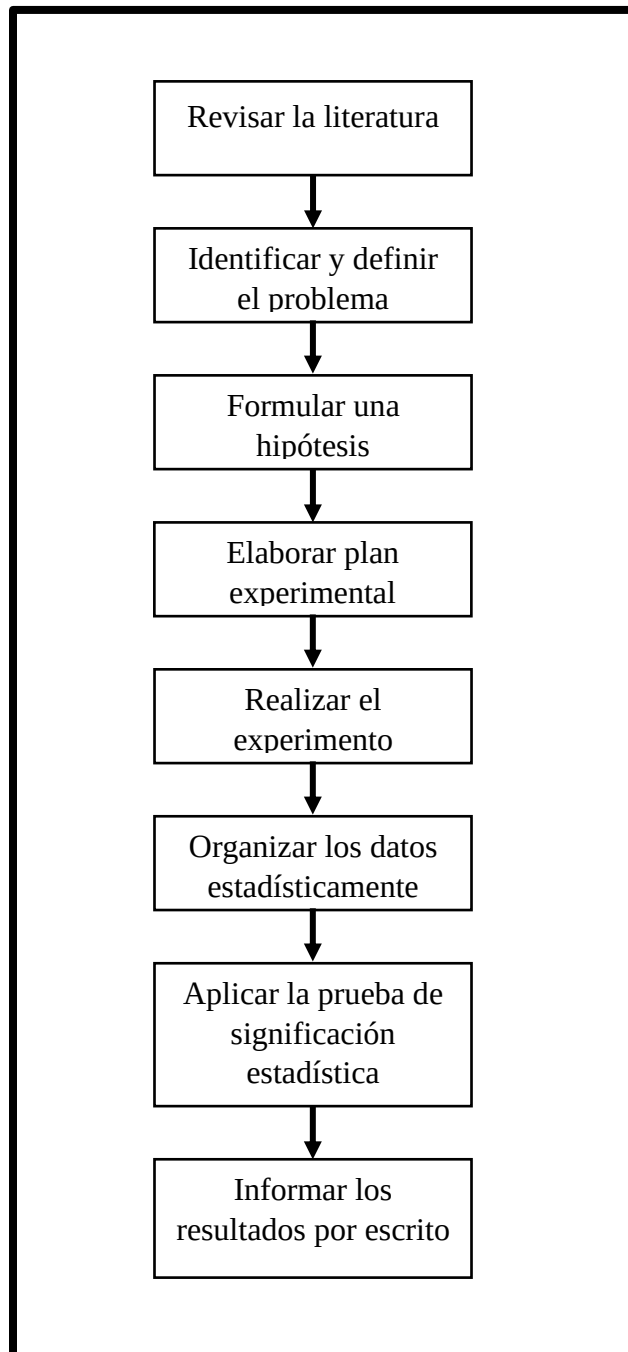


Figura 1. Metodología general. [31]

La Figura 2, muestra la metodología a seguir para el diseño del sistema integral y sus módulos. El primer paso es definir el problema para después pasar a desarrollar un marco teórico que permita conocer las variables que afectan al sistema integral o al módulo y determinar cómo controlarlas. La siguiente etapa es el diseño conceptual seguida de la fabricación de un prototipo el cual se someterá a pruebas de funcionalidad y si cumple con lo definido en el marco teórico, se pasará a una etapa de análisis de resultados y por último la publicación de los mismos.

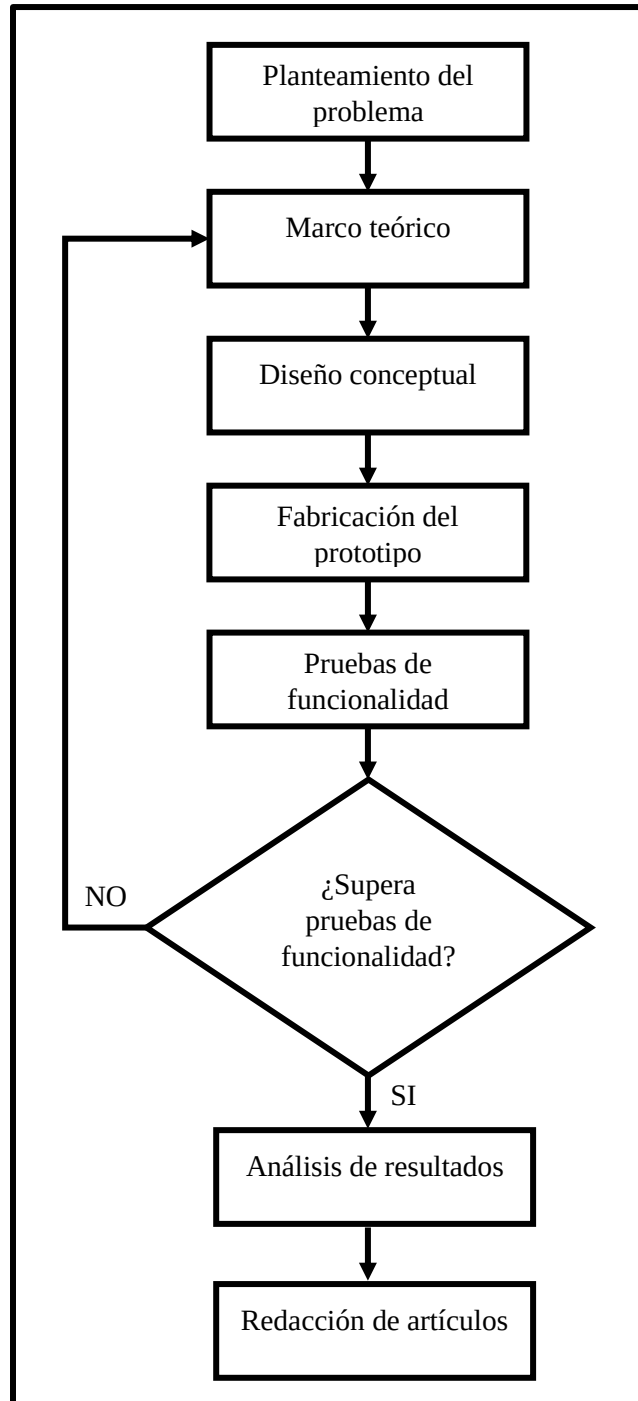


Figura 2. Metodología para el diseño del sistema y sus módulos.

1.7 Infraestructura y recursos disponibles

La Figura 3 muestra el banco de pruebas estáticas con el que se cuenta, el cual consta de una base y un cabezal de soporte y otro sujetador donde se fijan las aspas a probar, así como un sistema de fuerza capaz de aplicar una fuerza máxima de 1054 N [32].

Donde:

- 1.- Base
- 2.- Cabezal-soporte
- 3.- Cabezal-sujetador
- 4.- Álabes
- 5.- Sistema de fuerza [32].

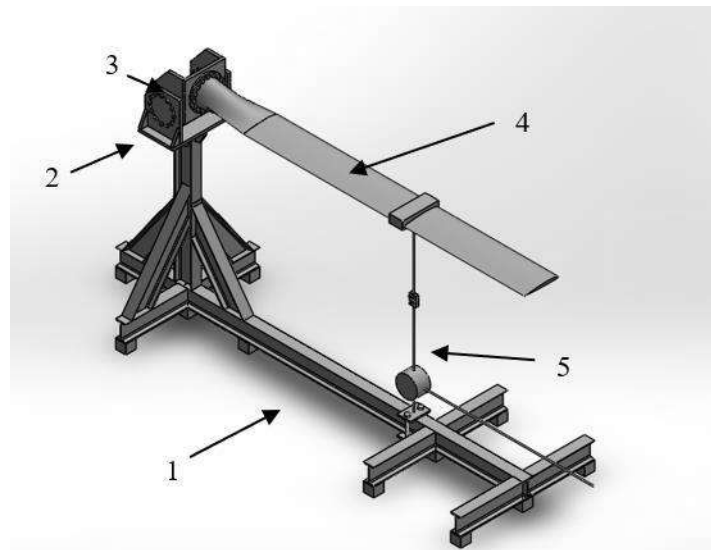


Figura 3. Partes del banco de pruebas estáticas y de fatiga [32].

Se utilizaron las galgas extensométricas de Vishay Micro-Measurements CEA-06-240UZ-120. Los datos técnicos nos dicen que la máxima deformación que soporta la galga, es el $\pm 5\%$ de la longitud de rejilla, 7.35 mm a tensión, lo que equivale a 7350 micras o microdeformaciones y 6.65 mm o 6650 micras o microdeformaciones a compresión.

Para registrar las deformaciones se utilizó un Indicador de tensión modelo P3 el cual se muestra en la Figura 4 y cuenta con las siguientes características:

Cuatro canales de entrada

Pantalla LCD de lectura directa

Almacenamiento de datos a bordo

Salida analógica de 0 a 2.5 VDC.

Circuitos de un cuarto, medio y puente completo

Finalización de puente incorporado

Medidores simulados de 120, 350 y 1000 ohmios.

Calibración cero automática y calibración.

Operaciones intuitivas, impulsadas por menús.

Enlace de datos USB

Operación desde teclado o PC

Portátil, ligero y robusto

Batería, USB, o alimentación de voltaje de línea.

Conectores de transductor opcionales de 10 pines.



Figura 4. Indicador de tensión modelo P3.

1.8 Estado del arte

El presente subcapítulo tiene como finalidad recopilar la mayor cantidad de patentes en cuanto a mecanismos, dispositivos, maquinas, etc, para llevar a cabo pruebas de fatiga en álabes de turbinas eólicas.

En la patente CN 212110522 U, protege sistema de prueba de fatiga de palas de energía eólica que comprende una abrazadera de pala instalada en una posición de carga correspondiente en una pala y al menos un módulo de carga, y cada módulo de carga comprende un motor, un tambor de bobinado, una unidad de polea de dirección y un cable de carga, como se muestra en la Figura 5.

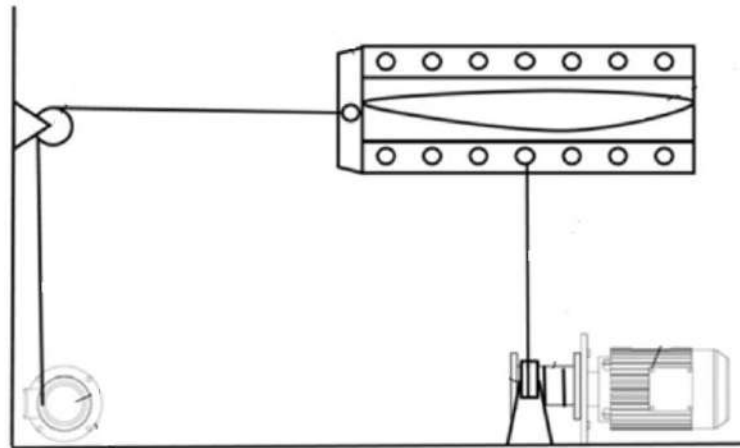


Figura 5. Mecanismo de la patente CN 212110522 U [33].

En la patente WO 2021/219774 A1, protege la invención de un dispositivo para someter una pala de aerogenerador en voladizo a una fuerza transversal durante una prueba de fatiga, el dispositivo comprende: un brazo de pivote que tiene un eje de brazo pivotante longitudinal, un miembro de masa que está conectado al brazo de pivote, y un miembro de acoplamiento que proporciona una conexión entre el brazo de pivote y un accesorio de pala configurado para estar conectado de forma fija a la pala. El sistema comprende el dispositivo y un excitador configurado para someter cíclicamente la pala en voladizo a un movimiento alternativo transversal como se puede apreciar en la Figura 6.

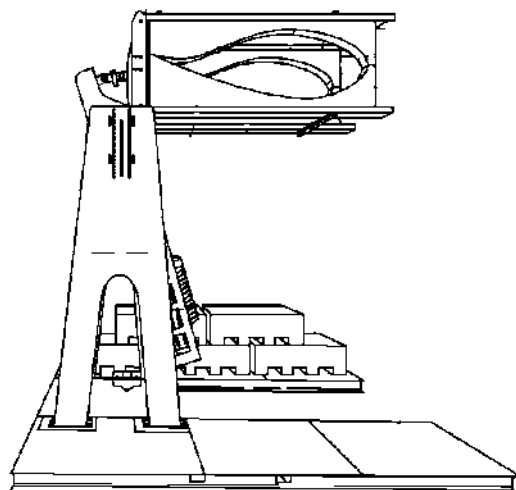


Figura 6. Dispositivo de la patente WO 2021/219774 A1 [34].

En la patente CN 106680119 A, protege la invención de un aparato de prueba de carga de fatiga de tipo alternativo eléctrico adecuado para una pala de energía eólica. El aparato de prueba de carga de fatiga de tipo alternativo eléctrico comprende una abrazadera de pala de energía eólica, un primer módulo de carga eléctrica vertical, un segundo módulo de carga eléctrica vertical, un primer módulo de carga eléctrica transversal y un segundo módulo de carga eléctrica transversal, en el que la abrazadera de pala de energía eólica es dispuesta en la sección transversal de una determinada sección de la pala de energía eólica a manera de manguito, tal y como se observa en la Figura 7.

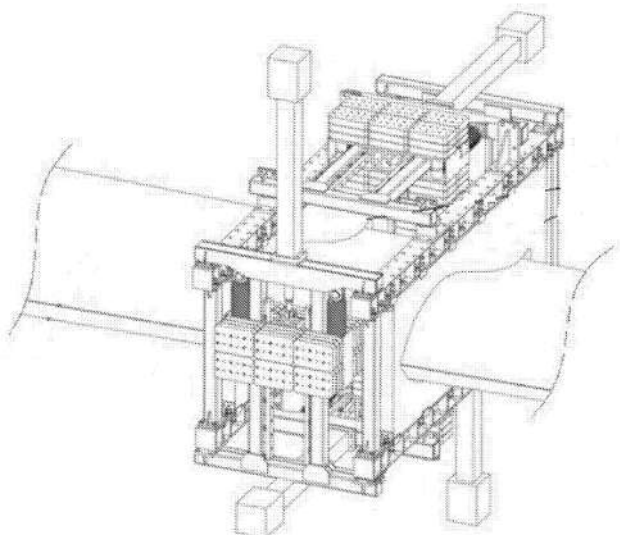


Figura 7. Sistema de la patente CN 106680119 A [35].

En la patente CN 201540229 U, describe un aparato de prueba de fatiga de palas de generadores eólicos que consta de una herramienta de sujeción de palas, un sensor de fuerza, un actuador de carga de servo hidráulico de gran desplazamiento, una base de soporte y un sistema de control de prueba de fatiga como se observa en la Figura 8. La prueba se puede realizar de acuerdo con un espectro de frecuencia sinusoidal y un espectro de frecuencia estocástico o un espectro de frecuencia de trabajo real de la paleta. El rango de frecuencia de la prueba de fatiga está entre 0 Hz y 50 Hz, además, también se puede realizar una prueba de fatiga de frecuencia constante.

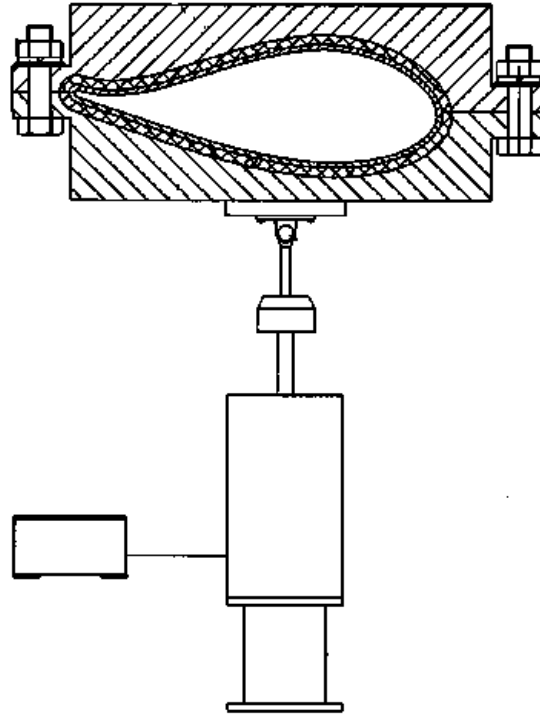


Figura 8. Aparato de la patente CN 201540229 U [36].

CAPÍTULO II. MARCO TEÓRICO

En este capítulo se abordará la teoría sobre los grados de libertad de un sistema, análisis modal, dinámica estructural, fatiga en materiales, mecánica de la fractura y ventanas de fuga espectral.

2.1 Análisis modal

El estudio experimental de la dinámica estructural siempre ha brindado una contribución importante a nuestros esfuerzos por comprender y controlar los muchos fenómenos de vibración que se encuentran en la práctica. Hoy en día incluso con el formidable crecimiento en el uso y la capacidad de la potencia informática que hemos presenciado en las últimas décadas, la necesidad de realizar mediciones experimentales es más apremiante que nunca [37]. Desde los primeros días de conocimiento de la vibración estructural, las observaciones experimentales han sido necesarias para los principales objetivos:

- Determinar la naturaleza y el alcance de los niveles de respuesta de vibración en operación.
- Verificar modelos teóricos y predicciones de los diversos fenómenos dinámicos que se denominan colectivamente "vibraciones".
- Para la medición de las propiedades esenciales del material bajo carga dinámica, como la capacidad de amortiguamiento, la fricción y la resistencia a la fatiga [37].

Los problemas de vibración estructural continúan presentando un riesgo importante y una limitación de diseño para una amplia gama de productos de ingeniería en la actualidad. En primer lugar, hay una serie de estructuras, desde álabes de turbinas hasta puentes colgantes, para las que la integridad estructural es de suma importancia y para las que es esencial un conocimiento completo y preciso de las características dinámicas. Luego, hay un conjunto aún más amplio de componentes o conjuntos estructurales para los cuales la vibración está directamente relacionada con el desempeño, ya sea en virtud de causar un mal funcionamiento temporal durante el movimiento excesivo o creando perturbaciones o molestias, incluido el ruido. Para todos estos ejemplos, es importante que los niveles de vibración encontrados en el servicio o la operación se anticipen y se controlen satisfactoriamente [37].

Los dos principales objetivos de la medición de vibraciones indicados anteriormente representan dos tipos de prueba correspondientes. El primero es uno donde las fuerzas de vibración o, más generalmente, las respuestas se miden durante el funcionamiento de la máquina o estructura en estudio, mientras que el segundo es una prueba donde la estructura o componente se hace vibrar con una excitación conocida, a menudo fuera de su entorno de servicio normal. Este segundo tipo de prueba generalmente se realiza en condiciones mucho más controladas que la primera y, en consecuencia, proporciona información más precisa y detallada. Este tipo de pruebas, que incluyen tanto la adquisición de datos como su posterior análisis, se denominan hoy en día “Análisis Modal” y son el tema del siguiente texto. Si bien definiremos las cantidades y los parámetros específicos utilizados a medida que avanzamos, tal vez sea apropiado establecer claramente en este punto qué queremos decir con el término “Análisis modal”. Se utiliza aquí para abarcar “los procesos implicados en el ensayo de

componentes o estructuras con el objetivo de obtener una descripción matemática de su comportamiento dinámico o vibratorio”. La forma de la “descripción matemática” o modelo varía considerablemente de una aplicación a otra: puede ser una estimación de la frecuencia natural y el factor de amortiguamiento en un caso y un modelo masa-resorte-amortiguador en el siguiente [37].

2.1.1 Grados de libertad de un sistema

En términos simples se puede decir que el número de grados de libertad de un sistema (DOF, por sus siglas en inglés) corresponde al número mínimo de coordenadas que se requieren para especificar completamente su condición cinemática; los grados de libertad de un sistema mecánico, en general, podrá ser un número cualquiera entre 1 hasta infinito, lo cual dependerá de la característica del sistema en estudio [37].

Aunque muy pocas estructuras prácticas podrían modelarse de manera realista mediante un sistema de un solo grado de libertad (SDOF, por sus siglas en inglés), las propiedades de dicho sistema son muy importantes porque las de un sistema más complejo de múltiples grados de libertad (MDOF) siempre pueden ser representado como la superposición lineal de un número de características SDOF [37].

2.1.2 Modelo del dominio del tiempo

Las propiedades modales se pueden considerar como un problema de eigenvalores. Las frecuencias naturales y logarítmicas decrecen como los eigenvalores y las formas modales son los eigenvectores. La ecuación lineal de movimiento con excitación externa se puede escribir como:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (1)$$

Donde:

$[M]$ = (n x n) matriz de coeficiente de masa

$[C]$ = (n x n) matriz de coeficiente de amortiguamiento

$[K]$ = (n x n) matriz de coeficiente de rigidez

$\{\ddot{x}(t)\}$ = vector de aceleración n-dimensional

$\{\dot{x}(t)\}$ = vector de velocidad n-dimensional

$\{x(t)\}$ = vector de desplazamientos n-dimensional

$\{f(t)\}$ = vector de fuerzas externas n-dimensional [38].

2.1.3 Modelo del dominio de la frecuencia

La dinámica de una estructura puede describirse de manera equivalente en el dominio de la frecuencia mediante una función de transferencia. Un modelo de matriz de función de transferencia describe la dinámica entre los n-DOF de la estructura y contiene funciones de transferencia entre todas las combinaciones de pares de DOF [38].

El modelo lineal se puede escribir en función de las FRF (funciones de respuesta de frecuencia) como:

$$\{X(\omega)\} = [H(\omega)]\{F(\omega)\} \quad (2)$$

Donde:

$\{X(\omega)\}$ = vector n de respuestas de desplazamiento transformadas de Fourier

$\{F(\omega)\}$ = vector n de entrada de fuerza transformada de Fourier

$[H(\omega)]$ = (n x n) matriz de FRF

La matriz FRF se puede escribir de forma modal como:

$$[H(\omega)] = \sum_{k=1}^{modos} \frac{[R_k]}{2j(j\omega - p_k)} - \frac{[R_k]}{2j(j\omega - p_k^*)} \quad (3)$$

Donde:

$[R_k]$ = (n x n) residuos de la matriz para el modo (k)

$p_k = \sigma_k - j\omega_k$ = ubicación de polo complejo para el modo (k). **Nota:** En este caso los autores representan el termino imaginario mediante j y no por i, como es habitual.

σ_k = amortiguamiento modal para el modo (k)

ω_k = frecuencia modal para el modo (k)

modos = número de modos del modelo [38].

La relación entre las frecuencias naturales (f_k), decrementos logarítmicos (δ_k) y los eigenvalores es:

$$f_k = 2\pi\omega_k \quad (4)$$

$$\delta_k = -\sigma_k / f_k \quad (5)$$

El término factor de amortiguamiento (σ_k) se usa a veces en lugar de decremento logarítmico (δ_k) como medida de amortiguamiento [38].

El objetivo principal de llevar a cabo un análisis modal en este proyecto de investigación, es para aplicarlo en un álabe de turbina eólica para conocer los valores de sus frecuencias naturales, para que, a la hora de dimensionar el módulo dinámico para pruebas de fatiga, no causar resonancia con alguna frecuencia natural del propio álabe, además de excitar el álabe cerca de sus frecuencias naturales para así alcanzar más rápido los ciclos de vida útil del mismo.

Una frecuencia natural es una frecuencia a la que una estructura vibrará si uno la excita y después la deja que oscile libremente, una estructura típica tendrá muchas frecuencias naturales [39].

Un hecho representativo para el desarrollo del análisis modal es el concepto de la serie de Fourier, mediante la cual una función periódica arbitraria, siempre se puede descomponer en una sumatoria de funciones armónicas simples o combinación de ondas de seno y coseno, el desarrollo del algoritmo de la transformada rápida de Fourier “FFT”, por J. W. Cooley y J. W. Turkey, en 1965, marca el inicio del análisis modal experimental actual [40].

2.2 Fatiga en materiales

La fatiga es provocada por una carga cíclica aplicada por largos periodos de tiempo, lo que provoca una disminución en la resistencia del material y hace que falle con esfuerzos menores a los esfuerzos de fluencia. Es común que la fatiga se presente en componentes de soporte de carga en autos, cigüeñales, álabes de turbinas, implantes biomédicos y productos como el calzado, los cuales se ven sometidos de forma constante a esfuerzos cíclicos de tensión, compresión, flexión, vibración, expansión térmica y contracción, etc. Con frecuencia, estos esfuerzos están debajo de la resistencia del material a la fluencia; no obstante, cuando se repite ese esfuerzo por muchos ciclos de trabajo, provoca falla por fatiga [41].

La falla por fatiga presenta tres etapas bien definidas. Primero, aparece una pequeña grieta después de muchos ciclos de trabajo, la mayoría de las veces, las grietas se localizan cerca o en la superficie, esto debido a que los esfuerzos son máximos o por imperfecciones en la superficie. Después, la propagación de la grieta ocurre de forma gradual. Al final, ya que la sección transversal del material es muy pequeña, lo suficiente para soportar la carga de trabajo, el material se fractura repentinamente, en consecuencia, los componentes fallan por fatiga, incluso si el esfuerzo total aplicado está por debajo del límite elástico [41].

Por lo general, se trata con la fatiga de metales y polímeros. El mecanismo por el cual actúa la fatiga en los polímeros es diferente al de los materiales metálicos. En los polímeros, conforme son sometidos a esfuerzos cíclicos, se produce una generación de calor cerca de las puntas de las grietas y las interrelaciones entre la fatiga y otro mecanismo, conocido como termofluencia, que afecta el comportamiento general [41].

El comportamiento de una estructura no sólo se ve afectado por la naturaleza del material con que esté construida, sino también por la naturaleza de las cargas. En algunas situaciones las cargas son estáticas y en otras, las cargas son de carácter dinámico, como ejemplos están las cargas de impacto que actúan repentinamente y las cargas repetidas recurrentes en grandes números de ciclos [42].

La Figura 9 presenta algunos patrones habituales de cargas cíclicas. La gráfica inicial (a) presenta una carga que se implementa, se remueve y se implementa nuevamente, esta carga siempre apunta en la misma dirección. La segunda gráfica (b) muestra una carga alternante que cambia su dirección en cada ciclo de trabajo, por último, la tercera gráfica (c) muestra una carga variable que fluctúa en relación con un valor medio. Algunas de estas estructuras se someten a 10^6 (e incluso 10^9) de ciclos de carga durante su vida útil [42].

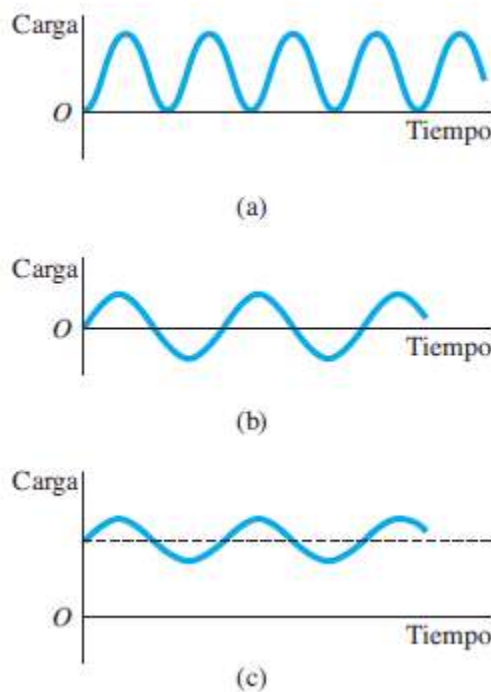


Figura 9. Patrones comunes de cargas cíclicas [42].

2.2.1 Curva S-N

Normalmente en un punto de esfuerzo elevado, también conocido como concentración de esfuerzos, se inicia una grieta microscópica y crece gradualmente a raíz de que se aplican los esfuerzos cíclicos. Cuando la grieta crece tanto que el material restante no puede resistir las cargas, ocurre una fractura súbita, dependiendo de la naturaleza del material, puede tomar desde algunos ciclos de carga hasta cientos de millones de ellos para producir una falla por fatiga [42].

Como se detalló anteriormente, el tamaño de la carga que provoca una falla por fatiga es inferior a la carga soportable en estado estático. Es indispensable llevar a cabo pruebas de los materiales para estimar la carga de falla. Cuando se trata de carga repetida, el material se somete a pruebas en diferentes niveles de esfuerzo y se cuenta cuántos ciclos ocurren antes de que se presente una falla. Por ejemplo, una probeta de material se pone en una máquina de ensayos a tensión y se carga una y otra vez hasta lograr un esfuerzo determinado como s_1 . Los ciclos de carga siguen en marcha hasta que se produce la falla, y se registra el número n de ciclos. Después, el experimento se repite con un esfuerzo distinto, como s_2 , si s_2 supera a s_1 , el número de ciclos previos al fallo será reducido, por el contrario, si s_2 es más pequeño que s_1 , el número de ciclos hasta el fallo resultará ser más grande. Finalmente, se obtienen datos suficientes para elaborar un diagrama S-N o curva de resistencia a la fatiga, donde el esfuerzo de falla (S) se representa en función del número (N) de ciclos que ocurren antes de que ocurra la falla como se muestra en la Figura 10. Es usual que el eje vertical sea una escala lineal y el eje horizontal una escala logarítmica [42].

La gráfica de resistencia a la fatiga (ver Figura 10) indica que, si el esfuerzo es menor, habrá más ciclos hasta que se produzca una falla. Para ciertos materiales, la curva presenta una asíntota horizontal que se denomina límite de resistencia a la fatiga o límite de fatiga. Este límite, cuando existe, es el esfuerzo por debajo del cual no se producirá un fallo por fatiga independientemente de cuántas veces la carga sea repetida. La forma precisa de una curva de resistencia a la fatiga depende de muchos factores, incluidas las propiedades del material, la geometría de la probeta de ensayo, la velocidad del ensayo, el patrón de carga y la condición de la superficie de la probeta [42].

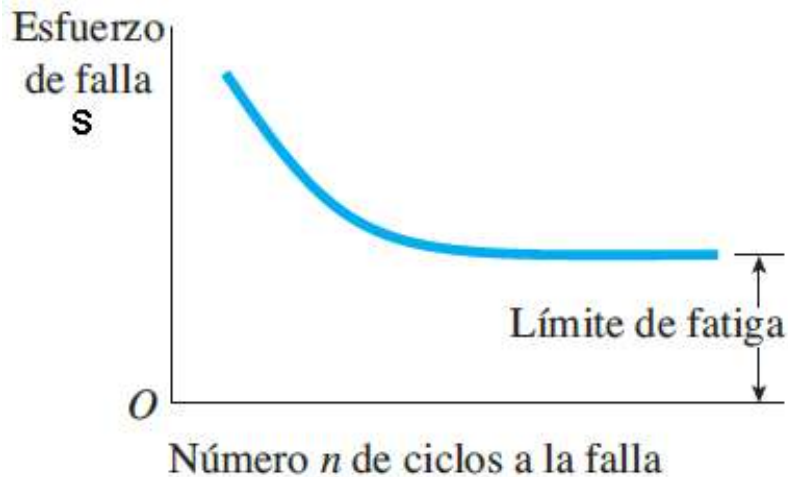


Figura 10. Curva de resistencia a la fatiga, o diagrama S-N, mostrando el límite de fatiga [42].

2.2.2 Fatiga en materiales compuestos

La rotura en un compuesto reforzado con fibras largas sometido a esfuerzos cíclicos, es un proceso progresivo en el que aparecen y se combinan distintos mecanismos de degradación del laminado. La aparición de pequeñas grietas en la matriz puede traducirse, según las características del laminado, en una propagación de estas grietas de forma que esto conlleve una rotura de fibras en las zonas adyacentes y una delaminación local entre las láminas [43].

2.3 Mecánica de la fractura

La ciencia que estudia como se comportan los materiales que contienen imperfecciones o grietas es la mecánica de la fractura. Cuando se habla de “imperfección” no necesariamente se refiere a defectos como dislocaciones o vacancias de los átomos, sino más bien a características como microgrietas u orificios pequeños. Se busca caracterizar el máximo esfuerzo que es capaz de soportar un material que contiene imperfecciones de cierta forma y tamaño. La tenacidad a la fractura cuantifica que tanto es capaz de soportar un material una fuerza aplicada si este contiene alguna “imperfección” [41].

Leonardo da Vinci, fue el primero en realizar experimentos de fractura, estableció varias reglas que proporcionaban los indicios de que causaba la fractura. Leonardo cuantificó la resistencia de alambres de hierro, dedujo que la resistencia de los alambres estaba relacionada inversamente proporcional a la longitud de estos. Esto implicaba que los defectos del material gobernaban la resistencia de los alambres; un alambre más largo traía como consecuencia un mayor volumen de material y por consiguiente una mayor probabilidad de presentar zonas defectuosas [44].

Griffith, en 1920 estableció la relación entre la fractura y el tamaño de los defectos en su primer trabajo, utilizando el análisis de tensiones en un agujero de forma elíptica, mismo que fue tratado por Inglis siete años atrás. Griffith usó el Primer Principio de Termodinámica para establecer su teoría de la fractura, basada en el balance simple de energía. De acuerdo con esta teoría una grieta se hace inestable y se produce la fractura, cuando el cambio de la energía tensional que resulta de un incremento de la grieta es suficiente para superar la energía superficial del material [44].

En los años cincuenta, el Dr. G.R. Irwin fue el líder de un grupo de investigación, que tras analizar la investigación previa de Griffith, Inglis y otros, desarrollaron un trabajo clave para expandir los postulados sobre los metales de Griffith, incluyeron la disipación de energía local por flujo plástico local. En el año 1956, Irwin desarrolla su concepto de la tasa de liberación de energía, que se relaciona con la teoría de Griffith, pero de forma más útil para resolver problemas de ingeniería [44].

2.3.1 Comportamiento en fractura de materiales compuestos

A una escala macroscópica, los materiales de poliméricos, en general, tienden a un comportamiento más o menos isotrópico y muy similar a un material homogéneo. Sin embargo, los materiales de matriz polimérica reforzados con fibras se comportan de forma completamente anisotrópica y sus propiedades mecánicas son direccionales, de esta manera los fallos de estos materiales son la delaminación y el micropandeo [44].

En los materiales de matriz polimérica reforzador por fibras, la fractura está controlada, en vez de por una grieta macroscópica, por muchas microgrietas a lo largo del material. Existen situaciones en las que la mecánica de fractura puede explicar el comportamiento en fractura de los compuestos, pero no es menos cierto y se debe reconocer el poco éxito que las

ecuaciones clásicas de la mecánica de fractura, que aplicamos a los materiales homogéneos, tienen con estos materiales, salvo en el caso de la delaminación [44].

En la Figura 11 se aprecian diferentes maneras de fallo en fractura de los materiales compuestos. Una carga de tracción que produce el agrietamiento de la matriz puede generar que las fibras se rompan, que actúen de puentes uniando los bordes de agrietamiento de la matriz o que las fibras se despeguen de la propia matriz [44].

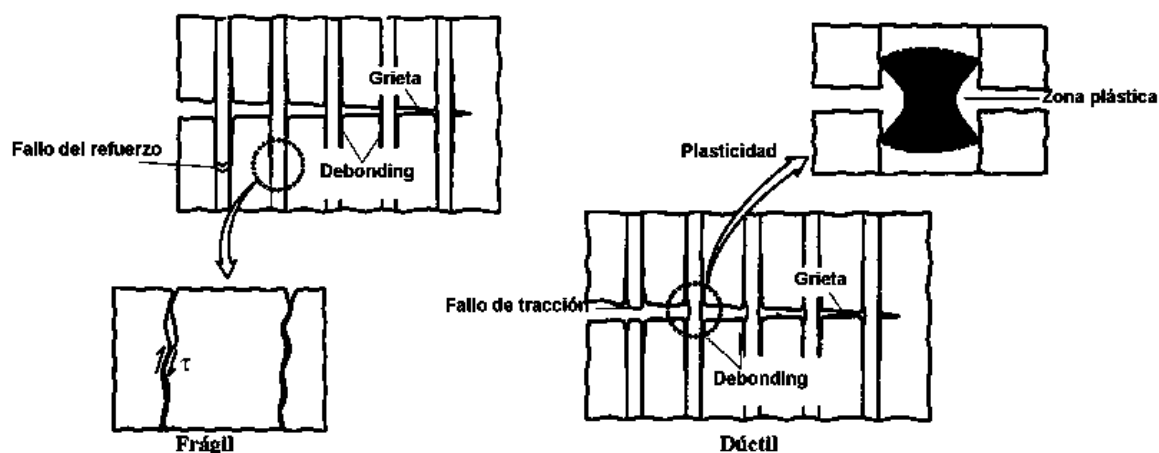


Figura 11. Esquema de algunos mecanismos de fractura en compuestos [44].

Pueden ocurrir micropandeos en las fibras a raíz de ser sometidas a un esfuerzo de compresión; las fibras se vuelven inestables en compresión debido a que la matriz polimérica es mas blanda que las fibras. Los esfuerzos de compresión también pueden producir delaminación por pandeo a nivel macroscópico, especialmente si el material contiene regiones delaminadas preexistentes [44].

Las matrices frágiles mejoran su tenacidad con el refuerzo, mientras que las matrices dúctiles pierden tenacidad, por el efecto de delaminación que se genera entre las fibras y la matriz como mecanismo de crecimiento de grieta [44].

2.4 Criterios de fallo en materiales compuestos

El concepto de “fallo” se puede definir muchas formas, la más notable es cuando existe una delaminación o una fractura. Sin embargo, una mejor definición sería “cuando el componente ya no puede cumplir la función para la que fue diseñado”, aquí se engloba una deformación extrema, así como una fractura total. La Figura 12 muestra la típica configuración de una lámina de material compuesto.

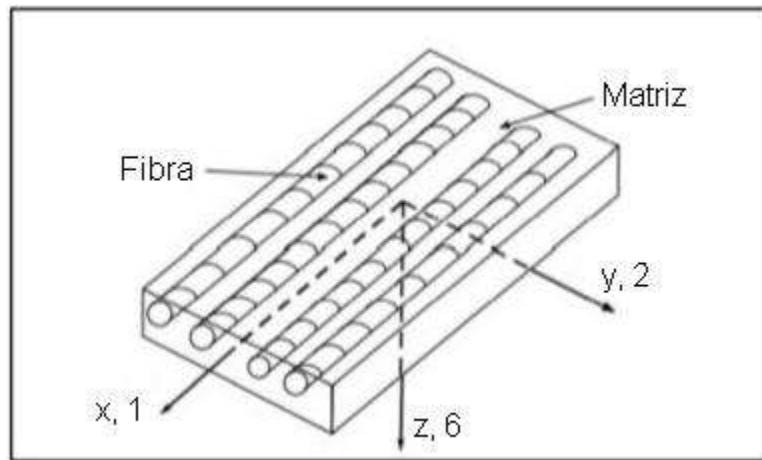


Figura 12. Lámina reforzada unidireccional con ejes locales x-y-z y ejes globales 1-2-6 [45].

La resistencia total de un laminado, está intrínsecamente relacionada con la resistencia de cada lámina individual. Se han desarrollado una infinidad de teorías para estudiar el fallo de láminas unidireccionales, las cuales se basan en la resistencia normal y a cortante. En el caso de una lámina unidireccional, hay dos ejes: uno paralelo a la dirección de las fibras y otro perpendicular, es decir, hay 4 parámetros de resistencia normal, para tensión X_T , Y_T y para compresión X_C , Y_C . Hay un último parámetro que es la resistencia al cortante de una lámina unidireccional y se denota por S . Los parámetros de resistencia no se pueden transformar tensorialmente directamente para una lámina cuyas fibras están orientadas. Las teorías de rotura o fallo se basan en encontrar primero las tensiones en los ejes locales y luego usar estos 5 parámetros de resistencia para saber si la lámina unidireccional ha fallado o no [45].

Para un material compuesto se tienen los siguientes criterios de fallo: Criterios de modo, Criterios de limite y Criterios interactivos, siendo el criterio de Tsai-Wu uno de los más relevantes de estos últimos. Este criterio está basado en el criterio de plastificación de materiales anisótropos de Hill, que a su vez está basado en el criterio de Von-Mises para materiales isótropos [45].

El software ANSYS de elemento finito, implementa el criterio de Tsai-Wu para materiales compuestos, debido que es muy simple de aplicar y que ayuda a predecir el fallo de materiales compuestos en muchos casos. La Figura 13 muestra la relación entre los coeficientes de Tsai-Wu y las resistencias a fallo.

- En 2D:

$$F_1\sigma_1 + F_2\sigma_2 + F_6\sigma_6 + F_{11}\sigma_1^2 + F_{22}\sigma_2^2 + F_{66}\sigma_6^2 + 2F_{12}\sigma_1\sigma_2 = 1$$

- En 3D:

$$F_{11}\sigma_1^2 + F_{22}[\sigma_2^2 + \sigma_3^2] + F_{44}\sigma_4^2 + F_{66}[\sigma_5^2 + \sigma_6^2] + 2F_{12}[\sigma_1\sigma_2 + \sigma_1\sigma_3] + 2F_{23}\sigma_2\sigma_3 + F_1\sigma_1 + F_2[\sigma_2 + \sigma_3] = 1$$

$\frac{F_{11}}{1}$	$\frac{F_{22}}{1}$	$\frac{F_{55}}{1}$	$\frac{F_{12}}{F_{12}\sqrt{F_{11}F_{22}}}$	$\frac{F_{23}}{F_{13}F_{22}}$	$\frac{F_{44}}{2[F_{22} - F_{23}]}$	$\frac{F_1}{\frac{1}{X_T} - \frac{1}{X_C}}$	$\frac{F_2}{\frac{1}{Y_T} - \frac{1}{Y_C}}$
$\frac{F_{11}}{X_T X_C}$	$\frac{F_{22}}{Y_T Y_C}$	$\frac{F_{55}}{S^2}$	$\frac{F_{12}}{F_{12}\sqrt{F_{11}F_{22}}}$	$\frac{F_{23}}{F_{13}F_{22}}$	$\frac{F_{44}}{2[F_{22} - F_{23}]}$	$\frac{F_1}{\frac{1}{X_T} - \frac{1}{X_C}}$	$\frac{F_2}{\frac{1}{Y_T} - \frac{1}{Y_C}}$

Figura 13. Relación entre los coeficientes de Tsai-Wu y las resistencias a fallo [45].

2.5 Ventanas y fuga espectral

A la hora de mostrar los datos se utilizaron dos tipos de ventanas dependiendo el caso, Hanning y Flatlop. Antes de profundizar en los detalles de cada ventana, es útil comprender la fuga espectral a la luz de las señales capturadas de manera periódica o no periódica. Cualquier dato de señal, según cómo se capture en el momento de la medición, es periódico o no periódico como se muestra en la Figura 14 [46].

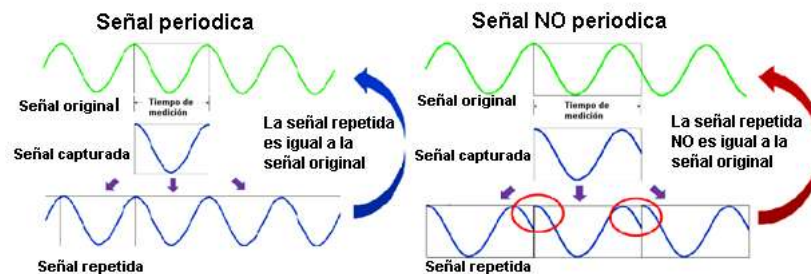


Figura 14. A la izquierda, Cuando se mide una señal periódicamente, la repetición y adición de la señal capturada recrea la señal original. A la derecha, ejemplo de un tiempo de medición de una señal sinusoidal que da como resultado características no periódicas [47].

Al realizar una transformada de Fourier en datos de medición, una ventana afecta a los datos periódicos y no periódicos de manera diferente:

- ❖ Periódica (no se necesita ventana): una señal capturada de manera periódica no requiere una ventana y la transformada de Fourier resultante no tiene fugas. La aplicación de una ventana altera la transformada de Fourier resultante e incluso crea fugas espectrales donde de otra manera no las habría.
- ❖ No periódica (se necesita una ventana): las ventanas se utilizan en señales que se capturan de manera no periódica para reducir la fuga espectral y acercarse a los resultados periódicos. Una ventana puede minimizar la fuga presente en una señal no periódica, pero no puede eliminarla [46].

La fuga espectral es un fenómeno en el que la energía de un componente de frecuencia se “fuga” hacia frecuencias cercanas en la salida de la Transformada de Fourier debido a ventanas de señal finitas. Las ventanas son un enfoque común para mitigar este problema [48].

Para reducir las fugas, se aplica a los datos una función matemática denominada ventana. Las ventanas están diseñadas para reducir al máximo el transitorio brusco en la señal recreada tal como se muestra en la Figura 15 [47].

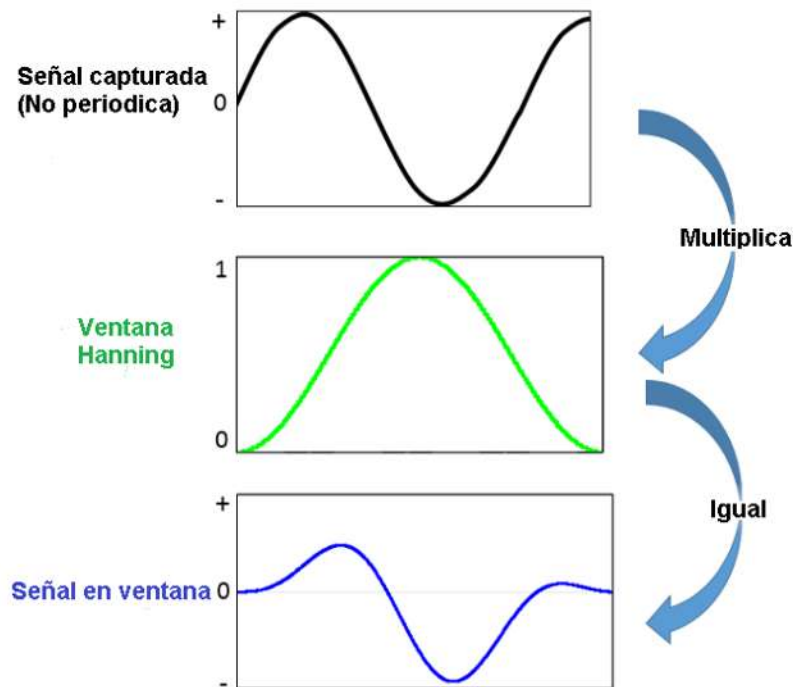


Figura 15. Una señal (arriba) se multiplica por una ventana (centro) dando como resultado una señal en ventana (abajo) [47].

2.5.1 Ventana Hanning

La ventana de Hanning se utiliza a menudo con datos aleatorios porque tiene un impacto moderado en la resolución de frecuencia y la precisión de amplitud del espectro de frecuencia resultante, especialmente cuando se comparan con los efectos de otras ventanas. El error de amplitud máximo de una ventana de Hanning es del 15 %, mientras que la fuga de frecuencia se limita normalmente a 1,5 líneas espectrales a cada lado de la señal de onda sinusoidal original. Si se utiliza la ventana de Hanning en una onda sinusoidal que se captura periódicamente, el error sería del 0 %. El error máximo del 15 % se produce cuando la onda sinusoidal se encuentra a mitad de camino entre dos líneas espectrales [46].

2.5.2 Ventana Flattop

La ventana Flattop tiene una mejor precisión de amplitud en el dominio de frecuencia en comparación con la ventana Hanning. El error máximo de amplitud de una ventana Flattop es inferior al 0,01 % [46].

La ventana Flattop también es sinusoidal, pero en realidad cruza la línea cero. Esto provoca un pico mucho más amplio en el dominio de frecuencia, que está más cerca de la verdadera amplitud de la señal que con otras ventanas [49].

La Figura 16 muestra el espectro de dos tonos capturados periódicamente. La curva verde tiene una ventana de Hanning aplicada y muestra dos tonos distintos con la amplitud correcta. La curva azul tiene una ventana Flattop aplicada y parece mostrar solo un tono. Esto se debe

a que la ventana Flattop crea una mayor cantidad de fugas en el dominio de frecuencia que la ventana de Hanning.

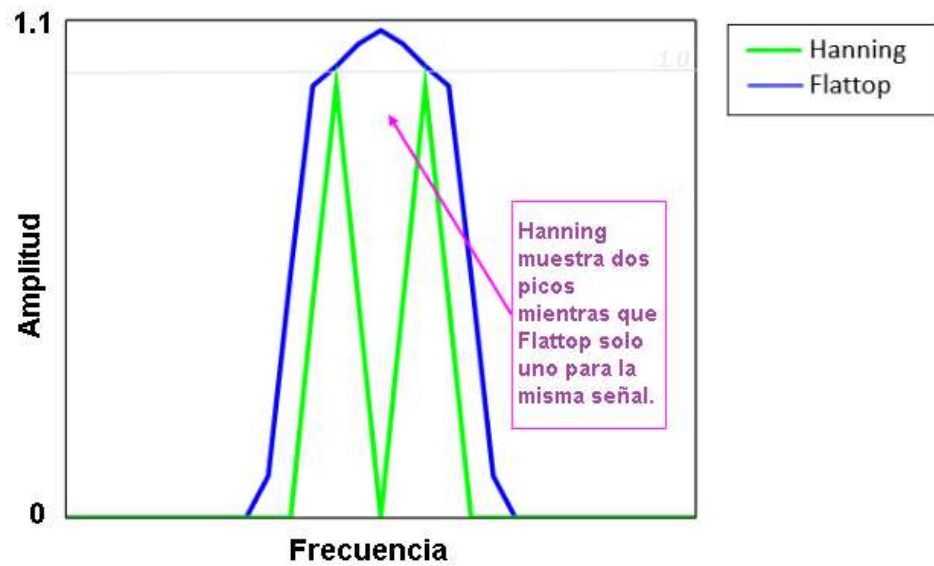


Figura 16. Comparación de como tratan una misma señal diferentes ventanas [46].

CAPÍTULO III. ANALISIS MODAL

Este capítulo trata sobre el análisis modal, el primer paso es realizar una simulación mediante software de elemento finito para después realizar el diseño de experimento para llevar a cabo el análisis modal en laboratorio de un aspa de turbina de baja capacidad. Aquí también se abordará la calibración del acelerómetro para poder realizar el análisis modal en laboratorio.

3.1 Análisis modal mediante simulación numérica de un álabe de un aerogenerador de 600 W

A partir de un modelo CAD de elementos “Shell” con las formas del perfil aerodinámico NACA 4412, el cual tiene una longitud de 950 mm y un ancho máximo de 200 mm, se construye el modelo de material compuesto mediante el módulo ACP Pre de ANSYS como se muestra Figura 17. Dicho módulo nos permite definir capas de materiales compuesto distintas; en este caso, fibra de vidrio con resina epoxi, material con el cual se construyen los álabes de turbinas eólicas debido a su relación peso/resistencia.

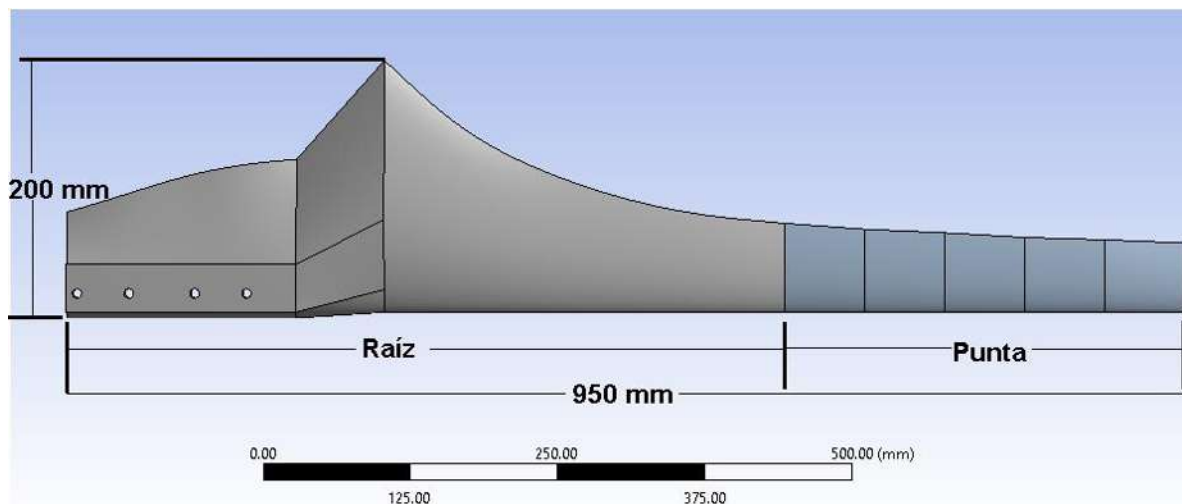


Figura 17. Modelo CAD 3D del álabe.

Para construir los laminados de fibra de vidrio/epoxi que componen el álabe, se utilizaron 3 capas uniaxiales para la raíz de 1 mm y 3 capas uniaxiales de 1 mm para la punta, teniendo así un espesor total de 3 mm para la raíz y 3 mm para la punta. Ver Figura 18.

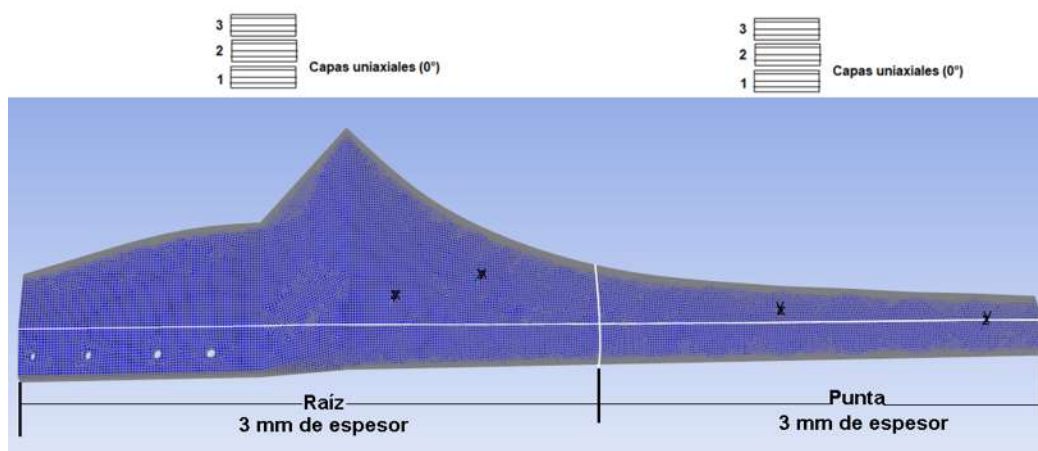


Figura 18. Distribución de laminados en el álabo.

Con relación al material empleado en la simulación, se toman los valores de Barnes et al. (2015), donde los autores realizan un análisis estructural en álabes para alta y baja velocidad de viento. Las propiedades de los materiales laminados se enlistan en la Tabla 1. Dicha tabla muestra los valores de las propiedades mecánicas de la lámina de fibra de vidrio bidireccional /epoxi a $\pm 45^\circ$ y de la lámina unidireccional de fibra de vidrio/epoxi [50].

Tabla 1. Propiedades de los materiales de las láminas de fibra de vidrio/epoxi [50].

Propiedad		$\pm 45^\circ$ ángulo lamina fibra de vidrio/epoxi	Unidireccional 90° lamina fibra de vidrio/epoxi
E_1	Modulo longitudinal, GPa	25	39
E_2	Modulo transversal, GPa	25	8.3
E_3	Modulo transversal, GPa	18	8.3
G_{12}	Modulo cortante, GPa	6.3	4.1
V_{12}	Razón de Poisson	0.38	0.26
$\bar{\sigma}_{1t}$	Resistencia a la tensión, MPa	511	1062
$\bar{\sigma}_{1c}$	Resistencia a la compresión, MPa	628	610
$\bar{\sigma}_{2t}$	Resistencia a la tensión, MPa	511	31
$\bar{\sigma}_{2c}$	Resistencia a la compresión, MPa	628	118
$\bar{\sigma}_{3t}$	Resistencia a la tensión, MPa	28	31
$\bar{\sigma}_{3c}$	Resistencia a la compresión, MPa	138	118
$\bar{\tau}_{12}$	Esfuerzo cortante en el plano, Mpa	790	72
ρ	Densidad, kg/m ³	1900	1900

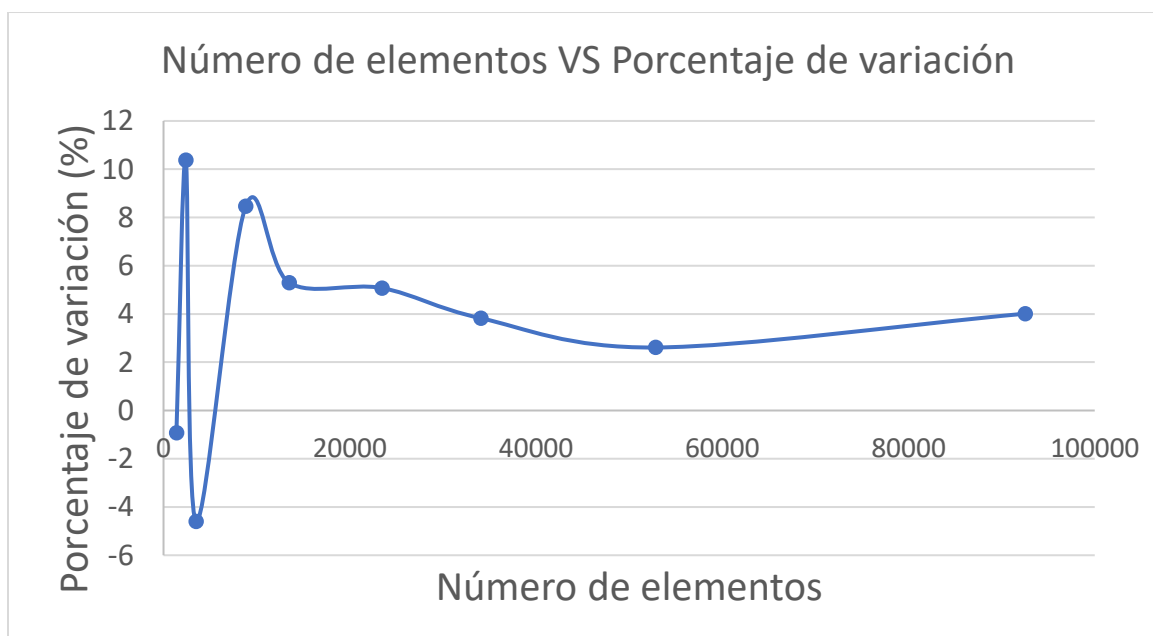
3.1.1 Estudio de convergencia de mallado

Para la simulación numérica por elemento finito, se debe tener en cuenta que una simulación más precisa requiere de un mayor número de elementos; es decir, una malla más refinada. Sin embargo, esto se ve limitado por los equipos de cómputo, ya que, al ser un

mayor número de elementos, el tiempo de cálculo incrementa o muchas veces la capacidad computacional no es capaz de resolver para el número de elementos excesivo. Para ello es necesario que se lleve a cabo un análisis de convergencia de malla; es decir, buscar el punto óptimo entre número de elementos y capacidad computacional. La Tabla 2 muestra las simulaciones hechas para distintos tamaños de elementos; se concluye que la malla ha convergido cuando el porcentaje de variación de tres resultados consecutivos es menor al 5% [51], en este caso el esfuerzo máximo de Von Misses, la Gráfica 1 lo muestra a manera de gráfico.

Tabla 2. Análisis de convergencia de malla.

Malla	Tamaño de elemento (mm)	Número de nodos	Número de elementos	Esfuerzo máximo de Von Misses (MPa)	Porcentaje de variación (%)
I	15	1104	1101	20.96	-
II	13	1386	1384	20.77	0.92
III	10	2365	2391	22.92	10.37
IV	8	3473	3498	21.87	4.60
V	5	8743	8824	23.72	8.46
VI	4	13377	13500	24.97	5.29
VII	3	23326	23471	26.24	5.07
VIII	2.5	33932	34096	27.24	3.82
IX	2	52688	52858	27.96	2.61
X	1.5	92347	92526	29.08	4.01



Gráfica 1. Gráfica de convergencia de malla.

3.1.2 Análisis modal

Una vez concluido el modelado del álabe en laminados de fibra de vidrio/epoxi, se procede a realizar el análisis modal, debiéndose primeramente llevar a cabo el mallado del álabe. Se insertó un método de mallado Quad/Tri y un método de tamaño promedio de elemento de 1.5 mm. La Tabla 3 muestra el espectro de calidad en los parámetros de malla y la Tabla 4 muestra las métricas del mallado.

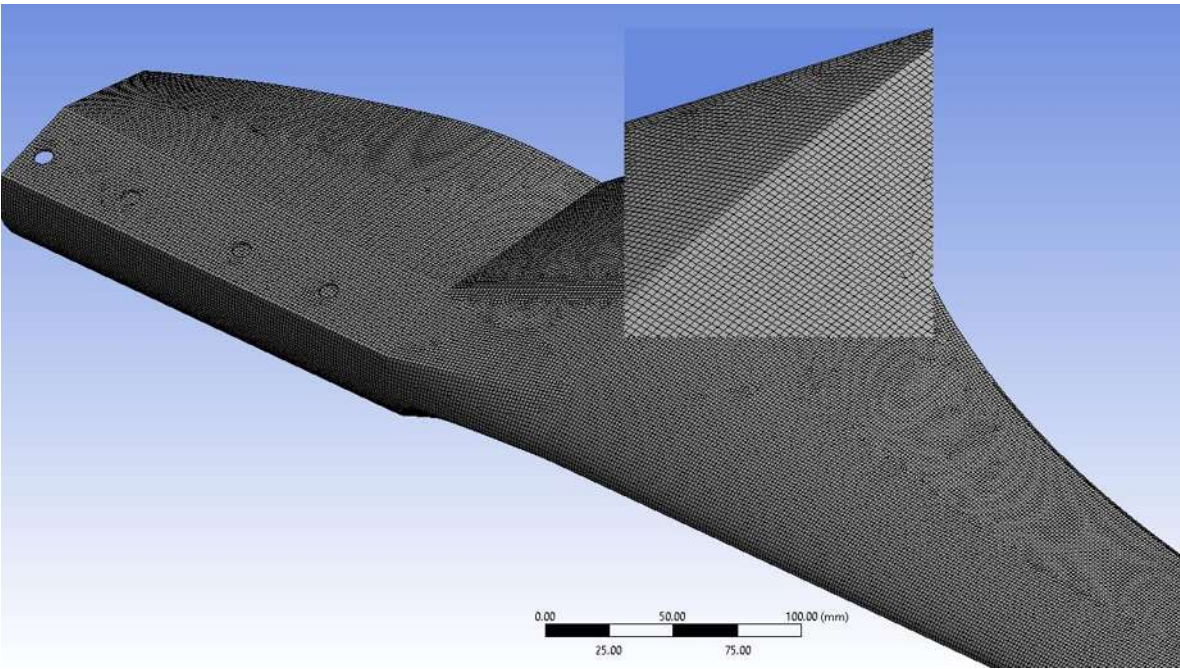


Figura 19. Mallado del álabe.

Tabla 3. Espectro de calidad en los parámetros de malla [52].

Parámetro	Espectro de parámetro de malla
Calidad de elemento	01 MaloPerfecto
Relación de aspecto	1∞ PerfectoMalo
Esquinamiento	01 PerfectoMalo

Tabla 4. Parámetros del mallado.

Parámetro	Promedio	Calidad
Tamaño de elemento	1.5 mm	-
Tipo de elemento	Quad4	-
Número de nodos	92347	-
Número de elementos	92526	-
Calidad de elemento	0.9552	Excelente
Relación de aspecto	1.0412	Excelente
Esquinamiento	0.0050	Excelente

Por último, antes de realizar la simulación se tiene que colocar una restricción fija al álabe para proceder a realizar el cálculo de las frecuencias naturales y los modos de vibración, como se muestra en la Figura 15.

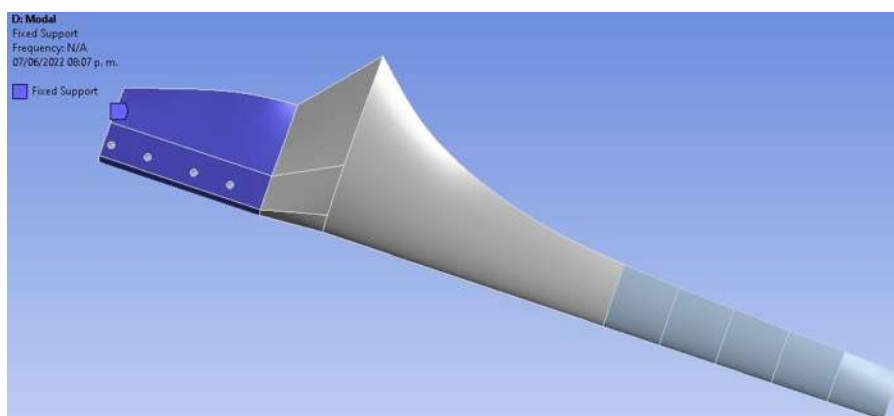


Figura 20. Empotramiento del álabe.

En la Tabla 5 se muestran los resultados obtenidos para las primeras 6 frecuencias naturales, ya que son las más bajas, y, por lo tanto, las más probables de alcanzar durante la vida útil del álabe.

Tabla 5. Resumen de las frecuencias naturales del álabe.

Modo	Frecuencia natural en Hz
1	20.505
2	86.242
3	95.837
4	206.48
5	346.13
6	373.21

La Figura 21 muestra los modos obtenidos de vibración del álabe:

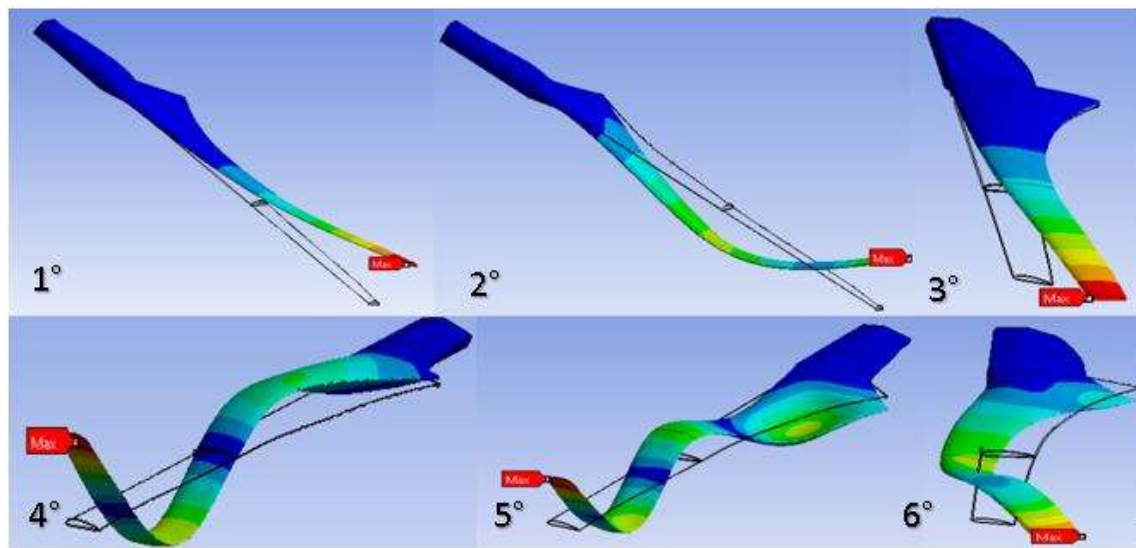


Figura 21. Modos de vibración del aspa.

3.2 Análisis modal en laboratorio

Para poder realizar el análisis modal en laboratorio, es necesario el uso de un acelerómetro, ya que, entre muchas cosas, nos permiten conocer la frecuencia natural de oscilación de una estructura cuando esta es excitada por una fuerza externa, también se requiere el uso de una tarjeta de adquisición de datos que hará de conexión entre el acelerómetro y la computadora que debe tener instalado el software para el procesamiento y tratamiento de las señales enviadas por el acelerómetro. También se diseñó y manufacturó un péndulo de impacto para realizar las pruebas, garantizando así, golpear siempre el mismo punto y con la misma fuerza. El primer paso consiste en la selección del acelerómetro, para este trabajo se optó por el acelerómetro de 3 ejes ADXL335, el cual se muestra en la Figura 22 y su ficha técnica en el Anexo A.

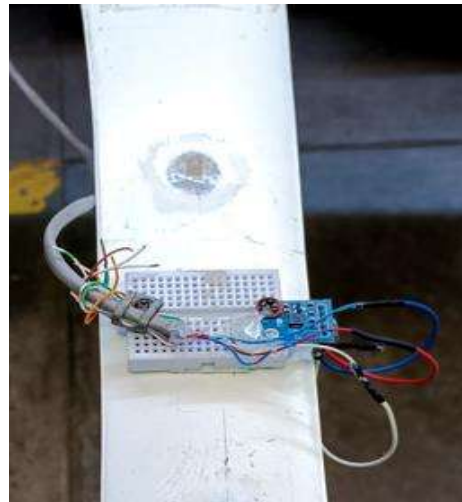


Figura 22. Acelerómetro ADXL335.

El siguiente paso es seleccionar una tarjeta de adquisición de datos, en este caso me decanté por la Arduino Mega 2560, para más información ver Anexo B.

El último paso consiste en la selección del software, que para este caso fue LabView, en su versión de prueba. El cual consiste de dos ventanas, un panel frontal, que es una interfaz SCADA (Supervisory Control and Data Acquisition, por sus siglas en inglés), donde se encuentran controles e indicadores que permiten la interacción con el usuario y la visualización de datos. Además, cuenta con otro panel en el cual muestra el lenguaje de programación que se realiza mediante bloques. El software mencionado genera archivos con extensión .vi, es decir virtual instrument, dichos archivos se componen de dos ventanas: panel frontal y diagrama de bloques, cuyo aspecto se muestra en la Figura 23.

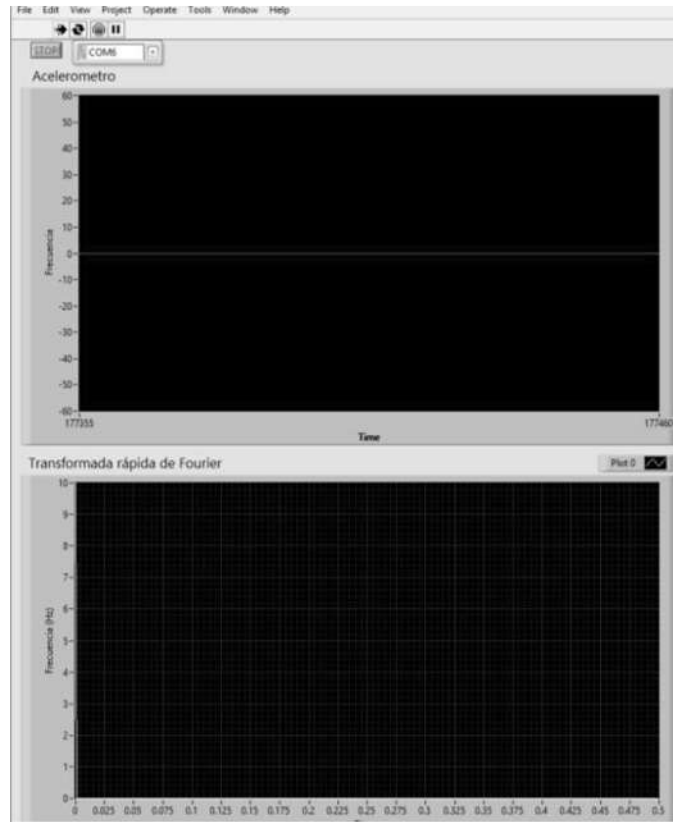


Figura 23. Ventana del Panel frontal de LabView.

Se realizó la programación para tratar la señal enviada por el acelerómetro y pasar la misma del dominio del tiempo, al dominio de la frecuencia (ver Figura 24). Esto con la finalidad de poder observar cuál es su valor en Hertz (Hz).

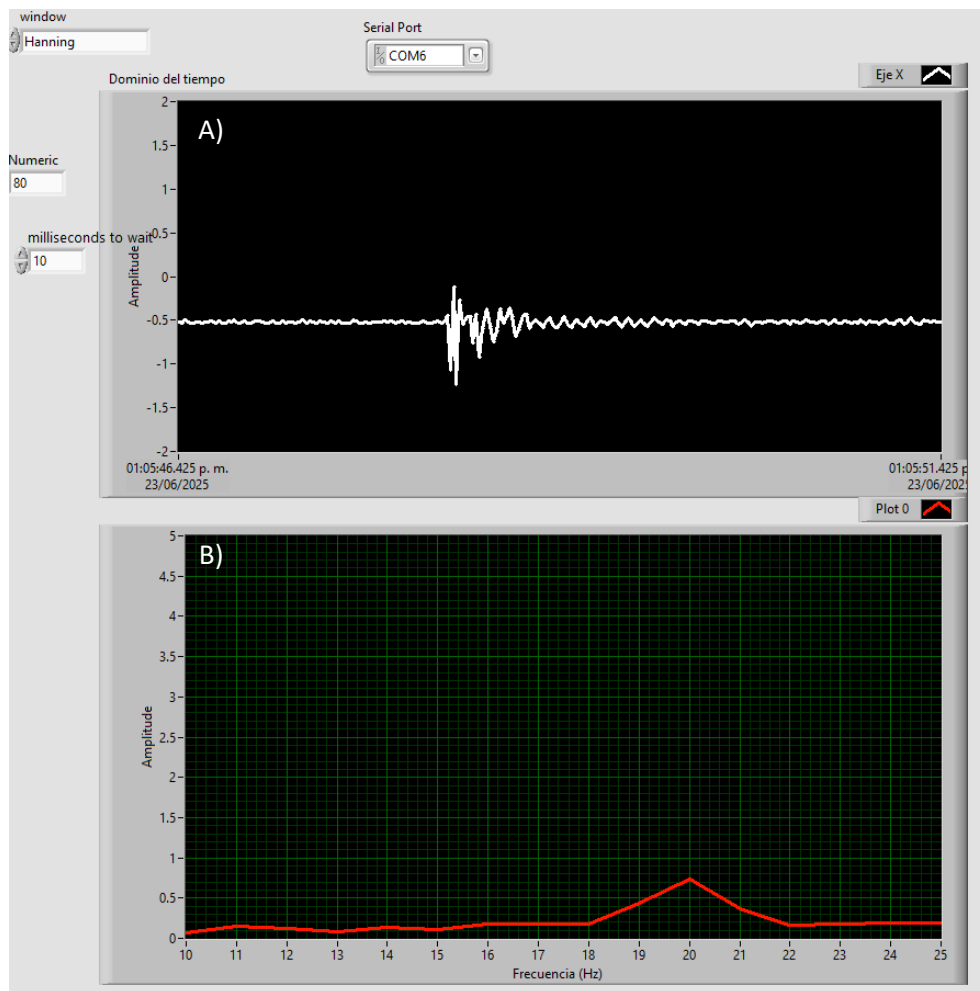


Figura 24. A) Señal en el dominio del tiempo. B) Señal en el dominio de la frecuencia.

3.2.1 Diseño y manufactura de un péndulo de impacto para pruebas modales

Antes de pasar a las pruebas para la calibración del acelerómetro, se diseñó un modelo CAD para un péndulo de impacto para su posterior manufactura e instalación (ver Figura 25). Esto para asegurar golpear siempre el mismo punto y con la misma intensidad de fuerza, garantizando así unas pruebas homogéneas. El péndulo consta de 2 placas paralelas de acero de 3.175 mm de espesor (1), un mazo de goma para impactar (2), unos barrenos para ajustar la altura y la fuerza del impacto (3), 4 soportes con altura ajustable (4) y unas placas con perforaciones soldadas en la parte inferior de los soportes para sujetarlo al piso (5). La Figura 26 muestra la vista lateral y frontal de forma más detallada. Para información más detallada, consultar Anexo C.

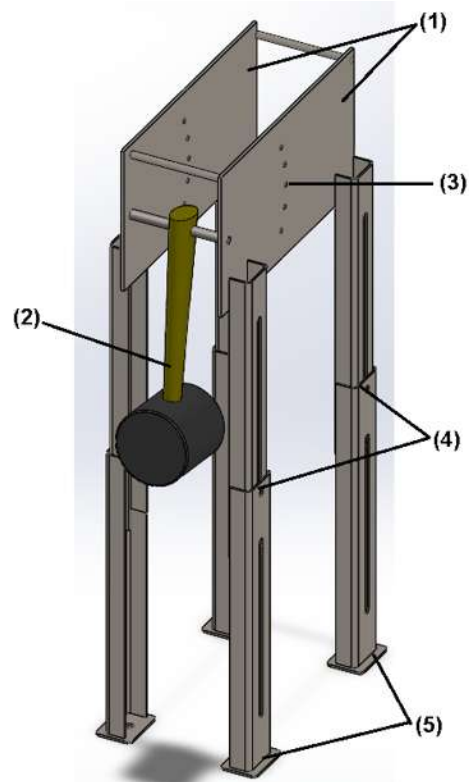


Figura 25. Modelo CAD del péndulo de impacto.

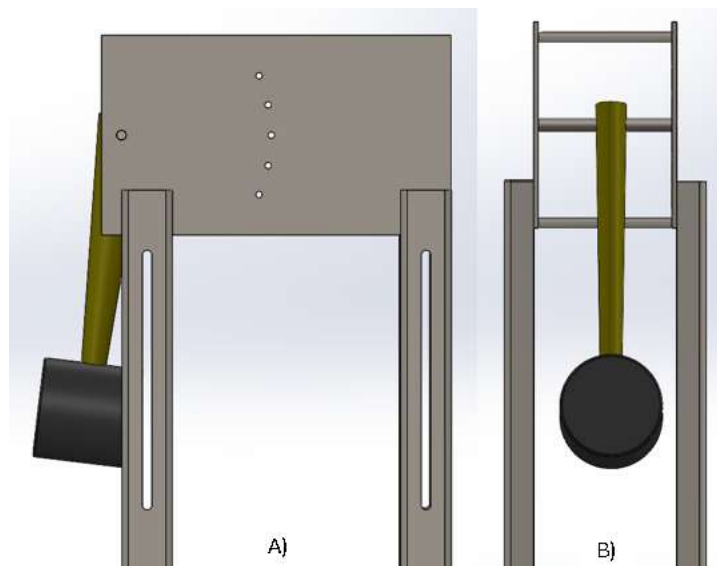


Figura 26. A) Vista lateral del péndulo. B) Vista frontal del péndulo.

El péndulo se ensambla y calibra como lo muestra la Figura 27.



Figura 27. Péndulo instalado.

3.2.2 Calibración del acelerómetro

Para calibrar el acelerómetro se utilizaron soleras de acero de distintos espesores de 1000 mm de largo ya fijadas y 25.4 mm de ancho, y de espesor 6.35mm, 4.763mm y 3.175mm, con la forma que se muestra en la Figura 28. Primero se realiza un análisis modal de las soleras de acero mediante software de elemento finito en dos softwares diferentes para conocer su primera frecuencia natural y el modo en que vibra. Para ello se modelan las soleras, se mallan, se colocan las condiciones de frontera (que solo es una superficie fija para el análisis modal) y utilizando las propiedades del acero que se muestran en la Tabla 6 se realizan las simulaciones y se obtienen los resultados, los cuales se muestran en la Tabla 7. Cabe recalcar que lo que se busca replicar en laboratorio es solamente la primera frecuencia natural (ver Figura 29), ya que es la más probable de alcanzar con el mecanismo para las pruebas de fatiga.



Figura 28. Viga en voladizo.

Tabla 6. Propiedades del acero empleadas en la simulación numérica.

Propiedad	Valor
Densidad	7850 kg/m ³
Módulo de Young	2E+11 Pa
Coefficiente de Poisson	0.3
Módulo cortante	7.6923E+10 Pa

Tabla 7. Dimensiones y primera frecuencia natural obtenida por simulación de las soleras de acero.

Medidas solera			ANSYS (Hz)	SolidWorks (Hz)
L (mm)	b (mm)	h (mm)		
1000	25.4	6.350	5.1801	5.1848
1000	25.4	4.763	3.8870	3.8880
1000	25.4	3.175	2.5921	2.5927

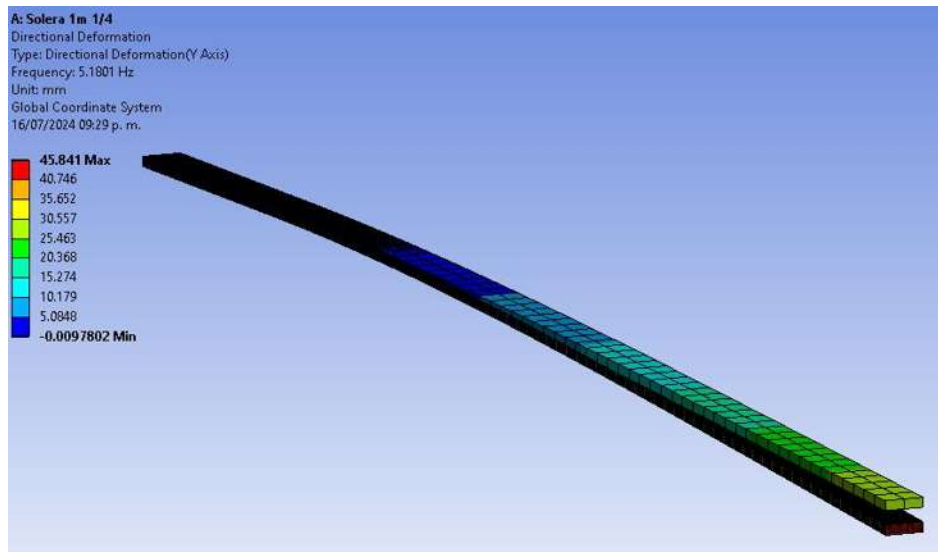


Figura 29. Primera frecuencia natural para la solera de 6.35 mm (flexión).

Conocidos los valores de la primera frecuencia natural y su forma modal, se realizó la calibración del acelerómetro utilizando la siguiente metodología: se alineó la estructura con el péndulo y se ajustó la altura del mazo, se dejó impactar una sola vez para no meter ruido a la señal, se dejó oscilar libremente y registró la lectura. Se repitió este procedimiento varias veces hasta tener datos suficientes para obtener así un promedio, la Figura 30 muestra la metodología utilizada a manera de diagrama de flujo.

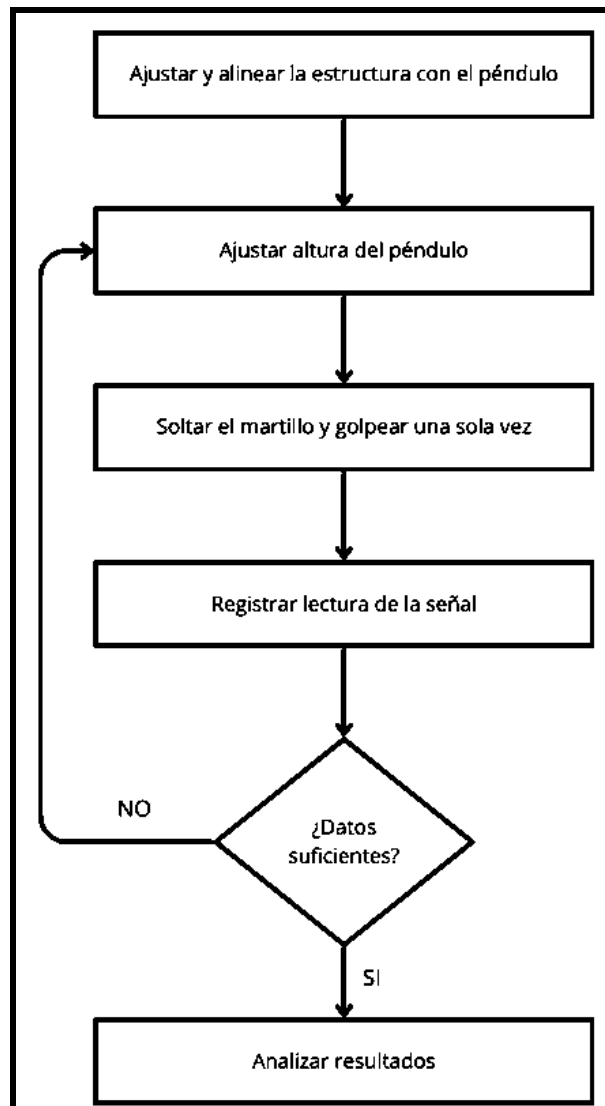


Figura 30. Metodología para realizar las pruebas modales en laboratorio.

3.2.3 Análisis experimental

Se realizaron pruebas en la solera de 1000 mm de largo, 25.4 mm de ancho y 6.35 mm de espesor. Se hicieron un total de 40 pruebas y se aplicó una ventana Hanning, obteniendo repetibilidad en el experimento, en la Figura 31 se muestran 4 de las 40 pruebas realizadas donde se observa un comportamiento similar y un pico más sobresaliente en los 5 Hz. Recordemos que en la Tabla 7 para esta solera la simulación numérica arrojó un valor de 5.18 Hz. Se observa una correspondencia entre el valor obtenido en laboratorio y el obtenido por simulación numérica con un error medio relativo de 3.8616 %.

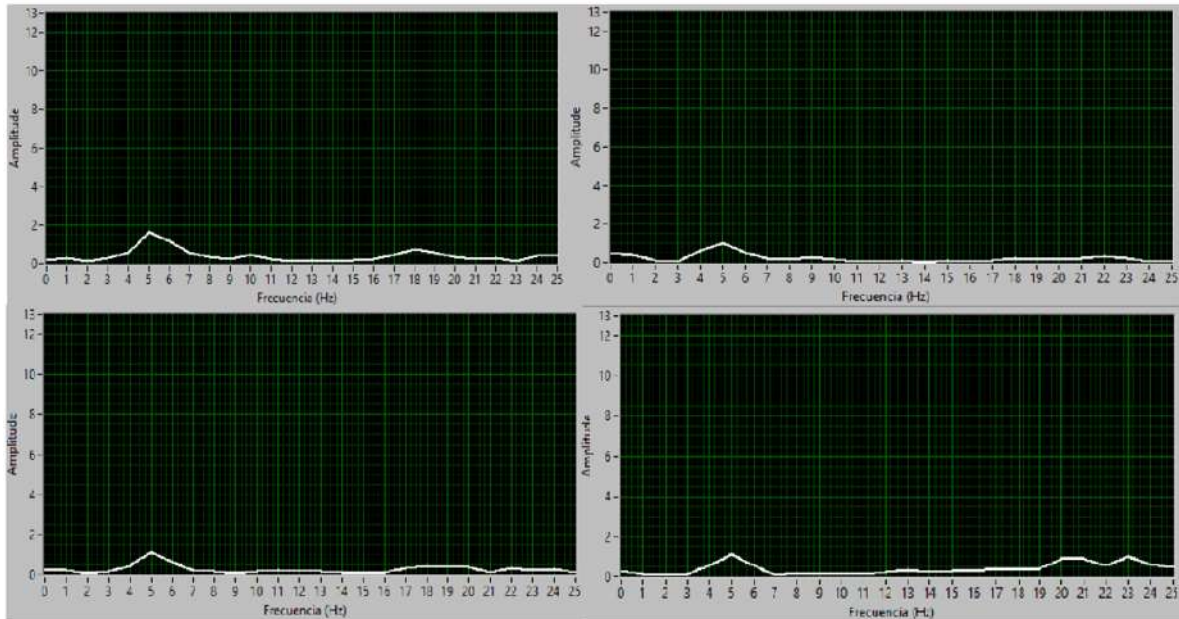


Figura 31. Resultados en el espectro de la frecuencia para la solera de 1mx25.4mmx6.35mm.

A continuación, se muestran 4 de los 40 resultados obtenidos para la solera de 1000 mm de largo, 25.4 mm de ancho y 4.763 mm de espesor, aplicando también una ventana Hanning. Se puede observar en la Figura 32 un pico en 4 Hz, lo cual nos indica la primera frecuencia natural ronda por ese valor, recordando que la frecuencia obtenida por simulación numérica fue de 3.88 Hz (ver Tabla 7), teniendo un error medio relativo de 1.9053%.

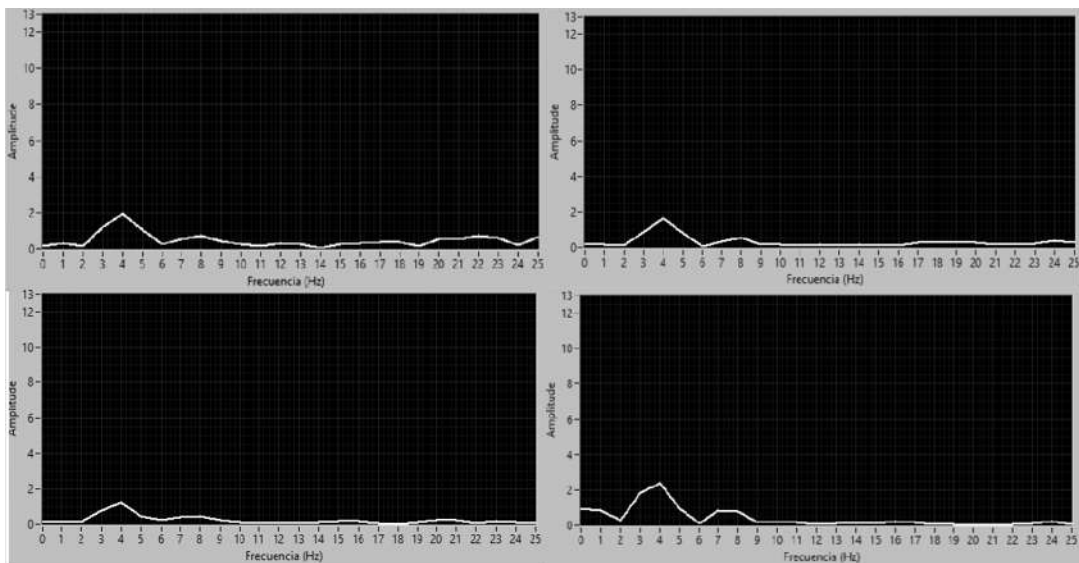


Figura 32. Resultados en el espectro de la frecuencia para la solera de 1mx25.4mmx4.763mm.

Por último, la Figura 33 muestra los resultados obtenidos para la solera de 1000 mm de largo, 25.4 mm de ancho y 3.175 mm de espesor. Para esta solera en específico, la simulación numérica arrojó un valor de 2.5920 Hz, al momento de hacer las pruebas y con una venta Hanning aplicada, el sensor arrojaba valores de 2 o 3 Hz, por lo tanto, se cambió a una

ventana Flattop con la cual mostró un valor entre medio de 2 y 3 Hz. Se observa una forma de onda horizontal entre 2 y 3 Hz, dando a entender que el valor se encuentra justo a la mitad entre esos valores, es decir, 2.5 Hz, con un error medio relativo de 0.6640%.

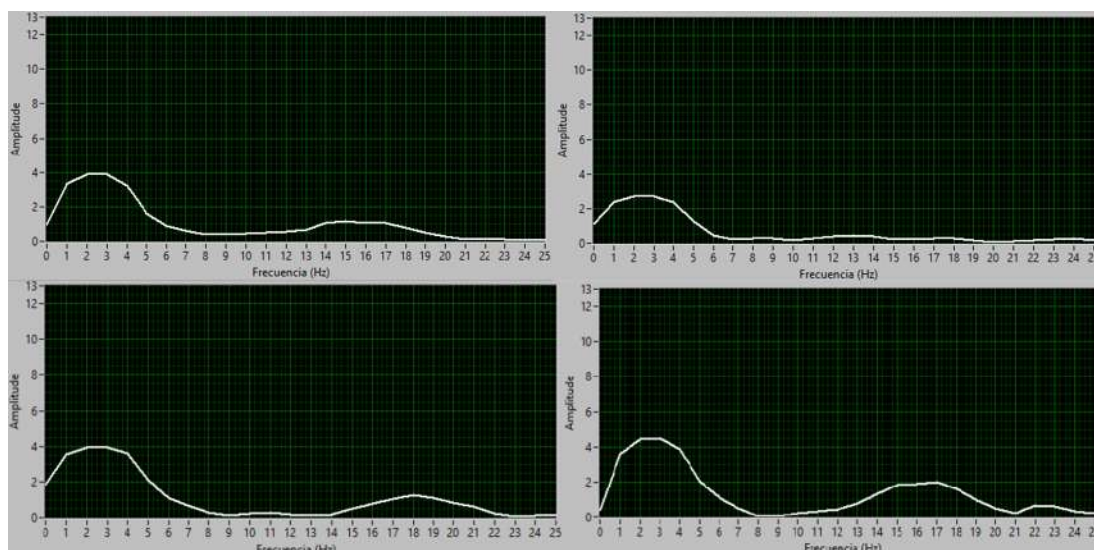


Figura 33. Resultados en el espectro de la frecuencia para la solera de 1mx25.4mmx3.175mm.

La Tabla 8 resume los resultados obtenidos mediante simulación numérica y los obtenidos mediante las pruebas de laboratorio, así como el error medio relativo en porcentaje para cada caso.

Tabla 8. Primeras frecuencias naturales obtenidas mediante simulación numérica y en laboratorio.

Dimensiones de las soleras	Simulación numérica (Hz)	Pruebas de laboratorio (Hz)	Error medio relativo (%)
1000mmx25.4mmx6.35mm	5.1801	4.9875±0.02	3.8616
1000mmx25.4mmx4.763mm	3.8870	3.9625±0.05	1.9053
1000mmx25.4mmx3.175mm	2.5921	2.5750±0.10	0.6640

Como se pudo observar y, para resumir, para la solera de 6.35 mm de espesor, se obtuvo un error medio relativo de 3.8615%, para la de 4.763 mm, se obtuvo 1.9053% de error y para la solera de 3.175 mm fue de 0.6640%, lo cual es indicativo que el acelerómetro está bien calibrado. Pero antes de hacer el análisis modal en laboratorio del aspa, se optó por hacer mediciones en vigas de madera, esto debido a que la madera es un material fibroso y ortotrópico, más parecido a la fibra de vidrio/epoxi que el acero [53]. Esto con la finalidad de saber si el acelerómetro se sigue comportando con la misma precisión en materiales distintos.

3.3 Pruebas en madera

Siguiendo la misma metodología que se utilizó para calibrar el acelerómetro con las soleras de acero, se realizó el análisis modal a tres vigas de diferentes especies de madera como lo son el Pino (*Pinus pseudostrobus*), Encino blanco (*Quercus scytophylla*) y Cedro (*Cedrela odorata*), las cuales se inspeccionaron de manera visual, esto con la finalidad de que tuvieran la mínima cantidad de desperfectos superficiales posible, siendo la de Cedro la que contaba con algunos desperfectos, pero siendo estos mínimos. El Pino y el Cedro se seleccionaron debido a su disponibilidad en la región y sobre todo porque al manufacturar aspas de turbinas de baja capacidad, se buscan maderas con buena relación resistencia-peso. Las vigas de madera tienen la misma forma que las soleras de acero (ver Figura 28).

El primer paso consiste en obtener la primera frecuencia natural mediante simulación por elemento finito para poder compararla con la que se obtiene de manera experimental. Para poder realizar la simulación, en este caso un análisis modal, solo se requiere de datos geométricos, es decir el modelo CAD (la Tabla 9 muestra las dimensiones), definir las condiciones de frontera (empotramiento), realizar el mallado (Tabla 10), definir el módulo de elasticidad y la densidad del material, en este caso se modeló como material isotrópico ya que al ser vigas esbeltas ($\text{longitud} \gg \text{espesor}$) la mayor contribución a la rigidez la aporta el módulo de Young longitudinal [54].

Tabla 9. Dimensiones de las vigas de madera.

Madera	L (m)	b (m)	h (m)
Pino	0.8720	0.2080	0.0300
Encino	0.9000	0.2000	0.0254
Cedro	0.9000	0.2000	0.0300

Tabla 10. Métricas del mallado.

Parámetro	Pino	Encino	Cedro
Tipo de elemento	Hex20	Hex20	Hex20
Número de elementos	44507	36860	43401
Número de nodos	203584	170730	199058
Tamaño de elemento	5 mm	5 mm	5 mm
Calidad de elemento	0.9950	0.9758	0.9965
Relación de aspecto	1.0470	1.6879	1.0600
Esquinamiento	0.0205	0.0419	0.0098

La Tabla 11 muestra el módulo de elasticidad y la densidad para el Pino [55], la densidad del Encino [56], el módulo de elasticidad del Encino y Cedro, así como su densidad [57].

Tabla 11. Propiedades físicas de las vigas de madera utilizadas en la simulación.

Madera	Módulo de elasticidad (MPa)	Densidad (kg/m³)
Pino (<i>Pinus pseudostrobus</i>)	8947	479
Encino blanco (<i>Quercus scytophylla</i>)	21551	933
Cedro (<i>Cedrela odorata</i>)	10604	462

Se corre la simulación y se analizan los resultados, los cuales se usan para reproducir esa forma de vibración en laboratorio, la Tabla 12 muestra los resultados y la Figura 34 muestra los resultados para la primera frecuencia natural del pino, donde podemos observar cómo flexiona la viga.

Tabla 12. Resultados para la primera frecuencia natural.

Madera	Primera frecuencia natural (Hz)
Pino	27.87
Encino	24.08
Cedro	28.99

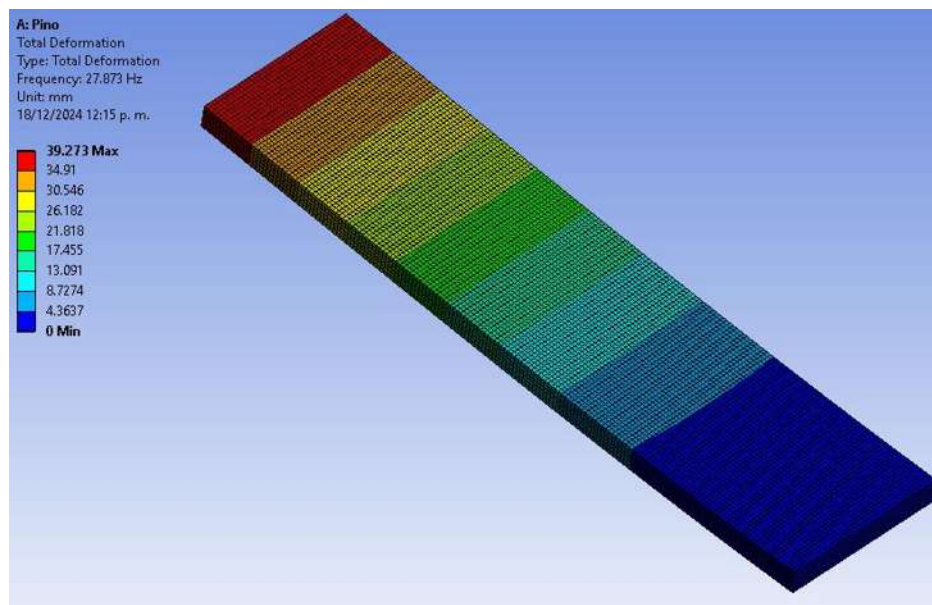


Figura 34. Primera frecuencia natural del Pino (flexión).

Se mide la frecuencia natural en laboratorio mediante el uso del acelerómetro ADXL335. La configuración en laboratorio se muestra en la Figura 35, donde podemos observar de izquierda a derecha, la computadora con LabView (A), la tarjeta Arduino Mega2560 (B), la viga de madera (C) con el acelerómetro fijado (D) y el péndulo excitador (E). Ya teniendo la configuración lista se realizan las pruebas modales en laboratorio, excitando la viga con un impacto del martillo del péndulo, la señal es captada por el acelerómetro y enviada a la computadora mediante la tarjeta Arduino Mega2560 y visualizándola en el panel frontal de LabView.

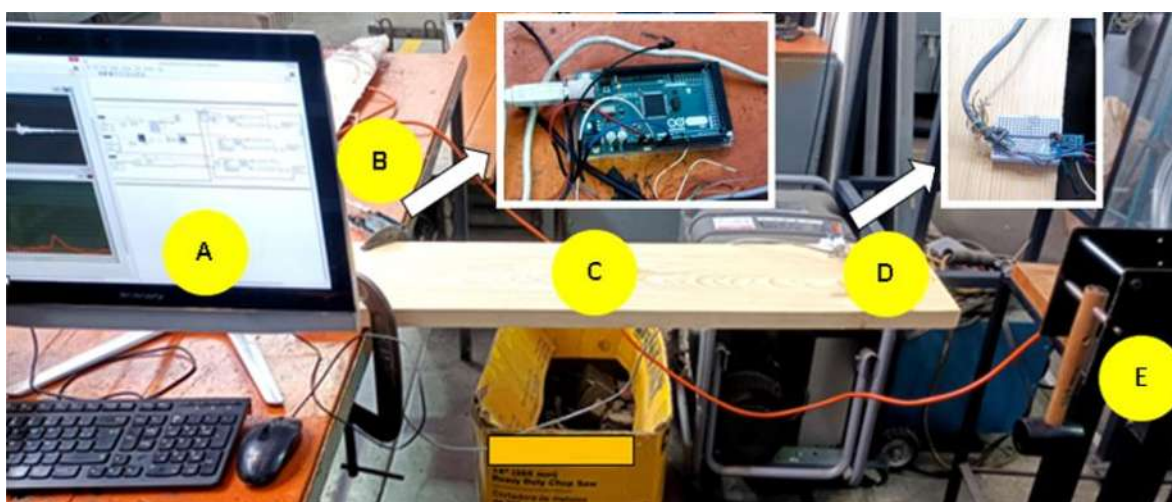


Figura 35. Configuración en laboratorio para el análisis modal.

Se lleva a cabo el estudio modal en laboratorio para 6 muestras de madera, 2 de pino, 2 de encino y 2 de cedro, realizándose 25 pruebas para cada una de las muestras, dando un total de 50 pruebas por cada tipo de madera. Se registraron las variables de temperatura ambiente,

temperatura de la madera, y humedad durante el desarrollo de la experimentación. Ya teniendo los datos, se analizan estadísticamente obteniendo el promedio y el coeficiente de variación el cual nos indica si hubo repetibilidad en el experimento. La Tabla 13 resume los resultados obtenidos en laboratorio utilizando una ventana Hanning para todos los casos.

Tabla 13. Primera frecuencia natural. μ =promedio.

Madera	Primera frecuencia natural (Hz)	Coeficiente de variación (%)	Humedad (%)		Temperatura ambiente (°C)		Temperatura madera (°C)	
			Inicio	Fin	Inicio	Fin	Inicio	Fin
Pino	$\mu=28.40$	3.10	64	61	19.6	21.3	21.2	22.1
Encino	$\mu=23.84$	3.86	60	60	20.8	20.8	22.7	21.4
Cedro	$\mu=27.14$	3.26	63	62	20.0	20.1	20.2	21.1

Como podemos observar, hay correspondencia entre los valores obtenidos en laboratorio con los obtenidos mediante simulación numérica (Tabla 12), teniendo un error medio relativo de 1.86% para el Pino, 1.00% para el Encino y 6.81% para el Cedro. Esto nos indica que el acelerómetro está calibrado correctamente, lo siguiente es realizar el análisis modal a un aspa de turbina eólica.

3.4 Análisis modal en laboratorio de un aspa de turbina de 600 W

Calibrado el acelerómetro se procede a realizar el análisis modal en laboratorio del aspa de turbina de viento de baja capacidad. Recordando que el análisis modal ya se había realizado en el capítulo 3.1 mediante simulación por elemento finito obteniendo un valor de 20.505 Hz y flexionando el aspa como lo muestra la Figura 36.

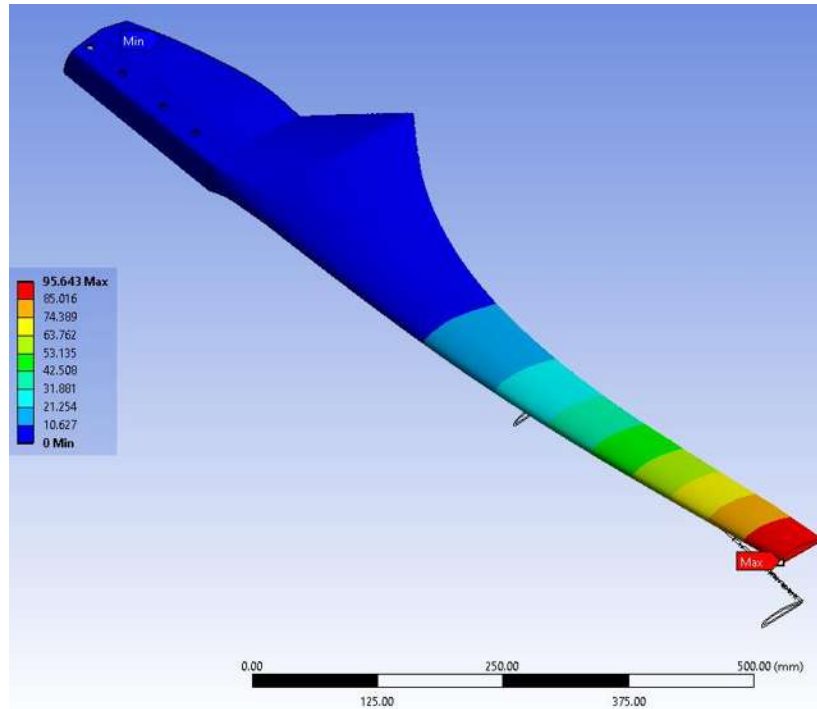


Figura 36. Primera frecuencia natural, con un valor de vibración de 20.505 Hz.

Ahora en laboratorio toca replicar ese modo de vibración con ayuda del péndulo excitador, la configuración en laboratorio se puede observar en la Figura 37, donde podemos apreciar, de izquierda a derecha, el láser que se utilizó para alinear el péndulo con el aspa (A), el péndulo excitador (B), el aspa con el acelerómetro montado (C) y este a su vez conectado a la tarjeta Arduino que está conectada a la computadora para el procesamiento de las señales.

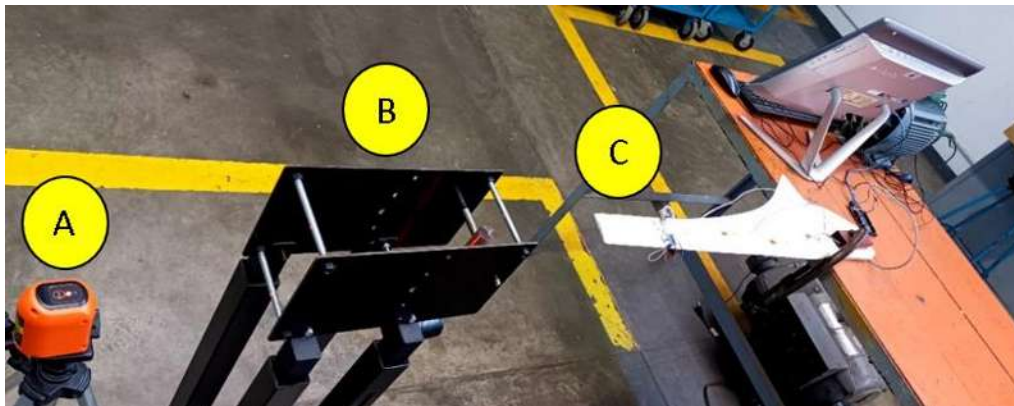


Figura 37. Configuración en laboratorio para realizar las pruebas modales.

Se realizaron 60 pruebas de impacto y se analizaron los resultados, se hicieron pruebas aplicando la ventana tipo Hanning (en la Figura 38 se muestran 4 resultados) y otras pruebas con una ventana Flatop (4 resultados en la Figura 39).

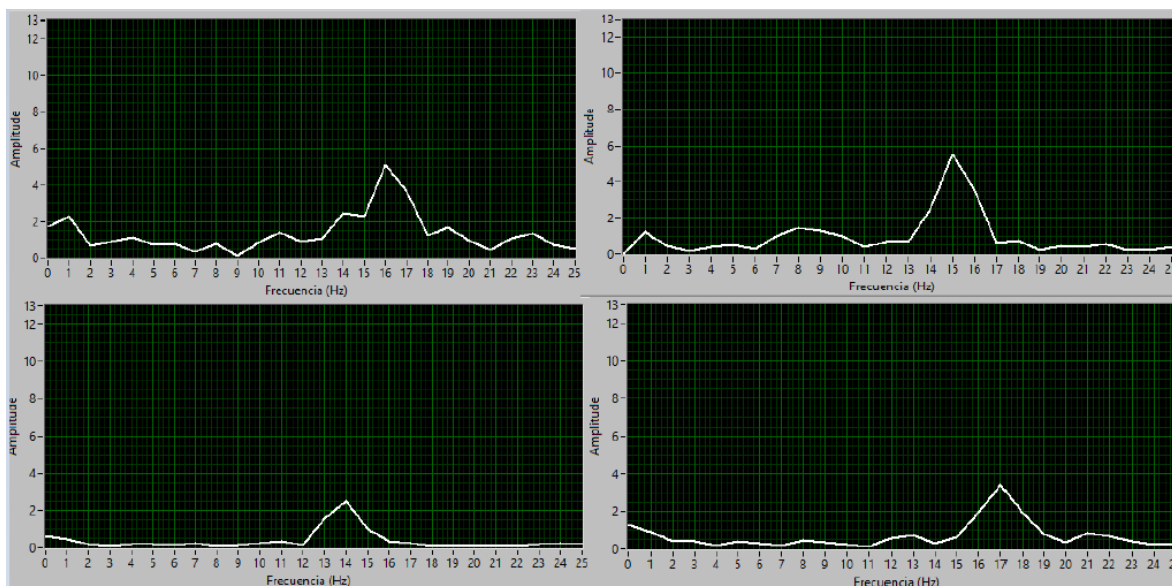


Figura 38. Resultados obtenidos con la ventana Hanning.

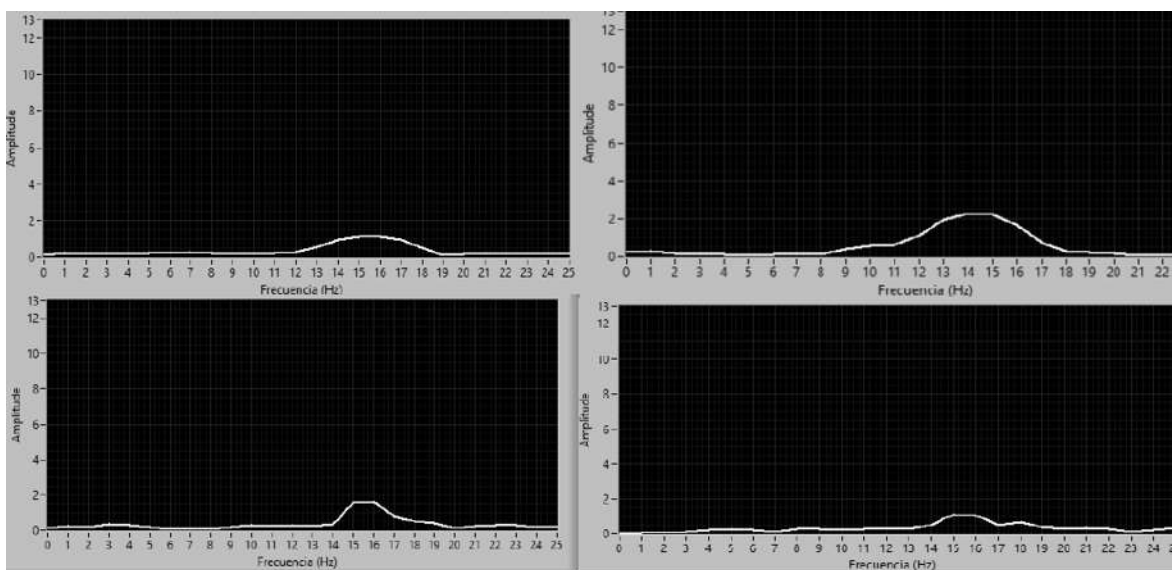


Figura 39. Resultados obtenidos con la ventana Flatop.

Al final se promediaron los resultados de las 60 muestras obtenidas para calcular la frecuencia natural del asa, así como también el coeficiente de variación, la Tabla 14 muestra los resultados obtenidos.

Tabla 14. Resultados obtenidos del análisis modal en laboratorio.

Medidas de tendencia central y dispersión	Valor
Promedio (Hz)	15.2241±0.13
Coefficiente de variación (%)	3.54

Como podemos observar, el valor de la frecuencia natural es de 15.2241 Hz. Cabe recordar, que el valor obtenido por simulación numérica fue de 20.505 Hz, es decir, un error medio relativo de 34.68%. Esta diferencia puede deberse a un relleno de espuma de poliuretano que le introdujeron al aspa durante su manufactura y es bien conocido que las espumas son buenas amortiguando vibraciones, esa podría ser la razón por la que se obtuvo un valor más bajo de la frecuencia natural que el obtenido mediante simulación numérica la cual es un modelo totalmente hueco.

CAPÍTULO IV. DISEÑO DEL MÓDULO ESTÁTICO

En este capítulo se aborda lo relacionado al diseño, manufactura y pruebas de funcionalidad del módulo estático, así como los resultados obtenidos, el cual se calculó y diseñó con base en la norma IEC 61400-2, con las condiciones de operación normal del álabe.

4.1 Norma IEC 61400-2

La Norma IEC 61400-2 trata de la seguridad, el aseguramiento de la calidad y la integridad de la ingeniería y especifica los requisitos para la seguridad de los aerogeneradores pequeños (AP), incluyendo el diseño, la instalación y el mantenimiento, así como la explotación en condiciones externas específicas, su propósito es fijar un nivel apropiado de protección contra daños por riesgos causados en estos sistemas durante su vida útil [58].

La IEC 61400-2, abarca el diseño, la adquisición, la fabricación, la instalación, la operación y el mantenimiento de turbinas de viento de baja potencia y todos sus componentes, también requiere que se cumpla con la serie de normas ISO 9000 [58].

4.1.1 Sistema de coordenadas para un aerogenerador de eje horizontal

En la Figura 40 se muestra el sistema de ejes para un aerogenerador de eje horizontal de acuerdo con la Norma IEC 61400-2. Además, se deben tomar las siguientes consideraciones:

Eje

- x_{eje} es tal que un momento positivo del eje x actúa en la dirección de giro.
- y_{eje} y z_{eje} no se utilizan.
- El sistema de ejes del eje gira con la góndola [58].

Álabe

- x_{eje} es tal que el momento positivo del eje x actúa en la dirección de giro.
- y_{eje} es tal que el momento positivo actúa flexionando la punta del álabe hacia sotavento.
- z_{eje} es positivo hacia la punta de la pala [58].

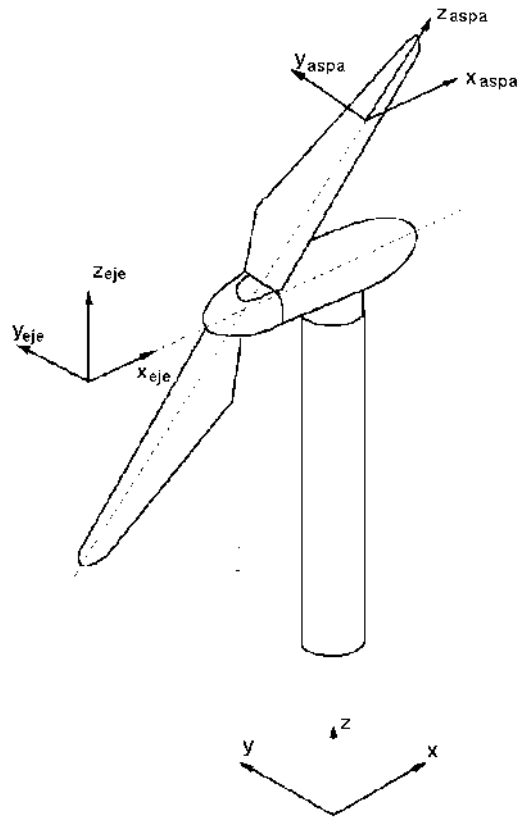


Figura 40. Sistema de ejes de un aerogenerador de eje horizontal [58].

4.1.2 Cargas de diseño

Debe verificarse que los estados limite no se excedan en el diseño del aerogenerador.

Hay tres formas dadas para determinar las cargas de diseño del aerogenerador, como son:

- 1) Metodología de cargas simplificadas.
- 2) Modelo de simulación.
- 3) Medición de la carga a escala real [58].

4.1.3 Hipótesis de carga

A efectos de diseño, la vida útil de un AP se puede representar por un conjunto de estados de diseño que cubran las condiciones más significativas que pueda experimentar el aerogenerador [58]. En la Tabla 15 se muestran las hipótesis de carga para la metodología de cálculo de cargas simplificada.

Tabla 15. Hipótesis de carga de diseño para el método de cálculo de cargas simplificadas [58].

Situación de diseño	Hipótesis de carga		Tipo de análisis
Producción de energía	A	Operación normal	F
	B	Orientación	U
	C	Error de orientación	U
	D	Empuje máximo	U
Producción de energía de más ocurrencia de fallo	E	Velocidad de rotación máxima	U
	F	Cortocircuito en la conexión de carga	U
Parada	G	Desconexión (frenado)	U
Carga extrema de viento	H	Carga extrema del viento	U
Condiciones de inmovilización y de falta	I	Inmovilización con carga del viento y exposición máxima	U
Transporte, montaje, mantenimiento y reparación	J	Deberá estar indicado por el fabricante	U

Para cada estado de diseño, se expone el tipo apropiado de análisis por “F” y por “U”, F se refiere al análisis de las cargas por fatiga, a emplear en la valoración del esfuerzo por fatiga y U se refiere al análisis de las cargas críticas tales como el análisis del exceso de resistencia máxima del material, el análisis de la deformación extrema y el análisis de la estabilidad [58].

A continuación, la Tabla 16 muestra las ecuaciones que se utilizan para el cálculo de las cargas:

Tabla 16. Resumen de las ecuaciones para el cálculo de las cargas [58].

Hipótesis de carga	Ecuación
A: Operación normal	$\Delta F_{zB} = 2m_B R_{cog} \omega_{n, design}^2$
	$\Delta M_{xB} = \frac{Q_{design}}{B} + 2m_B g R_{cog}$
	$\Delta M_{yB} = \frac{\lambda_{design} Q_{design}}{B}$
B: Orientación	$M_{yB} = m_B \omega_{yaw, \max}^2 L_{rt} R_{cog} + 2\omega_{yaw, \max} I_B \omega_{n, design} + \frac{R}{9} \Delta F_{x-shaft}$
C: Error de orientación	$M_{yB} = \frac{1}{8} \rho A_{projB} C_{T, \max} R^3 \omega_{n, design}^2 \left[1 + \frac{4}{3\lambda_{design}} + \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\lambda_{design}} \right)^2 \right]$
D: Empuje máximo	$F_{x-shaft} = C_T 0.5 \rho (2.5 V_{ave})^2 \pi R^2$
E: Velocidad de rotación máxima	$F_{zB} = m_B R_{cog} \omega_{n, \max}^2$
F: Cortocircuito en la conexión de carga	$M_{x-shaft} = G Q_{design}$
H: Carga extrema del viento	$M_{yB} = \frac{c_d}{4} \rho V_{e50}^2 A_{projB} R$
	$F_{x-shaft} = B \frac{c_d}{2} \rho V_{e50}^2 A_{projB}$
I: Inmovilización con carga del viento y exposición máxima	$F = \frac{c_f}{2} \rho V_{e50}^2 A_{projB}$

La Tabla 17, muestra los parámetros del álabe para calcular las hipótesis de carga:

Tabla 17. Parámetros del álabe.

Parametro	Valor	Unidades
A_{projB}	0.10439	m^2
B	3	-
C_d	1.5	Adimensional
C_f	1.5	Adimensional
$C_{l,máx}$	2	Adimensional
C_T	2.5	Adimensional
ρ	1.225	kg/m^3
λ_{design}	6	Adimensional
g	9.81	m/s^2
I_B	0.008753935	kgm^2
L_{rt}	0.141428571	m
m_B	0.576	kg
$n_{máx}$	75	RPM
Q_{design}	38.19718634	Nm
R	0.195	m
R_{cog}	0.503	m
V_{ave}	6	m/s
V_{e50}	30	m/s
V_{hub}	0.255254403	m/s
V_{ref}	30	m/s
ω_n	75	RPM
$\omega_{n, design}$	7.853981634	rad/s
$\omega_{n, máx}$	7.853981634	RPM

4.1.4 Cálculo de las hipótesis de carga

Las hipótesis de carga que se evaluaron son: operación normal, velocidad máxima del rotor y carga extrema del viento, las cuales se muestran en la Tabla 18. Cabe aclarar que no se toman en cuenta los valores de fuerzas y momentos en el eje de la turbina, ya que este trabajo de investigación se limita únicamente a la integridad estructural del aspa.

Tabla 18. Valores obtenidos para cada hipótesis de carga.

Hipótesis de carga		Valor
A	Operación normal	$\Delta F_{zB} = 35.74 \text{ N}$
		$\Delta M_{xB} = 47.91 \text{ Nm}$
		$\Delta M_{yB} = 42.01 \text{ Nm}$
E	Velocidad de rotación máxima	$F_{zB} = 17.87 \text{ N}$
H	Carga extrema del viento	$M_{yB} = 62.91 \text{ Nm}$

Al dimensionar el módulo estático, se debe tener cuidado con la carga mínima, ya que se debe incluir dentro de la misma, el propio peso del módulo al cual se le colgarán pesos para llevar a cabo las pruebas estáticas. Cabe aclarar que las cargas de momento deben ser convertidas a fuerzas en el mismo eje, esto para su aplicación más práctica a la hora de llevar a cabo los ensayos, esto se hace dividiendo entre la distancia a la cual se colocará la carga, que es $2/3$ la longitud del álabe a probar, obteniendo así, una fuerza que puede ser convertida a una masa equivalente a la hora de colgar los pesos. Otra anotación de suma importancia, es que las hipótesis de carga que involucren la fuerza a lo largo del eje longitudinal (eje z) del álabe, no se llevarán a cabo por ahora, esto debido a la complejidad de replicarlas en laboratorio.

4.2 Propuestas de diseño para el módulo estático

A la hora de diseñar el módulo para las pruebas estáticas, se tiene que considerar la magnitud de las cargas a colocar en álabes pequeños de distintas longitudes. Cabe resaltar que el punto de partida es un álabe de 950 mm, del cual calculamos la magnitud de las cargas aplicar y se mostraron en la Tabla 18. A continuación, la Tabla 19 muestra esas mismas magnitudes, pero convertidas a masas a aplicar en laboratorio:

Tabla 19. Momentos convertidos a fuerzas y su equivalente en masa.

Hipótesis de carga	Fuerza (N)	Masa (kg)
A	75.65468002 (Flapwise)	7.711995925
	66.33499171(Edgewise)	6.761976729
H	99.33157895 (Edgewise)	10.12554322

Se parte de la base de que la menor carga es de una masa de 6.76 kg, entonces, el módulo a diseñar no debe exceder ese valor, se debe diseñar con el valor más bajo posible sin comprometer su integridad estructural, esto con la finalidad de poder implementarlo en un álabe más pequeño si se requiere.

A continuación, se muestran dos propuestas de diseño diferentes. La Figura 41 muestra un módulo de perfil cuadrado de acero estructural, de espesor de 3 mm y unas dimensiones de 150x200x300 mm y con una masa (según SolidWorks) de 2.64 kg, el cual está dentro del rango necesario, cabe recalcar que a ese peso se le debe sumar el peso de la sujeción entre el módulo y el álabe, que se fabrica de acuerdo a la forma del perfil y se hace normalmente en MDF o Triplay.

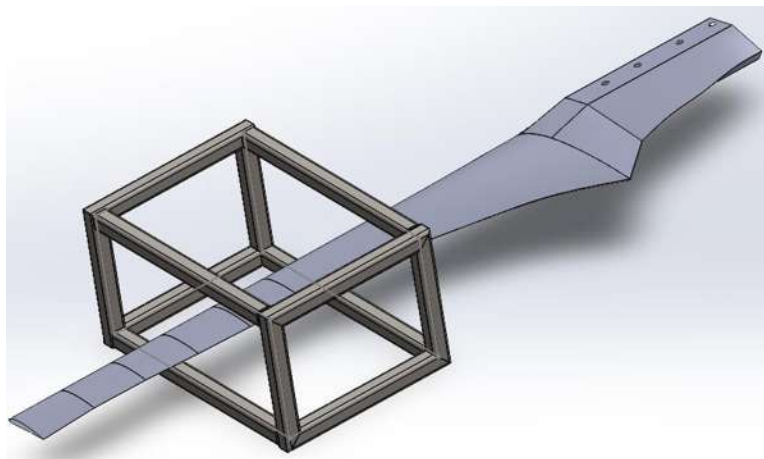


Figura 41. Propuesta de perfil cuadrado.

Se diseñó una segunda propuesta de placa doblada, la cual tiene un espesor de 3.18 mm y unas dimensiones de 200x100 mm, más un sistema de tornillos y tuerca para el ajuste el cual (según SolidWorks) tiene una masa combinada de 1.95 kg. Igual que en la anterior propuesta, se debe considerar la masa de la sujeción entre el módulo y el álabe, la Figura 42 muestra el módulo en cuestión:

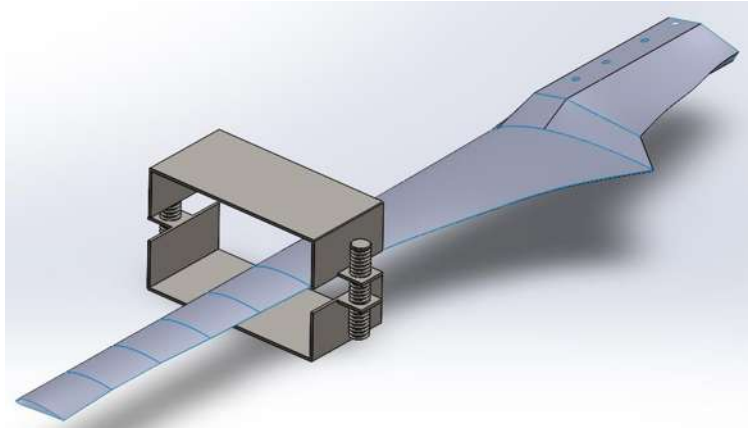


Figura 42. Propuesta de placa doblada.

Se decidió por la propuesta de placa doblada por ser la opción más ligera y debido a su simplicidad a la hora de manufacturar ya que solo se realizan dobleces a una placa rectangular previamente cortada en el pantógrafo, además de que no lleva piezas soldadas más que una oreja en la parte inferior de donde se colgarán los pesos.

4.2.1 Proceso de manufactura

Para su manufactura, se hizo en dos procesos diferentes, primero uno de corte con la ayuda de un pantógrafo de la marca Nesting CNC (ver Figura 43), el cual tiene un área de corte de 3000x6500 y trabaja con un compresor Evans de 5 HP y 500 litros. Se cortó una placa de acero de 360 mm x 100 mm de un espesor de 3.18 mm.



Figura 43. Pantógrafo para el corte de la placa.

El siguiente proceso fue el de doblado de la placa para darle la forma deseada de acuerdo al diseño, esto se hizo con la ayuda de una dobladora de la marca Yangly con una capacidad de

250/3000 que trabaja con un voltaje de 440V la cual se muestra en la Figura 44. Se realizaron 5 dobleces para poder darle la forma deseada.



Figura 44. Dobladora.

Se pintó para protegerlo de la corrosión, además de que se le soldó una placa de 30x50 mm en la parte de abajo para la sujeción de los pesos. Se manufacturaron dos módulos para pruebas estáticas, uno para aspas de 1 a 3 metros y otro para aspas de más de 3 metros tal como lo muestra la Figura 45, los planos pueden ser consultados en el Anexo D.



Figura 45. Módulos para pruebas estáticas.

4.3 Pruebas de funcionalidad del módulo estático

Se realizaron las pruebas de funcionalidad, para lo cual fue necesario fabricar unas piezas de MDF que se ajustaran a la forma del perfil aerodinámico esto con la finalidad de transmitir la fuerza del peso mediante el módulo al aspa sin que sufra daños estructurales debido al contacto directo del metal con el aspa. Para obtener la forma del perfil, se utilizaron moldes de yeso los cuales se marcaron en MDF y se cortaron con una sierra eléctrica. Lo último fue pegarlos para formar una sola estructura y poderla colocar entre el módulo y el álabe, pero colocando hule entre ellos para evitar dañar el álabe (Ver Figura 46).

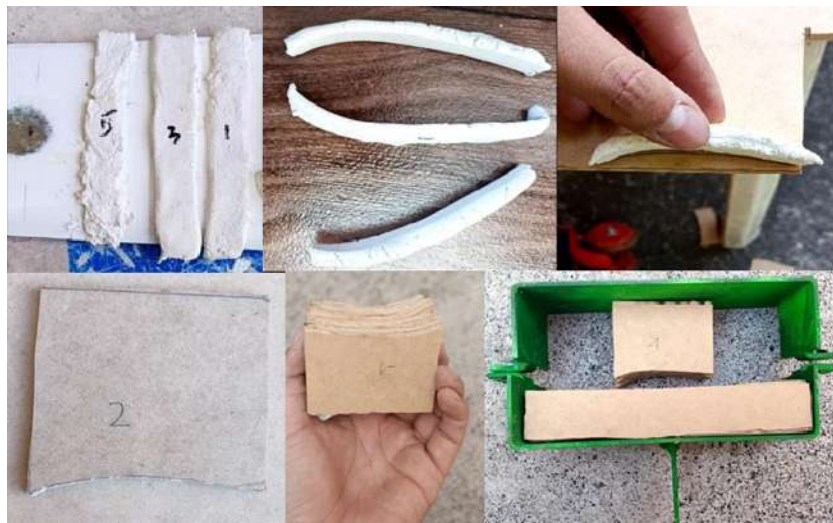


Figura 46. Proceso de obtención el perfil del álabe mediante moldes de yeso, trazado en MDF, cortado, pegado y ensamblado dentro del módulo estático.

Se procede a montar todo lo anterior en el álabe, en la Figura 47 se muestra una vista lateral del módulo instalado en el álabe y en la Figura 48 se muestra una vista frontal.



Figura 47. Vista lateral del módulo instalado en el álabe.



Figura 48. Vista frontal del módulo instalado en el aspa.

Se utilizó la técnica de extensometría con 4 galgas instaladas en el aspa y el Indicador de Tensión P3 (ver Figura 4) para registrar las señales, las cuales son mostradas en el panel en microdeformaciones ($\mu\epsilon$). La metodología consiste en colgar los pesos que se calcularon en base a la norma IEC 61400-2, dejar la carga durante 2 minutos y registrar la lectura, retirar la carga y dejar reposar el aspa durante 10 minutos y volver a repetir el proceso hasta tener datos suficientes.

4.4 Resultados

El módulo presentó ventajas a comparación de la forma en que se venían haciendo las pruebas estáticas en aspas, que era colgando los pesos directamente en el aspa con la ayuda de una cuerda y un hule para proteger el aspa. La principal desventaja de esto era la inestabilidad de la cuerda a la hora de colgar los pesos ya que se torcía, se deslizaba después de muchas repeticiones, se deslizaba el hule a raíz de que la cuerda lo “arrastraba” poco a poco con cada deflexión, creando así inconsistencias a la hora de registrar las mediciones en las galgas extensométricas ya que son muy sensibles ante cualquier cambio por mínimo que este sea. Para tener una comparativa más cuantitativa, tomaremos de referencia el coeficiente de variación, el cual nos indica cual es la repetibilidad de un experimento y si tiene homogeneidad.

Para compararlo, se usaron los resultados obtenidos en pruebas de laboratorio con el módulo y otra donde no se usó dicho módulo. La Tabla 20 y 21 muestran los resultados de 14 y 15 muestras respectivamente, que se realizaron sin utilizar el módulo estático. La Tabla 22 por su parte, muestra 20 mediciones utilizando el módulo para pruebas estáticas.

Tabla 20. Resultados para 14 mediciones, sin el módulo.

Hipótesis de carga A: Flapwise				
Medidas de tendencia central y dispersión	Galga			
	A ($\mu\epsilon$)	B ($\mu\epsilon$)	C ($\mu\epsilon$)	D ($\mu\epsilon$)
Media	119.78	49.64	-359.78	-407.92
Moda	123	52	-357	-404
Desviación estándar	4.04	2.30	5.92	6.66
Coeficiente de variación	3.37	4.64	1.64	1.63

Tabla 21. Resultados para 15 mediciones, sin el módulo.

Hipótesis de carga A: Edgewise				
Medidas de tendencia central y dispersión	Galga			
	A ($\mu\epsilon$)	B ($\mu\epsilon$)	C ($\mu\epsilon$)	D ($\mu\epsilon$)
Media	-2.73	20.93	12.13	2.86
Moda	-3	21	12	3
Desviación estándar	0.59	0.45	0.51	0.74
Coefficiente de variación	21.71	2.18	4.25	25.92

Tabla 22. Resultados para 20 mediciones, con el módulo.

Hipótesis de carga A: Flapwise				
Medidas de tendencia central y dispersión	Galga			
	A ($\mu\epsilon$)	B ($\mu\epsilon$)	C ($\mu\epsilon$)	D ($\mu\epsilon$)
Media	789	1032.35	-747.35	-233.95
Moda	782	1038	-760	-236
Desviación estándar	14.85	13.81	10.8	4.69
Coefficiente de variación	1.88	1.88	1.44	2.00

Como se puede apreciar en la Tabla 22, el coeficiente de variación bajó en la muestra donde se utilizó el módulo estático, teniendo un valor máximo de 2.00 para la galga D, mientras que en las muestras donde no se utilizó el módulo estático, los valores máximos fueron, en la Tabla 20 de 4.64 para la galga B y 25.92 en la Tabla 21 para la galga D.

CAPÍTULO V. DISEÑO DEL MÓDULO PARA PRUEBAS DE FATIGA

En este capítulo se aborda todo lo referente al diseño, manufactura, ensamble, calibración y pruebas de funcionalidad del módulo para pruebas de fatiga, también aborda las pruebas de fatiga en vigas de madera para tener una caracterización completa del dispositivo. Lo primero es caracterizar cuál es la fuerza, el esfuerzo, velocidad y frecuencia de excitación que es capaz de reproducir el módulo para pruebas de fatiga, saber cuántos ciclos alcanza por hora de trabajo, etc.

5.1 Matriz morfológica

La definición general de morfología es “el estudio de la forma o patrón”, es decir, la forma y la disposición de las partes de un objeto, y cómo estos se “conforman” para crear un conjunto. Esencialmente, es un método para identificar e investigar un conjunto de posibles soluciones (configuraciones) para un problema complejo.[59]

El análisis morfológico se basa en:

1. Cualquier problema complejo de ingeniería puede ser dividido en un número finito de subproblemas,
2. Cada uno de los subproblemas puede ser considerado separadamente y sus relaciones con otros subproblemas temporalmente suspendidas,
3. Todos los subproblemas y sus soluciones pueden ser presentadas en una tabla morfológica,
4. Una solución global para cualquier problema complejo de ingeniería puede ser encontrado como una combinación de soluciones a subproblemas individuales,
5. Una solución global puede ser encontrada en una forma imparcial a través de una generación aleatoria de combinaciones de soluciones a subproblemas desde la tabla morfológica [59].

5.1.1 Matriz morfológica de diseño del módulo para pruebas de fatiga

En la Figura 49, se muestra la matriz morfológica desarrollada para el diseño del módulo dinámico para pruebas de fatiga. La cual consiste en 5 funciones necesarias del mecanismo las cuales se enlistan a continuación:

1. Dispositivo excitador, es decir, cómo se producirá la fuerza oscilante
2. Control de velocidad del motor
3. Sistema de peso/fuerza variable
4. Ubicación
5. Sistema de adquisición de datos.

Para la primera función, se decide optar por el mecanismo de Yugo Escoces debido a su simplicidad para transformar movimiento rotatorio en alternante. El tema del control del motor, se opta por utilizar Arduino ya que es un código abierto no tan complicado de programar. En el sistema de peso/fuerza variable, se decide utilizar un sistema oscilante

(mediante el Yugo Escoces) de masa variable, esto con la finalidad de escalarlo a distintos tamaños de aspas a probar. En cuanto a ubicación se refiere, todo lo previo seleccionado, permite que el mecanismo se ubique en el aspa a probar. Por último, en cuanto al sistema de adquisición de datos, se opta por una interfaz tarjeta-PC debido a su bajo costo (ya que se usó Arduino) y fácil operación.

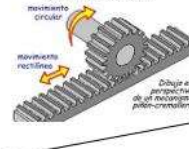
Función	Solución			
1) Dispositivo excitador	Motor con excéntrica 	Actuador hidráulico/neumático 	Motor con piñón y cremallera 	Motor con mecanismo Yugo Escoces 
2) Control de velocidad del motor	Arduino	PIC	PLC	Lab View
3) Sistema de peso/fuerza variable	Masa rotatoria variable	Banco hidráulico/neumático	Sistema oscilante de masa variable	
4) Ubicación	Externa 	En aspa 		
5) Sistema de adquisición de datos	Analizador de frecuencias 		Tarjeta de adquisición de datos y PC 	

Figura 49. Matriz morfológica de diseño para el módulo para pruebas de fatiga.

5.2 Diseño, manufactura y ensamble del módulo dinámico

5.2.1 Diseño y modelado CAD

El módulo dinámico consta de una placa de sujeción para el motor y todo el mecanismo el cual va montado sobre el aspa, tiene un sistema para controlar la distancia vertical y otro para la distancia horizontal, esto para su calibración. También cuenta con un volante de inercia sobre el cual está el sistema para controlar la amplitud del movimiento lineal del Yugo, el cual está acoplado a la flecha del motor. Cuenta con unos baleros lineales para el libre deslizamiento del Yugo, que a su vez sirven de soporte.

En la Figura 50 se muestra el modelo CAD del mecanismo de Yugo Escoces, en el cual se aprecian las piezas que lo conforman las cuales son: (1) Yugo, (2) volante de inercia, (3) balero, (4) brazo de soporte de balero lineal, (5) rodamiento lineal y (6) placa base.

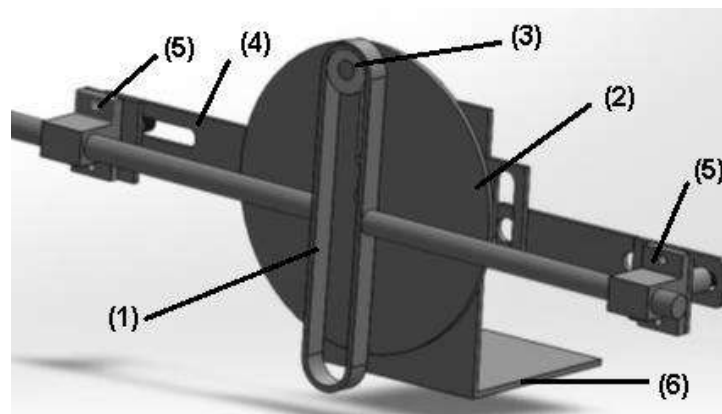


Figura 50. Vista isométrica frontal del módulo para pruebas de fatiga.

Este fue el diseño preliminar sobre el cual se comenzó a trabajar la manufactura, pero como todo proceso de diseño, se tuvo que hacer un rediseño del mismo, esto debido a algunos inconvenientes que se encontraron a la hora de manufacturar algunas piezas.

Las Figura 51 y 52 muestran el rediseño a detalle, se manufacturó, calibró y ensambló. Para consultar los planos consulte Anexo E.

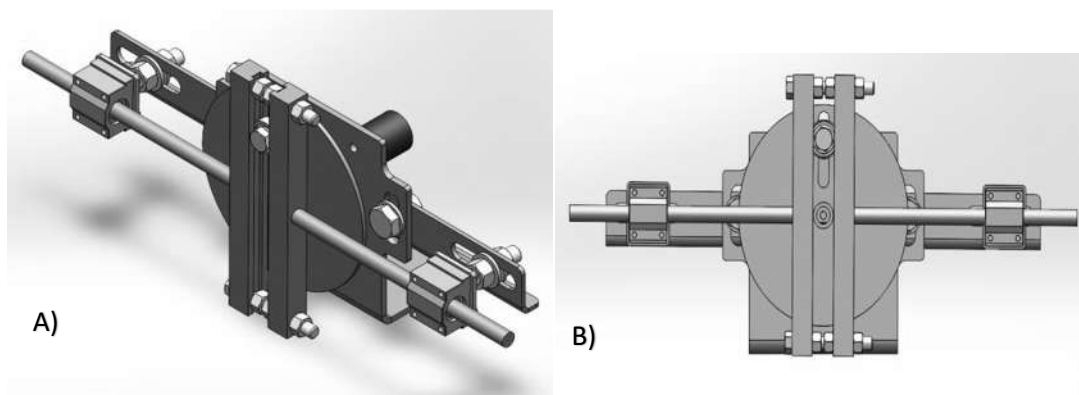


Figura 51. A) Vista isométrica. B) Vista frontal, del módulo para pruebas de fatiga.

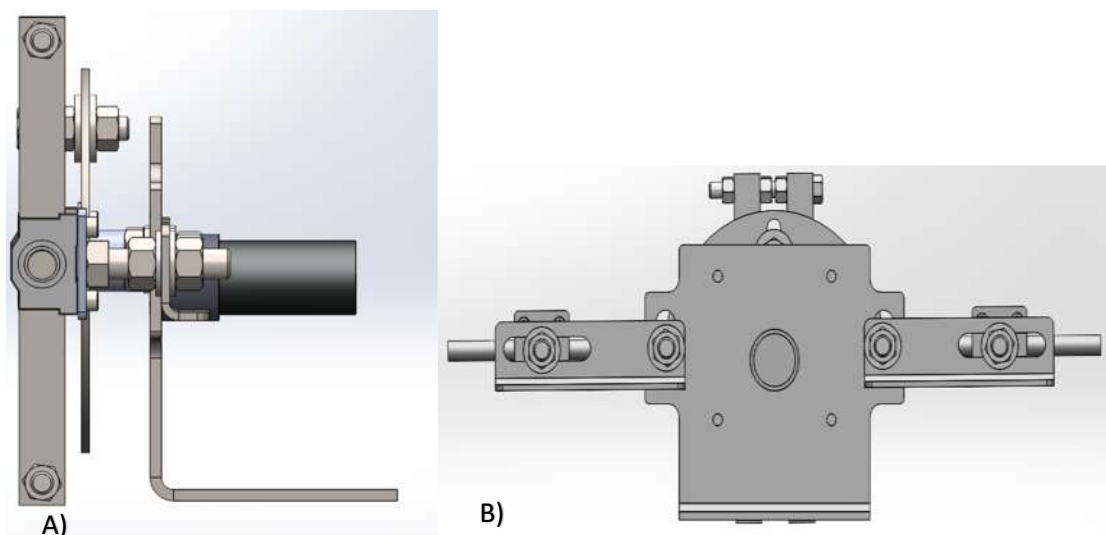


Figura 52. A) Vista lateral. B) Vista trasera, del módulo para pruebas de fatiga.

5.2.2 Manufactura y ensamble

Los rodamientos lineales del Yugo y el motor de corriente alterna se muestran en la Figura 53. La ficha técnica del motor puede consultarse en el Anexo F.

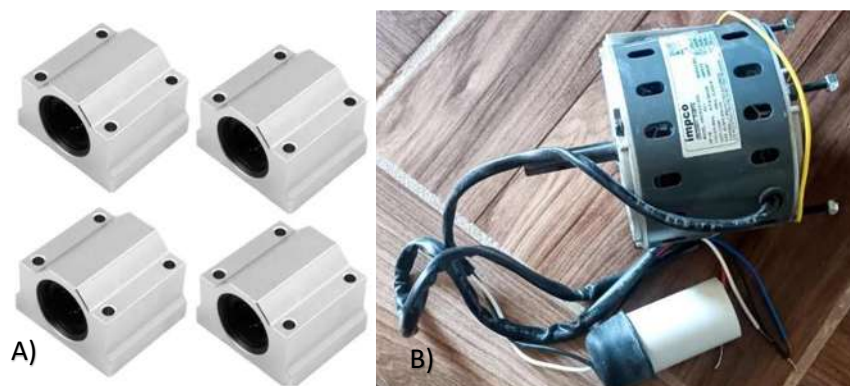


Figura 53. A) Rodamientos lineales. B) Motor de corriente alterna.

La Figura 54 muestra la placa base, la cual está hecha en placa de acero de 3.175 mm de espesor y tiene unas medidas de 100x160 mm x 140 mm de ancho, a la cual se le hizo un doblez en forma de L. Cuenta con una perforación central de 15.88 mm para la flecha del motor, así como otras cuatro perforaciones de 7 mm que sirven para fijar el motor y seis perforaciones más pequeñas de 3.18 mm. En los laterales tiene unas pestañas de 65x25 mm para fijar los brazos de soporte para el Yugo, los cuales tienen unas ranuras de 7 mm de radio con 30 mm de distancia entre centros.

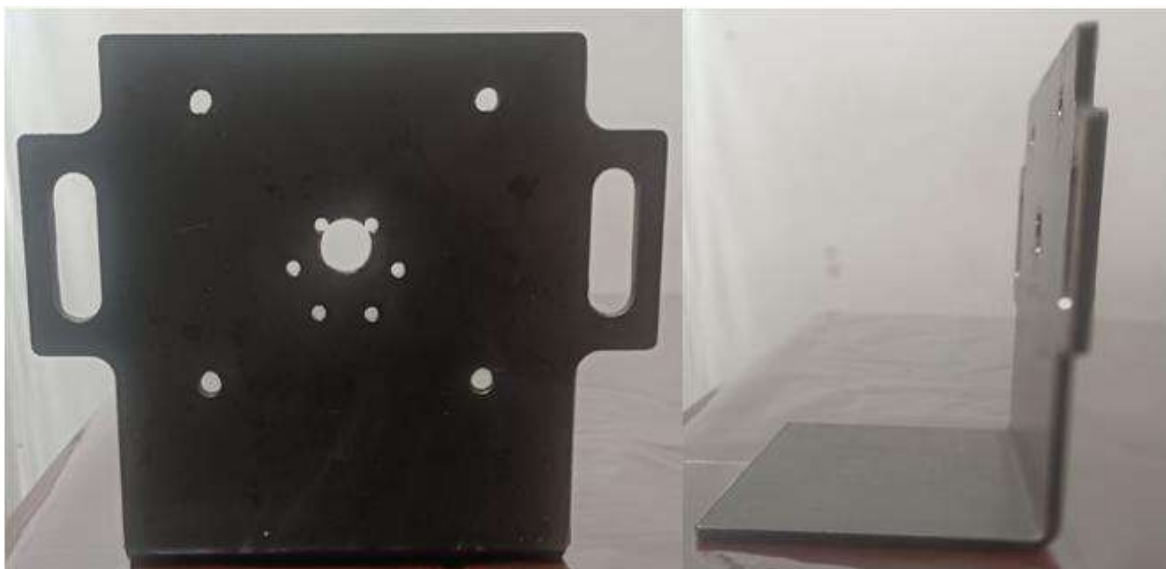


Figura 54. Vista frontal y lateral de la placa base.

La Figura 55 muestra el brazo de soporte para el porta rodamiento, el cual tiene forma de L de 40x20 mm y tiene una longitud de 140 mm y un espesor de 3.175 mm, fabricada en acero, además tiene un barreno de 12.7 mm de diámetro para fijarla a las pestañas de la placa base y una ranura de 7 mm de radio con 50 mm de distancia entre centros.



Figura 55. Brazo porta rodamiento.

La siguiente Figura 56 muestra el porta rodamiento, el cual consta de un tornillo de 12.7 mm de diámetro soldado a una placa de acero 46x40 mm de 3.175 mm de espesor, que es donde se fija el balero lineal de 12.7 mm de diámetro y 50.8 mm de largo con rosca estándar.



Figura 56. Porta rodamiento.

La Figura 57 muestra el volante de inercia de diámetro de 140 mm y espesor de 3.175 mm, el cual tiene un buje de 12.7 mm y una ranura de 5 mm de radio y 45 mm de distancia entre centros, para controlar la amplitud del movimiento del Yugo.



Figura 57. Volante de inercia.

Por último, la Figura 58 muestra el Yugo escoces, el cual está hecho de 2 perfiles cuadrados de 19.05 mm al cual se les soldó unos perfiles redondos solidos de 12.7 mm de diámetro. Los perfiles cuadrados tienen un acanalado para el movimiento libre del balero y un sistema de tornillos y tuercas para el ajuste al momento de calibrar.

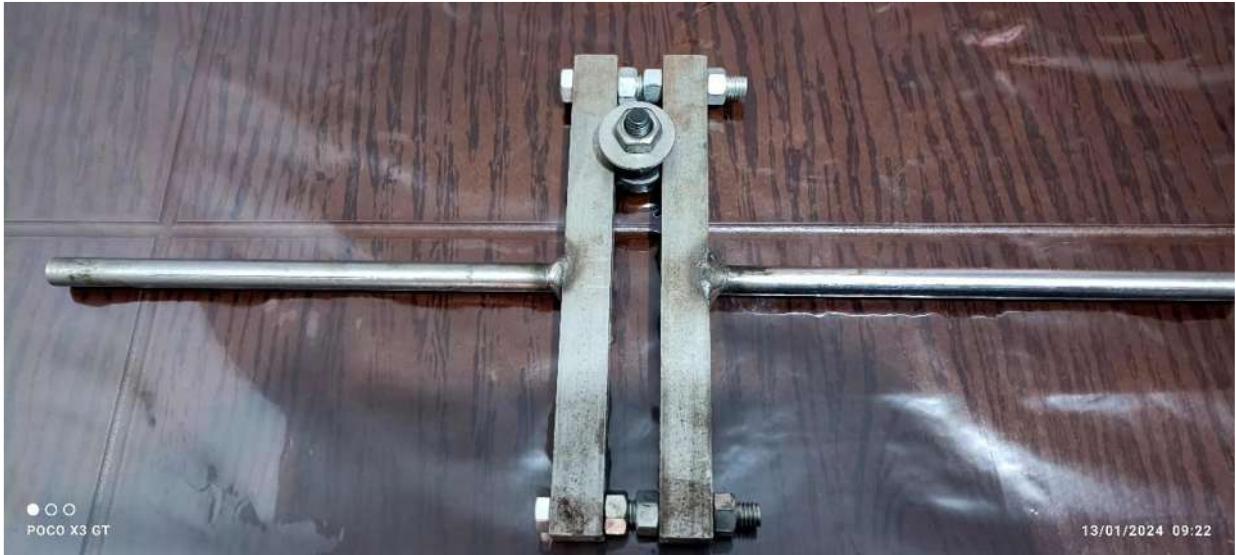


Figura 58. Yugo escoces.

Se calibra el módulo y se comienza con las pruebas de funcionalidad, como se ilustra en la Figura 59 la cual muestra el módulo para pruebas a fatiga con el motor de corriente alterna instalado y de fondo se aprecia la fuente de alimentación.

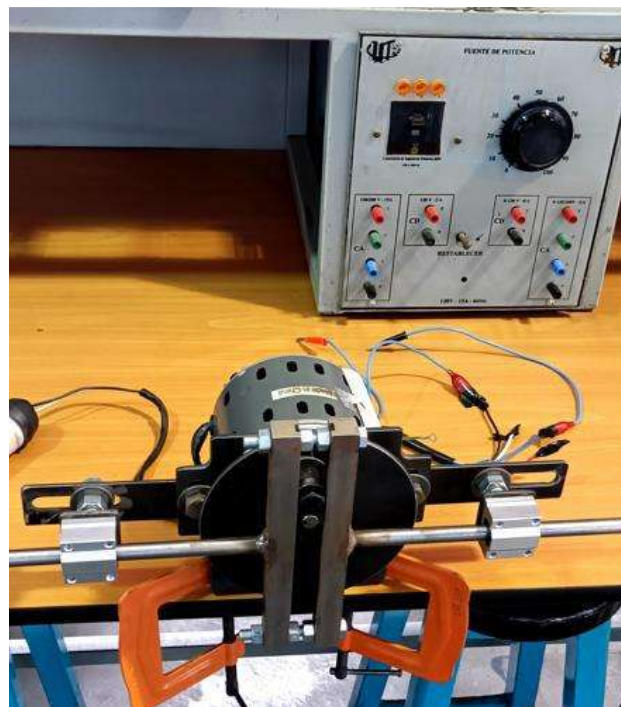


Figura 59. Módulo para pruebas de fatiga.

5.3 Pruebas de funcionamiento

Se caracterizan los parámetros del módulo para pruebas de fatiga, para lo cual primero se probó en vigas de madera a las cuales se les había hecho el análisis modal previamente. Esto con la finalidad de conocer la fuerza, velocidad máxima de rotación, esfuerzo que puede provocar, frecuencia de operación, etc., sin la necesidad de comprometer la integridad estructural del aspa de aerogenerador de 600 W.

5.3.1 Caracterización del módulo para pruebas de fatiga

Al final se optó por el mecanismo de motor con excéntrica (ver Figura 60), debido a que el mecanismo de yugo escoces presentó varios desajustes al momento de ser puesto a trabajar y esto aunado a los excesivos tiempos de experimentación era inviable. Se puso en marcha y se midió la velocidad de rotación con la ayuda de un tacómetro óptico digital (ver Anexo G para ficha técnica) el cual se muestra en la Figura 61, la cual no coincidió con la que especificaba el fabricante de 650 RPM, en cambio se registró una lectura de 1183 RPM. La masa de la excéntrica es de 100gr y la distancia al centro es de 70 mm.



Figura 60. Motor con excéntrica.



Figura 61. Tacómetro óptico digital.

Con la velocidad de rotación, la masa de la excéntrica y la distancia al centro, se calcula la fuerza centrífuga con la cual actuará sobre la viga, se calcula con la ecuación (6):

$$F_c = md\omega^2 \quad (6)$$

donde:

ω es la velocidad de rotación en rad/s

m es la masa en kg

d es la distancia en m.

sustituyendo los datos podemos entonces calcular la fuerza:

$$F_c = (0.1 \text{ kg})(0.07 \text{ m})(123.88 \frac{\text{Rad}}{\text{s}})^2 = 107.42 \text{ N}$$

Para determinar la cantidad de ciclos que completa la viga en 1 segundo, se utilizó la técnica de cámara lenta obteniendo como resultado 21 ciclos por segundo, dando un total de 75600 ciclos por hora. La Tabla 23 resume las características del mecanismo para pruebas de fatiga.

Tabla 23. Características del módulo para pruebas de fatiga.

Característica	Valor
Velocidad máxima de rotación	1183 RPM
Masa de excéntrica	0.1 Kg
Distancia de excéntrica	0.07 m
Fuerza que produce	107.42 N
Ciclos por hora	75600

5.3.2 Pruebas de fatiga en madera

Se realizó el análisis de fatiga al Cedro (*Cedrela odorata*), esto con la finalidad de cuantificar que tanto daño por fatiga es capaz de reproducir el módulo para antes de ponerlo a funcionar en el aspa de turbina de baja capacidad.

La metodología consiste en obtener la primera frecuencia natural mediante análisis modal en laboratorio antes de empezar las pruebas de fatiga, después se monta el dispositivo de excitación y se pone en funcionamiento, después de cierta cantidad de horas (ciclos) se retira el dispositivo de excitación y se procede a realizar nuevamente el análisis modal registrando una disminución en la frecuencia natural, lo cual se traduce en una disminución en el módulo de Young. Se continua así hasta tener datos suficientes para poder realizar un diagrama de daño producido, donde se compara la reducción en el módulo de elasticidad contra la cantidad de ciclos. La Figura 62 muestra la metodología empleada.

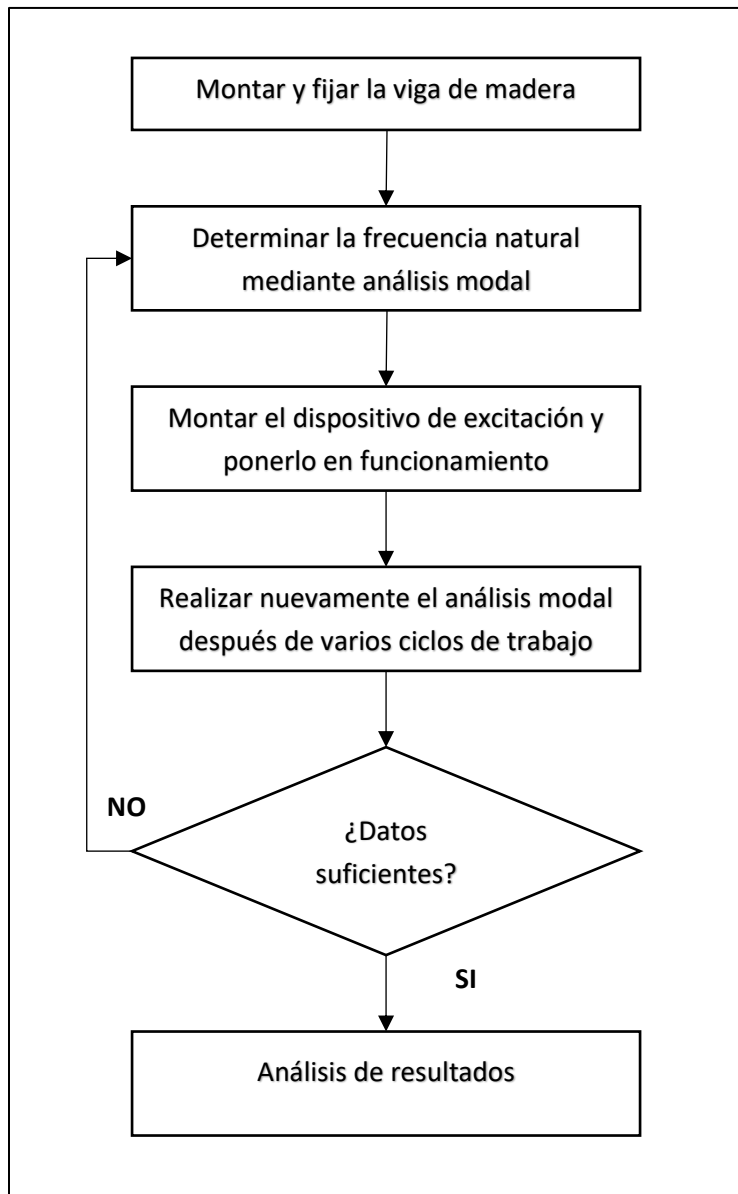


Figura 62. Metodología para realizar las pruebas de fatiga.

Cabe mencionar que las vigas de madera se redujeron en su sección transversal, esto con la finalidad de reducir el tiempo empleado para producir un daño de fatiga y para tener unas tablas más homogéneas. La Tabla 24 muestra las nuevas dimensiones de las vigas, tienen la forma que se muestra en la Figura 28 para una viga en voladizo.

Tabla 24. Dimensiones de las vigas reducidas.

Madera	L (m)	b (m)	h (m)
Pino	0.971	0.181	0.0115
Encino	0.971	0.181	0.013
Cedro	0.971	0.181	0.013

Como las tablas se redujeron en su sección transversal esto conlleva a que su frecuencia natural cambie. Por lo tanto, utilizando la metodología descrita en capítulos anteriores, se procede a modelar las tablas con las nuevas dimensiones para determinar mediante software de elemento finito las nuevas frecuencias naturales. La Tabla 25 muestra las dimensiones empleadas para llevar a cabo la simulación, hay una diferencia respecto a la Tabla 24 ya que se tomaron 0.171 m para sujetar la viga.

Tabla 25. Dimensiones empleadas para la simulación numérica.

Madera	L (m)	b (m)	h (m)
Pino	0.800	0.181	0.0115
Encino	0.800	0.181	0.013
Cedro	0.800	0.181	0.013

La Tabla 26 muestra los resultados obtenidos para la primera frecuencia natural, la cual en los 3 casos es una frecuencia que flexiona las vigas como lo muestra la Figura 63 para el Cedro.

Tabla 26. Primera frecuencia natural de las vigas reducidas.

Madera	Primera frecuencia natural (Hz)
Pino	10.534
Encino	19.089
Cedro	13.863

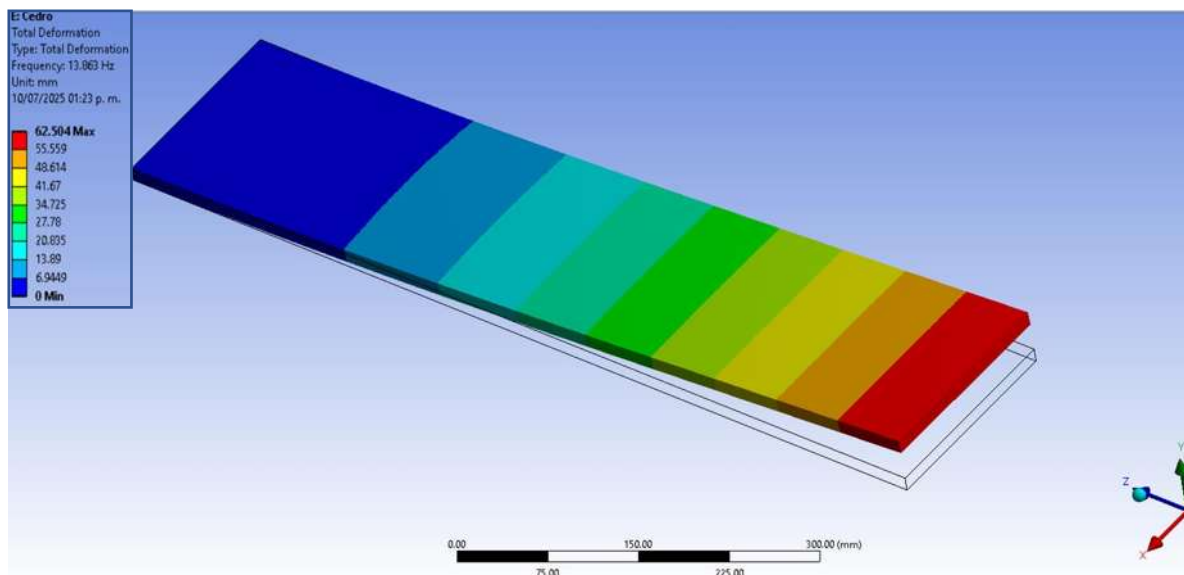


Figura 63. Primera frecuencia natural para el Cedro.

Para caracterizar el esfuerzo al cual se somete la viga, primero se calcula mediante simulación numérica, el esfuerzo que experimenta la viga a partir del propio peso del mecanismo dinámico, el cual tiene una masa de 5.55 kg (colocado en el centro para el Cedro). La Figura 64 muestra las condiciones de frontera para esta simulación las cuales son un empotramiento en A, una carga puntual en el centro de la viga en B y la fuerza de la gravedad estándar de la Tierra en C, una vez obtenidos los resultados para el esfuerzo, se exportan para ser precargados para la segunda simulación.

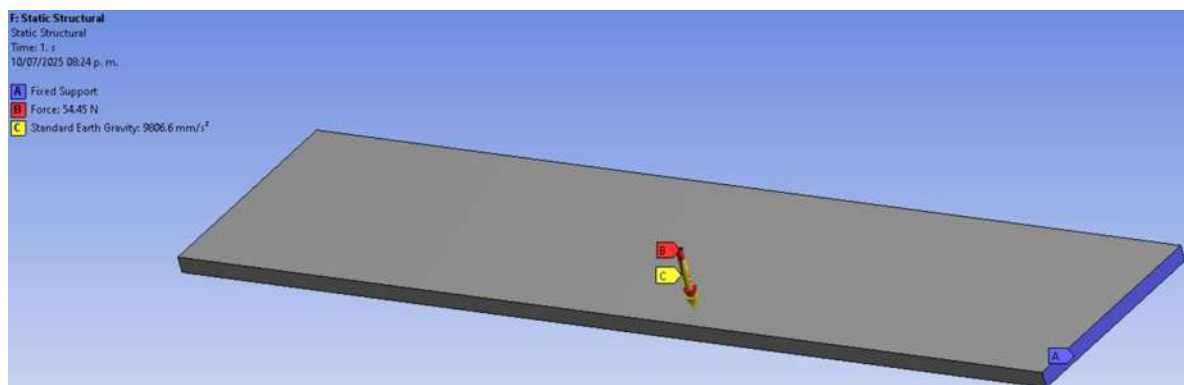


Figura 64. Condiciones de frontera para la primera simulación.

Después se mide en laboratorio la deflexión periódica a la cual está siendo sometida la viga con el mecanismo en funcionamiento (9 mm), que estaba previamente flexionada. Este dato se utiliza como condición de frontera para la segunda simulación, así como los datos del esfuerzo previamente calculado utilizando un módulo de “External data” de ANSYS (ver Figura 65), estos datos de esfuerzo se precargan en una segunda simulación estructural en la cual se pone como condición de frontera el desplazamiento periódico (ver Figura 66), obteniendo así el esfuerzo total de fatiga en la parte empotrada de la viga siendo este el

esfuerzo máximo en la zona de empotramiento de 16.534 MPa (ver Figura 67), esto para el cedro.

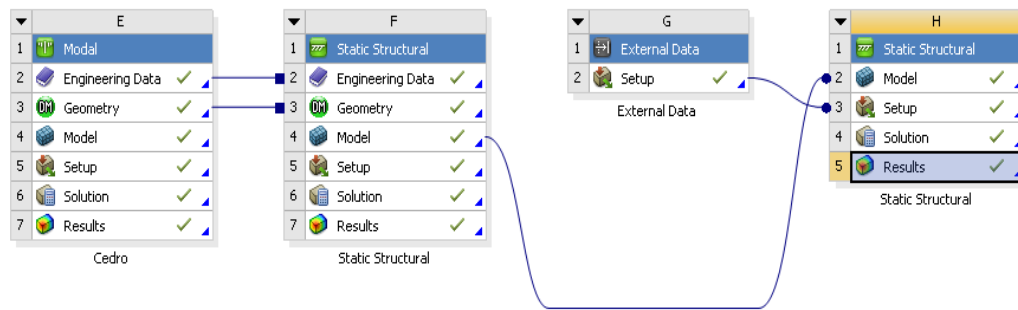


Figura 65. Módulos empleados para determinar el esfuerzo total.

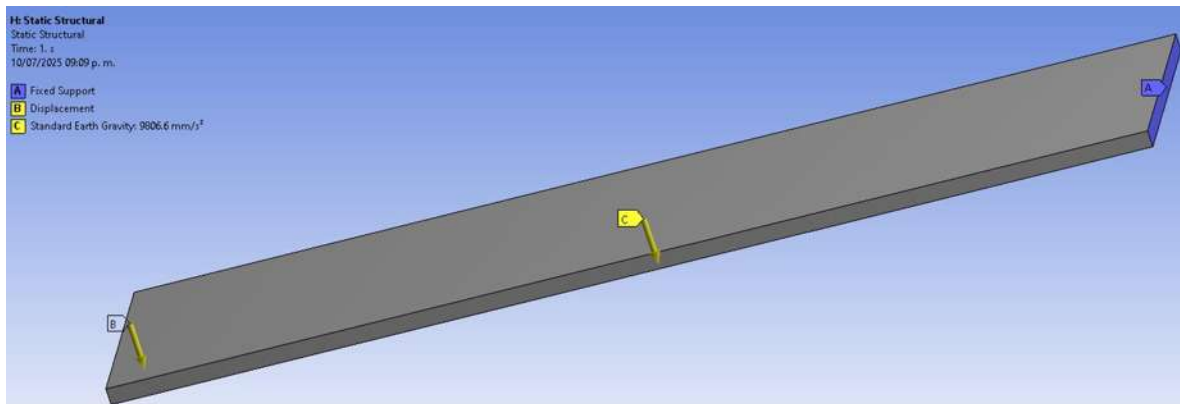


Figura 66. Condiciones de frontera para la segunda simulación.

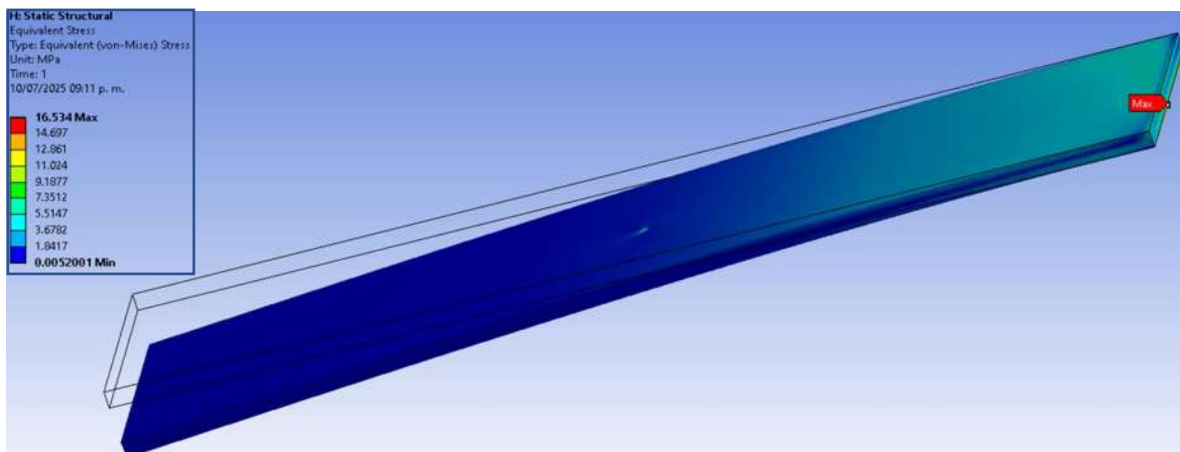


Figura 67. Esfuerzo total obtenido mediante simulación numérica para el Cedro.

5.3.3 Resultados

Siguiendo la metodología descrita en la Figura 62, se llevaron a cabo las pruebas experimentales, se realizó el análisis modal para determinar la frecuencia natural inicial, se puso a trabajar el dispositivo y al paso de las horas se volvió a tomar lectura, registrando una leve caída en la frecuencia natural en cada medición.

Teniendo los datos de la frecuencia natural de manera experimental, se sustituyen los valores en la Ec. (7) [40]:

$$E_{exp} = \frac{\rho \cdot F}{I} \left(\frac{\omega_{exp}}{\frac{\lambda_1^2}{2\pi L^2}} \right)^2 \quad (7)$$

donde:

E_{exp} es el módulo experimental de elasticidad del material, en $\frac{N}{m^2}$

ω_{exp} es la frecuencia natural experimental, en Hz

I es el momento de inercia, $I = \frac{b \cdot h^3}{12}$ en m^4

ρ es la densidad del material, en $\frac{kg}{m^3}$

F es el área de la sección transversal, $F = b \cdot h$ en m^2

$\lambda_1 = 1.875$

L es la longitud de la viga en m.

La teoría de degradación por fatiga nos dice que el material sufre una degradación con el paso de los ciclos de trabajo, lo cual se traduce directamente en una disminución en su rigidez, es decir, en su módulo de Young. Este fue el comportamiento que se pudo observar.

Otro parámetro que se puede utilizar para cuantificar la degradación de un material sometido a N ciclos de trabajo es el daño, el cual se determina mediante la ecuación (8) [60]:

$$D = 1 - \frac{E_{(N)}}{E_0} \quad (8)$$

donde

D es el daño

$E_{(N)}$ es el módulo de Young después de N cantidad de ciclos

E_0 es el módulo de Young inicial, antes de fatigarse.

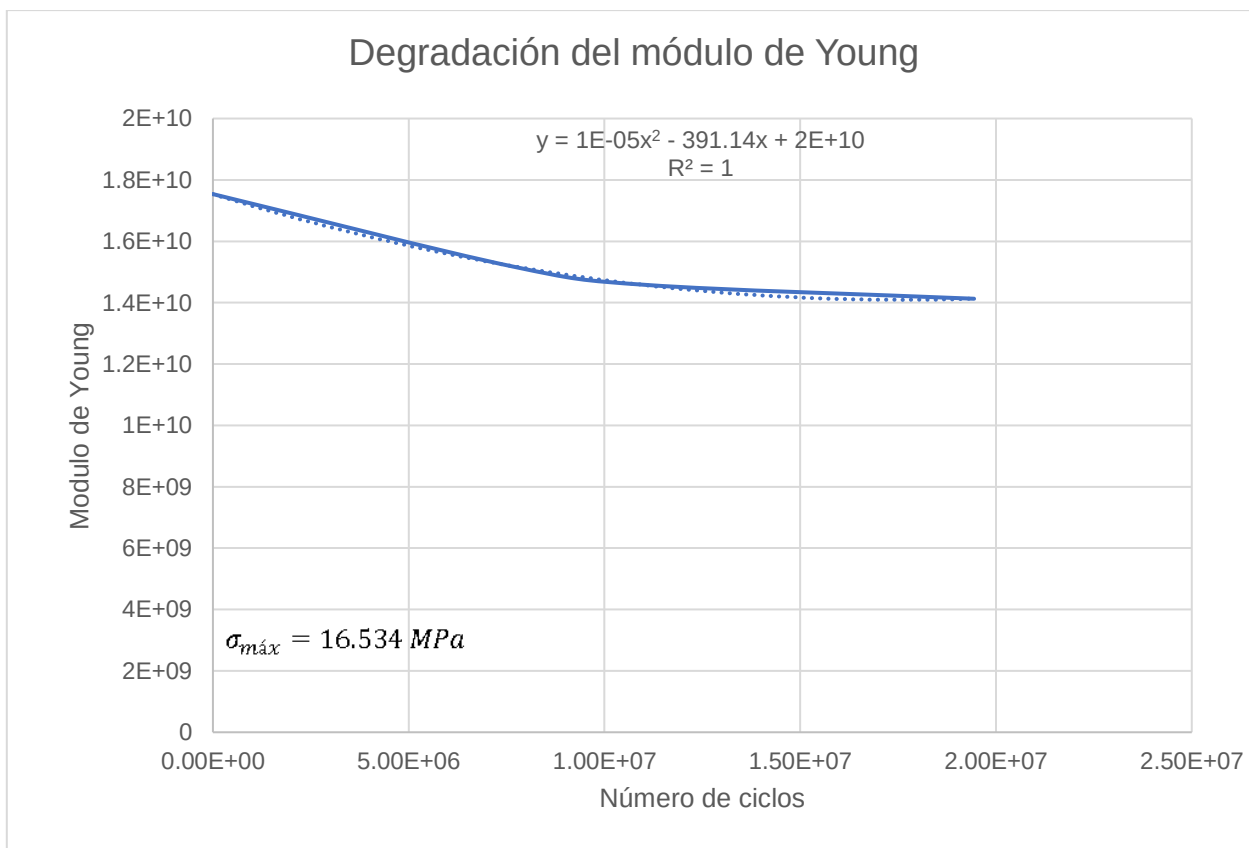
Para el cedro se colocó el dispositivo a la mitad y se puso en funcionamiento, se registraron las lecturas a las 106 (fue cuando se registró una variación significativa), 154 y 270 horas de funcionamiento, solo interrumpiendo para llevar a cabo el análisis modal. En cada análisis modal se registraron un total de 20 lecturas de la frecuencia natural, obteniendo así un promedio. Con ese valor de la frecuencia natural se recalculó el valor del módulo de Young utilizando al Ec. (7) y se caracterizó el daño mediante la Ec. (8). La Tabla 27 resume los

resultados obtenidos de la frecuencia natural para cada número de horas y su respectiva cantidad de ciclos.

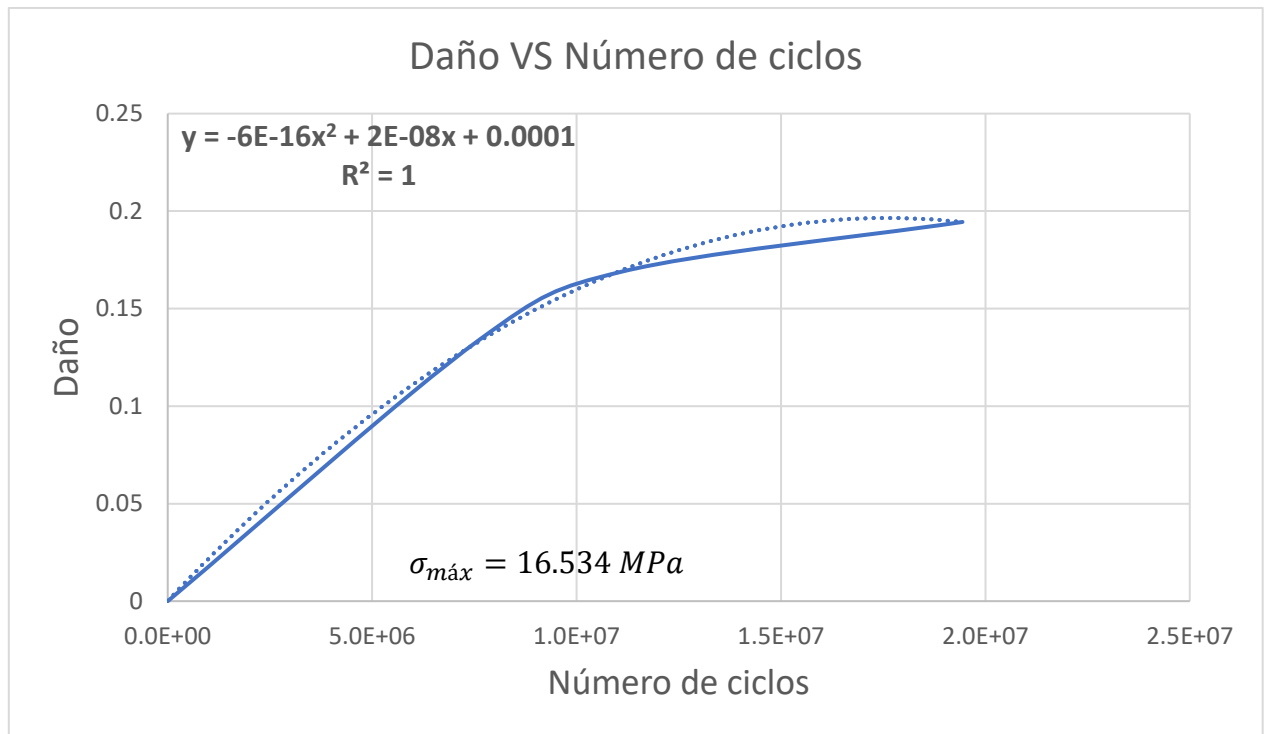
Tabla 27. Módulo de Young y daño en función del número de ciclos.

Número de horas	Número de ciclos	Frecuencia natural (Hz)	Módulo de Young (MPa)	Daño (adimensional)
0	0	20.21±0.19	17537.50	0
106	7632000	18.80±0.14	15184.71	0.13
154	11088000	18.42±0.21	14575.86	0.16
270	19440000	18.14±0.14	14127.40	0.19

La Gráfica 2 y 3, muestran los resultados de manera grafica para la degradación del módulo de Young y el daño, respectivamente. Se utilizó la función polinómica para ajustar los datos de la curva, obteniendo un $R^2=1$ en ambos casos.



Gráfica 2. Degradación del módulo de Young en función del número de ciclos.



Gráfica 3. Daño en función del número de ciclos.

Se puede concluir que el módulo para pruebas de fatiga es capaz de reproducir un daño de fatiga con el paso de los ciclos de trabajo, registrando una disminución en la frecuencia natural, lo que se traduce en una pérdida de rigidez.

CONCLUSIONES

Se instrumentó en laboratorio para realizar el análisis modal de manera experimental. Se programó en LabView el tratamiento de señales para visualizar los valores sensados por el acelerómetro ADXL335 en el dominio de la frecuencia natural, en Hz. Se diseñó, manufacturó y calibró, un péndulo de impacto, para realizar los ensayos modales mediante la técnica de impacto y sensado, garantizando así, golpear siempre el mismo punto con la misma intensidad. Se calibró el acelerómetro utilizando soleras de acero, obteniendo resultados experimentales con bajo error medio relativo respecto a los obtenidos mediante simulación numérica siendo estos de 3.8616% para la solera de 6.35 mm de espesor, 1.9053% para la de 4.763 mm y 0.6640% para la de 3.175 mm de espesor. El acelerómetro se probó en maderas, debido a que es un material fibroso y ortotrópico, mismas propiedades de la fibra de vidrio con resina epoxy, obteniendo un error medio relativo de 1.86% para el Pino, 1.00% para el Encino y 6.81% para el Cedro.

Se llevó a cabo el análisis modal mediante simulación numérica y en laboratorio de un aspa de aerogenerador de 600 W, obteniendo su primera frecuencia natural de forma experimental (15.2241 Hz), con un error medio relativo de 34.68% respecto al valor obtenido mediante simulación numérica (20.505 Hz), esta diferencia se puede deber a que el aspa utilizada en la simulación numérica es totalmente hueca, mientras que el aspa que se analizó en laboratorio tiene un relleno de espuma de poliuretano, se sabe que las espumas son buenas para disipar vibraciones y coincide con que el valor obtenido en laboratorio es más bajo.

Se diseñó y manufacturó un módulo para pruebas estáticas en alabes de aerogeneradores de baja potencia en base a la norma IEC 61400-2. Se realizaron pruebas de funcionamiento en un álabe de 600 W y se registraron las microdeformaciones con la técnica de extensometría y un Indicador de tensión P3 para registrar las lecturas. Se le colocaron pesos al módulo estático instalado en el álabe que se calcularon en base la norma IEC 61400-2. En el análisis de resultados se compararon las pruebas realizadas con el módulo estático y unas pruebas donde no se utilizó y se puede apreciar una disminución en el coeficiente de variación en la muestra donde sí se utilizó el módulo estático, concluyendo que hubo una mejora a la hora de realizar las pruebas estáticas.

Se diseñó, manufacturó, ensambló y calibró el módulo para pruebas de fatiga, del cual se caracterizaron todos los parámetros necesarios para conocer la fuerza de fatiga que produce, así como el número de ciclos por hora que es capaz de lograr el módulo para pruebas de fatiga, mismo que fue puesto a prueba en 3 maderas de distintas especies, alcanzando incluso el rango de fatiga de muy alto ciclo que es de 10^7 ciclos de trabajo, logrando registrar una disminución en el módulo de Young inicial así como calcular el daño en función del número de ciclos, concluyendo que el módulo para pruebas de fatiga es capaz de reproducir un daño de fatiga. Con los resultados obtenidos se redactó un artículo para publicar en revistas indizadas.

APORTACIÓN DE LA TESIS

Se instrumentó en laboratorio, todo el equipo necesario para llevar a cabo pruebas modales de forma experimental en estructuras tipo viga, pero sobre todo en aspas de aerogeneradores de baja capacidad. Esto abre la posibilidad de contrastar cálculos analíticos y de simulación numérica de forma experimental.

Con los resultados obtenidos en las pruebas de fatiga para los tres tipos de madera se propuso un nuevo modelo dinámico para la degradación de rigidez, mismo que fue publicado en una revista especializada en temas de madera bajo el título “Model for damage evolution through dynamic stiffness degradation in three wood species subjected to very high cycle fatigue”, siendo esta una revista Q1 en el área de “Ciencia de materiales, Papel y Madera” con un factor de impacto de 2.8 en los últimos 5 años y de 2.4 en 2024. Este modelo se propuso al analizar la pérdida de rigidez con el paso de los ciclos de trabajo en las tres especies de madera, alcanzando el orden de 10^7 , es decir, fatiga de muy alto ciclo.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Global Wind Energy Council. Global Wind Report 2026, 2026.
- [2] Asociación Mexicana de Energía Eólica. El Potencial eólico mexicano: Oportunidades y retos en el nuevo sector eléctrico. 2019.
- [3] LOPEZ-GARZA, Víctor. et. al. Análisis preliminar estructural de un álabe de doble raíz de materiales compuestos para una turbina eólica de 3Kw. Revista de Aplicaciones de la Ingeniería. 2018. 5-17: 22-30.
- [4] LÓPEZ GARZA, Víctor. Diseño y manufactura de álabes de turbinas de viento de eje horizontal de baja capacidad para bajas velocidades de viento. Tesis. CIATEQ, 2020.
- [5] MOLINERO HERNÁNDEZ, Daniel. Propuesta de diseño para la reducción de turbulencia en la estela de rotación en turbinas eólicas de baja capacidad HAWT. Tesis. UMSNH, 2015.
- [6] CASILLAS FARFÁN, Christian Erik, Optimización del arranque de las turbinas eólicas de eje horizontal de baja capacidad. Tesis. UMSNH, 2016.
- [7] POURRAJABIAN, Abolfazl, NAZMI AFSHAR, Peyman Amir, AHMADIZADEH, Mehdi y WOOD, David. Aero-structural design and optimization of a small wind turbine blade, Renewable Energy. 2016, vol. 87, p. 837-84. doi.org/10.1016/j.renene.2015.09.002
- [8] WU, J.H. y LAI, F.M. Fatigue Life Analysis of Small Composite Sandwich Wind Turbine Blades. Procedia Engineering. 2011, vol. 14, p. 2014–2020. doi 10.1016/J.PROENG.2011.07.253.
- [9] MARIN TELLEZ, Paulina. Simulación y pruebas de laboratorio de un aspa de turbina de viento de 600 W de acuerdo a la Norma IEC-61400-2. Tesis. UMSNH, 2020.
- [10] L. Menegozzo, MONTE, A. Dal, E. Benini y A. Benato. Small wind turbines: A numerical study for aerodynamic performance assessment under gust conditions. 2018, vol. 121, p. 123–132.
- [11] CASTRO, Oscar, BELLONI, Federico, STOLPHE, Mathias, CEM YENICELI, Suleyman, BERRING, Peter y BRANNER, Kim. Optimized method for multi-axial fatigue testing of wind turbine blades. 2020.
- [12] DÍAZ PACHECO, Jorge Alberto, HERNÁNDEZ ARRIAGA, Isaac, GONZÁLEZ CANALES, Alejandro y ALVARADO MEDRANO, Isaias. Diseño, análisis y simulación estructural de un aspa para un aerogenerador de 30 kW. 2017.
- [13] S.P. Evans, D.R. Bradney y P.D. Clause. Assessing the IEC simplified fatigue load equations for small wind turbine blades: how simple is too simple? 2018.

- [14] GARBIÑE, Fernández, HODEI, Usabiaga y DIRK, Vandepitte. An efficient procedure for the calculation of the stress distribution in a wind turbine blade under aerodynamic loads. 2018.
- [15] HAK GU, Lee y JUNGWAN, Lee. Measurement theory of test bending moments for resonance-type fatigue testing of a full-scale wind turbine blade. 2018.
- [16] MOHAMED, Sajeer, ARKA, Mitra y ARUNASIS, Chakraborty. Spinning finite element analysis of longitudinally stiffened horizontal axis wind turbine blade for fatigue life enhancement. 2020.
- [17] M. Tarfaoui, M. Nachtane, O.R. Shah y H. Boudounit. Numerical study of the structural static and fatigue strength of wind turbine blades. 2019.
- [18] ERTURK, Sina Yasin. Tower design load verification of 3.5 kW wind turbine. University of Wyoming, 2014.
- [19] OZYILDIZ, M, C, Muyan y D, Coker. Strength Analysis of a Composite Turbine Blade Using Puck Failure Criteria Strength Analysis of a Composite Turbine Blade Using Puck Failure Criteria. 2018. DOI 10.1088/1742-6596/1037/4/042027.
- [20] TACCA, Esteban. Análisis de materiales compuestos para álabes de turbinas eólicas mediante optimización discreta y elementos finitos inversos (IFEM). 2016.
- [21] RUBIELLA, Clemence, HESSABI, Cyrus A y FALLAH, Arash Soleiman. State of the art in fatigue modelling of composite wind turbine blades. 2018.
- [22] KC, Anup, WHALE, Jonathan y URMEE, Tania. Urban wind conditions and small wind turbines in the built environment: A review. 2019. Vol. 131, p. 268–283.
- [23] M, Sentil Kumar, AS, Krishnan y R, Vijayanandh. Vibrational Fatigue Analysis of NACA 63215 Small Horizontal Axis Wind Turbine blade. 2017.
- [24] RAFIEE, Roham y REZA HASHEMI-TAHERI, Mohamed. Failure analysis of a composite wind turbine blade at the adhesive joint of the trailing edge. 2020.
- [25] RUIZ NUCAMENDI, Nelson Octavio, ROBLES OCAMPO, Jose Billerman, SEVILLA CAMACHO, Perla Yasmin y MORALES ALIAS, Luis Alberto. Metodología para el Modelado y simulación de pruebas de fatiga en álabes de aerogeneradores de baja potencia. Revista de Simulación y Laboratorio. 2019.
- [26] MARTÍNEZ AQUINO, Jair Antonio. Análisis experimental del comportamiento a fatiga de material compuesto utilizado en manufactura de palas. Tesis. Universidad del Istmo. 2018.

- [27] ESTRADA GONZÁLEZ, Cesar, HERNÁNDEZ ARRIAGA, Isaac y RICO ESPINO, José Guadalupe. Criterios para el diseño de un banco de pruebas estructurales de aspas de turbinas eólicas de pequeña y mediana potencia. CIATEQ. 2017.
- [28] ALVARADO MORALES, Miguel Ángel. Diseño y análisis estructural de un aspa para aerogeneradores de eje horizontal. UNAM. 2019.
- [29] SANTIBAÑEZ MALDONADO, Adrian. Propuesta de ensayos estructurales de aspas de turbina de viento de baja capacidad de doble raíz con base a la norma IEC 61400-2. Tesis. UMSNH. 2021.
- [30] THE BUSINESS RESEARCH COMPANY. Small Wind Market Report 2026. Dublin: Research and Markets, 2026. Disponible en: <https://www.researchandmarkets.com/reports/6071958/small-wind-market-report>. [Consulta: 10 de mayo de 2026].
- [31] Monje, C. Metodología de la investigación cuantitativa y cualitativa guía didáctica, Neiva, Colombia: Universidad Surcolombiana, 2011.
- [32] PÉREZ JUÁREZ, Erick. Construcción de una máquina de ensayo a fatiga para álabes de aerogeneradores de baja capacidad. Tesis. UMSNH, 2019.
- [33] MA, Yi, WU, Jianzhong y SHI, Jinlei. Wind power blade fatigue test system. CN 212110522 U. 2020.
- [34] VAN BEVEREN, Cornelis y PHILIPSEN, Morten. A device subjecting a wind turbine blade to force and a system for fatigue testing of the Blade. WO 2021/219774 A1. 2020.
- [35] WU, Jianzhong. Electric reciprocating type fatigue loading testing apparatus suitable for wind power Blade. CN 106680119 A. 2017.
- [36] LI, Juan, LIU, Wenzhi, LUO, Zhen, WANG, Hong y ZHANG, Jun. Megawatt-grade wind generator set vane fatigue test apparatus. CN 201540229 U. 2010.
- [37] D. J. Ewins. Modal Testing: Theory, Practice and Application. Second Edition. 2000.
- [38] H. B. Pedersen, O. J. Dahl Kristensen. Applied Modal Analysis of Wind Turbine Blades. Risø National Laboratory. 2003.
- [39] WHITE, Glen. Introducción al análisis de vibraciones. Azima DLI. 2010.
- [40] B.R. Luis Antonio. Determinación de los parámetros modales (frecuencias naturales) de una viga en condición empotrada-libre. 2010.
- [41] R. ASKELAND Donald, J. WRIGHT, Wendelin. Ciencia e ingeniería de materiales. 7ma ed. 2016.
- [42] M. GERE, James, J. GOODNO, Barry. Mecánica de materiales. 7ma ed. 2009.

- [43] MARTINEZ AQUINO, Jair Antonio. Análisis experimental del comportamiento a fatiga de material compuesto utilizado en manufactura de palas. Universidad del Istmo. 2016.
- [44] ARANA, José Luis, GONZALEZ, Javier Jesús. Mecánica de fractura. Universidad del País Vasco. 2002.
- [45] ESMERALDA CASTILLO, Sebastián. Análisis de criterios de fallo para materiales compuestos. Tesis Universidad Politécnica de Valencia, 2016.
- [46] Siemens, Window Types: Hanning, Flatop, Uniform, Tukey, and Exponential. [En línea]. Disponible en: <https://community.sw.siemens.com/s/article/window-types-hanning-flatop-uniform-tukey-and-exponential>.
- [47] Siemens, Windows and spectral leakage. [En línea]. Disponible en: <https://community.sw.siemens.com/s/article/windows-and-spectral-leakage>
- [48] Faster Capital, Fugas espectrales. [En línea]. Disponible en: <https://fastercapital.com/es/palabra-clave/fugas-espectrales.html>
- [49] National Instruments, Understanding FFTs and windowing. [En línea]. Disponible en: <https://www.ni.com/es/shop/data-acquisition/measurement-fundamentals/analog-fundamentals/understanding-ffts-and-windowing.html>
- [50] R.H, Barnes, E.V, Morozov, K. Shankar, Improved Methodology for design of low wind speed specific wind turbine blades, Composite Structures 119, pg. 677-684. 2015.
- [51] PATIL, Hemesh y JEYAKARTHIKEYAN, P V. Mesh convergence study and estimation of discretization error of hub in clutch disc with integration of ANSYS. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering [En línea]. 2018, vol. 402, no. 1, 012065 [Consulta: 20 de mayo de 2026]. Disponible en: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/402/1/012065>
- [52] Ansys. ANSYS Meshing User's Guide. p. 724-746. 2013.
- [53] BENGTTSSON, Rhodel, AFSHAR, Reza y GAMSTEDT, E. Kristofer. An applicable orthotropic creep model for wood materials and composites. Wood Sci Technol 56, 1585–1604. 2022.
- [54] SOTOMAYOR CASTELLANOS, Javier Ramón y LOPEZ GARZA, Víctor. Verificación por el método del elemento finito del comportamiento mecánico de la madera en flexión estática. Investigación e Ingeniería de la Madera. ISSN: 2395-9320. 2016.
- [55] MACEDO ALQUICIRA, Israel, y SOTOMAYOR CASTELLANOS, Javier Ramón. Densidad, velocidad del ultrasonido y módulo dinámico de madera sólida y laminada de *Pinus pseudostrobus*. Madera y Bosques, 27(3), e2732235. DOI: 10.21829/myb.2021.2732235. 2021.

- [56] SOTOMAYOR CASTELLANOS, Javier Ramón. Estudio comparativo de módulos de rigidez de tres maderas mexicanas y tres maderas japonesas. Ingenierías. DOI:10.29105/ingenierias27.96-950. 2024.
- [57] SOTOMAYOR CASTELLANOS, Javier Ramón y LOPEZ GARZA, Víctor. Módulos dinámicos de la madera de 17 especies determinados por vibraciones longitudinales. Ceiba 0846: 1–11. DOI: 10.5377/ceiba.v0i0846.8822. 2020.
- [58] International Electrotechnical Commission. IEC 61400-2 “Wind Turbines - Part2: Design requirements of small wind turbines. 2015.
- [59] A. DEAN, Raul, S. MAGLIONE, Livio y O. CAPPELLARI, Fernando. Análisis de función y matriz morfológica aplicado al diseño de un implemento agrícola. 2018. *Revista Aporte Santiaguino de la Universidad Nacional Santiago Antúnez de Mayolo* [En línea]. [Consulta en diciembre de 2022]. ISSN-L 2616-9541.
- [60] LIANG, Shaoxiong, GNING, Papa-Birame y GUILLAUMAT, Laurent. Properties evolution of flax/epoxy composites under fatigue loading. International Journal of Fatigue. Vol. 63, pages 36-45. 2014.

ACTIVIDADES DE DIFUSIÓN Y PARTICIPACIÓN

Durante el desarrollo de esta investigación, se participó en congresos con ponencias y publicación de artículos de divulgación y especializados.

Derivado de este trabajo de investigación, se publicó un artículo original en la revista Journal of Wood Science, mismo que se mencionó previamente en la sección Aportación de la tesis, en el cual, a partir de los datos experimentales, se propone un nuevo modelo para la evolución del daño a través de la degradación dinámica de la rigidez.

Santibañez et al. *Journal of Wood Science* (2026) 72:19
<https://doi.org/10.1186/s10086-026-02264-x>

Journal of Wood Science

ORIGINAL ARTICLE

Open Access



Model for damage evolution through dynamic stiffness degradation in three wood species subjected to very high cycle fatigue

Adrian Santibañez¹, Victor Lopez^{1*} , Juan Felipe Soriano¹, Carlos Magaña¹, Georgina Carbajal¹ and Tizoc Lopez²

Abstract

The main objective of this research project is to characterize the evolution of fatigue damage produced by a flexural excitation device in three types of wooden beams of different species, namely *Pinus pseudostrobus*, *Quercus scytophylla*, and *Cedrela odorata*. A stiffness degradation model is proposed that considers an acceleration of damage as it increases. The methodology used for this purpose is based on laboratory measurement of the first natural frequency of the wooden beams using the impact and sensing technique and vibration detection using an accelerometer for subsequent computer data processing. The first natural frequency is measured before fatigue testing begins. The theory of fatigue degradation dictates that a material loses stiffness over the course of working cycles. Measurements of the first natural frequency of the wooden beams are taken after more than 19 million cycles, verifying this behavior in the laboratory. The results obtained show a decrease in natural frequency, which translates into a loss of stiffness. The order of 10^7 cycles was reached for all beams, and a reduction of 19.06% in the stiffness of *Cedrela odorata*, 16.83% for *Pinus pseudostrobus* and 11.20% for *Quercus scytophylla* was observed. Based on the experimental data and using a simple exponential degradation model as a basis, a new model for damage evolution is proposed that considers degradation accelerating as damage increases and approaches failure. The experimental data are compared with the data obtained using the proposed model, obtaining a correlation coefficient (R^2) of 0.998 for *Pinus pseudostrobus*, 0.950 for *Quercus scytophylla*, and 0.835 for *Cedrela odorata*. The model fits the experimental data very well for *Pinus pseudostrobus* and *Quercus scytophylla* but not as well for *Cedrela odorata*.

Keywords Stiffness degradation, Very high cycle fatigue, Damage evolution model, Fatigue life prediction, S–N curves, Modal analysis, *Pinus pseudostrobus*, *Quercus scytophylla*, *Cedrela odorata*

Se participó con una ponencia en el 1er Congreso Internacional de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica Aplicada titulada “Simulación numérica y propuesta de ensayos estructurales de aspas de turbinas de viento de baja capacidad de doble raíz con base en la norma IEC 61400-2”.



Participé con una ponencia en el 18 Congreso Estatal de Ciencia, Tecnología e Innovación, así como con la publicación de un artículo en las memorias del congreso, titulado “Diseño y manufactura de un prototipo para pruebas a flexión en álabes de turbinas eólicas de baja potencia en base a la norma IEC 61400-2”.



DISEÑO Y MANUFACTURA DE UN PROTOTIPO PARA PRUEBAS A FLEXIÓN EN ÁLABES DE TURBINAS EÓLICAS DE BAJA POTENCIA EN BASE A LA NORMA IEC 61400-2

Adrian Santibañez Maldonado¹, Víctor López Garza², Juan Felipe Soriano Peña³, Tizoc López López⁴, Paulina Marín Téllez⁵

Eje1. La investigación en las Ciencias Básicas
Mesa 2. Ciencias de la Ingeniería y Tecnología

Resumen

El presente trabajo de investigación tiene como objetivo exponer el diseño y manufactura de un prototipo de mecanismo para realizar pruebas estáticas y de fatiga en álabes de turbinas eólicas de baja potencia de acuerdo a la norma IEC 61400-2. Se presenta la metodología general del proyecto, así como la metodología referente al diseño y manufactura del prototipo. Se muestra el diseño y manufactura de un módulo para realizar pruebas estáticas en álabes, así como las pruebas de funcionamiento y los resultados obtenidos. Se presenta el modelado en software CAD de un álabe para su posterior análisis modal con la ayuda de software de elemento finito para obtener sus frecuencias naturales de vibración. También se expone la configuración en laboratorio para realizar un análisis modal al aspa en cuestión de forma experimental. Y, por último, se mostrará el diseño y manufactura del prototipo.

Palabras clave: (Turbina, Álabe, Fatiga)

EL GOBIERNO DEL ESTADO DE MICHOACÁN, A TRAVÉS DEL
INSTITUTO DE CIENCIA, TECNOLOGÍA E INNOVACION
OTORGAN LA PRESENTE:

CONSTANCIA

A: ADRIAN SANTIBAÑEZ MALDONADO; VÍCTOR LÓPEZ GARZA; JUAN FELIPE SORIANO
PEÑA; TIZOC LÓPEZ LÓPEZ; PAULINAMARÍN TÉLLEZ

POR LA EXPOSICIÓN DE SU PONENCIA "DISEÑO Y MANUFACTURA DE UN PROTOTIPO PARA
PRUEBAS A FLEXIÓN EN ÁLABES DE TURBINAS EÓLICAS DE BAJA POTENCIA EN BASE A LA NORMA
IEC 61400-2" EN EL EJE 1. INVESTIGACIÓN EN LAS CIENCIAS BÁSICAS DE LA MESA 2: CIENCIAS DE
LA INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

TRABAJO ASESORADO POR: VÍCTOR LÓPEZ GARZA

EN EL MARCO DE LAS ACTIVIDADES ACADÉMICAS DEL

18 CONGRESO
ESTATAL de
CIENCIA
TECNOLOGÍA
E INNOVACIÓN

y el

12 Encuentro
de Jóvenes
Investigadores
del Estado de Michoacán

MORELIA, MICHOACÁN; A 6 DE OCTUBRE DE 2023

DRA. ALEJADRA OCHOA ZARZOSA
DIRECTORA GENERAL DEL INSTITUTO DE CIENCIA,
TECNOLOGÍA E INNOVACIÓN DEL ESTADO DE MICHOACÁN

DATOS DEL FIRMANTE

RFC: OOZA720610S70

NOMBRE: ALEJANDRA OCHOA ZARZOSA

NO CERTIFICADO: 00001000000512647018

CN: AUTORIDAD CERTIFICADORA

Folio: 90a1c720-7a07-5b63-b13d-171b29ad1be1

Email: aleocho@hotmail.com

FIRMA ELECTRÓNICA AVANZADA



nQ62l1w3BQF9/krugzRf+O3BkP5dEEqcy9t7w0N496PiUCKwiqi1yVKhaQhAuB7GKcEYEWuU01shH8JwXNGCcsHrj
czLk3wJRLH6p7obHn1AVPTYMIpuQTEJYQ12+qYeRS4oQj60iZUjkr9FzGXA92eagm+tfqmLx78lyTaSh/om+wPIWx
OgGHEA14ncTLzeFQ5lCuM5FiuiLo5kz4BWPasSyXBgApLsX9PdThjIjskujUw5eVKr1ApMBb5UcLNzjhlkaMCmcwjlse
zAVegI8C0WG474U+5YJeDLR/53eu0iAZpO6VJCTrCzMzaM2sHnZtANvhAbva03bsp3hz4Q==

Se participó con la publicación de un artículo en la edición número 90 de la revista Ciencia Nicolaita que lleva por título “Simulación numérica y propuesta de ensayos estructurales de aspas de turbinas de viento de baja capacidad de doble raíz con base en la norma IEC 61400-2”.



Ciencia Nicolaita 90

ISSN: 2007-7068



Simulación numérica y propuesta de ensayos estructurales de aspas de turbinas de viento de baja capacidad de doble raíz con base en la norma IEC 61400-2

Numerical simulation and proposal for structural tests of low-capacity double-root wind turbine blades based on the IEC 61400-2 standard

Adrián Santibáñez Maldonado*, Víctor López Garza, Juan Felipe Soriano Peña, Paulina Marín Téllez, Gerardo Javier Marín Téllez

Para citar este artículo: Santibáñez Maldonado A, López Garza V, Soriano Peña JF, Marín Téllez P, Marín Téllez GJ (2024). Simulación numérica y propuesta de ensayos estructurales de aspas de turbinas de viento de baja capacidad de doble raíz con base en la norma IEC 61400-2. *Ciencia Nicolaita* 90: 117-126.

DOI: <https://doi.org/10.35830/cn.vi90.743>



Historial del artículo

Recibido: 17 de agosto de 2023

Aceptado: 10 de noviembre de 2023

Publicado en línea: abril 2024

Tuve participación con una ponencia en el 20 Congreso Estatal de Ciencia, Tecnología e Innovación, así como con la publicación de un artículo en las memorias del congreso titulado “Determinación de la primera frecuencia natural en laboratorio en soleras de acero mediante el uso del acelerómetro ADXL335 y LabView”.

MEMORIAS

CONGRESO ESTATAL DE CIENCIA, TECNOLOGÍA E
INNOVACIÓN Y ENCUENTRO DE JÓVENES INVESTIGADORES
DEL ESTADO DE MICHOACÁN

CONGRESO
ESTATAL de
CIENCIA,
TECNOLOGÍA
E INNOVACIÓN

Eje 1. Investigación en las Ciencias Básicas
Mesa 2: Ciencias de la Ingeniería y Tecnología

Octubre, 2025
ID: CP0225113

DETERMINACIÓN DE LA PRIMERA FRECUENCIA NATURAL EN LABORATORIO EN SOLERAS DE ACERO MEDIANTE EL USO DEL ACELERÓMETRO ADXL335 Y LABVIEW

Santibañez Maldonado, A.¹; López Garza V.² Soriano Peña, J.F.³ López López, T.⁴ Marín
Téllez, P.⁵

¹Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, Facultad de Ingeniería Mecánica, Michoacán, 58030, México. 1214743e@umich.mx

²Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, Facultad de Ingeniería Mecánica, Michoacán, 58030, México. victor.garza@umich.mx

³Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, Facultad de Ingeniería Mecánica, Michoacán, 58030, México. juan.soriano@umich.mx

⁴Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, Facultad de Ingeniería Eléctrica, Michoacán, 58030, México. troc.lopez@umich.mx

⁵Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, Facultad de Ingeniería Mecánica, Michoacán, 58030, México. 1214984f@umich.mx

RESUMEN. El presente trabajo propone la adquisición de datos a partir de pruebas experimentales, en particular de la primera frecuencia natural en soleras de acero de distinto espesor. Lo anterior, utilizando instrumentación virtual a través del software LabVIEW, la tarjeta de adquisición de datos Arduino Mega 2560 y el sensor ADXL335. Conocer esto es de suma importancia para diseñar elementos de máquinas que se verán sometidos a cargas cíclicas, incluso estructuras estáticas como edificios y puentes, es necesario conocer sus frecuencias naturales de vibración para evitar que la estructura entre en resonancia con alguna carga de trabajo, del viento, etc. Se utiliza la simulación por elemento finito para conocer cuál es el valor de la frecuencia natural y poder calibrar correctamente el acelerómetro en laboratorio, también se utiliza un método analítico como referencia. Se hace el análisis modal utilizando la metodología de impacto y sensado, para hacer vibrar las soleras y poder reproducir la primera frecuencia natural en laboratorio. Se realizó la programación en LabVIEW para el correcto tratamiento de las señales, que son enviadas en el dominio del tiempo por el acelerómetro, para poder visualizarlas en el dominio de la frecuencia, es decir en Hertz. Se realizaron un total de 40 repeticiones para cada solera y al final se obtuvo un promedio, moda y coeficiente de variación. Los datos experimentales corresponden estrechamente con los obtenidos por medio de la simulación numérica y el método analítico, permitiendo concluir que el acelerómetro está calibrado correctamente.

PALABRAS CLAVE. Análisis modal, simulación numérica, vibraciones, primera frecuencia natural.

INTRODUCCIÓN. Marco Teórico. “Análisis modal” se utiliza aquí para abarcar “los procesos implicados en el ensayo de componentes o estructuras con el objetivo de obtener una descripción matemática de su comportamiento dinámico o vibratorio”. La forma de la

“descripción matemática” o modelo varía considerablemente de una aplicación a otra: puede ser una estimación de la frecuencia natural. Si se le aplica energía a un sistema, este vibrará a su frecuencia natural, y el nivel de las vibraciones dependerá de la fuerza de la fuente de energía y de la absorción inherente al sistema. Una buena simulación numérica ayuda a predecir resultados, pero, sobre todo, es parte fundamental a la hora de realizar el diseño de experimentos y saber que variables son las que más influyen a la hora de hacer las mediciones.

Antecedentes. Tradicionalmente, las mediciones de vibraciones se han realizado mediante equipos especializados como acelerómetros industriales y sistemas de adquisición de datos de alta precisión, los cuales, si bien ofrecen resultados confiables, suelen tener un costo elevado que limita su uso en proyectos de bajo presupuesto o en entornos académicos. En los últimos años, el uso de tecnologías accesibles como el microcontrolador Arduino y acelerómetros de bajo costo, como el ADXL335 o el MPU6050, ha ganado popularidad en investigaciones orientadas a la medición de vibraciones en estructuras. No obstante, persisten desafíos relacionados con la precisión de las mediciones, la sensibilidad de los sensores económicos y la validación de los resultados frente a modelos teóricos o simulaciones numéricas. En este contexto, la presente investigación propone una metodología para medir la primera frecuencia natural de soleras de acero utilizando un sistema de bajo costo basado en Arduino, calibrando el acelerómetro a partir de resultados obtenidos mediante simulaciones numéricas, con el objetivo de validar su confiabilidad y evaluar su aplicabilidad en entornos académicos y profesionales.

OBJETIVOS. General. Medir la primera frecuencia natural en laboratorio en soleras de acero. Específicos. Realizar el análisis modal mediante simulación por elemento finito. Calibrar el acelerómetro ADXL335 en laboratorio. Reproducir la primera frecuencia natural de las soleras en laboratorio. Realizar el análisis modal de las soleras en laboratorio.

EL GOBIERNO DEL ESTADO DE MICHOACÁN
A TRAVÉS DEL
INSTITUTO DE CIENCIA TECNOLOGÍA E INNOVACIÓN,
OTORGA LA PRESENTE:

CONSTANCIA

A:

ADRIAN SANTIBAÑEZ-MALDONADO; VÍCTOR LÓPEZ GARZA, JUAN FELIPE SORIANO
PEÑA, TIZOC LÓPEZ LÓPEZ, PAULINA MARIN TELLEZ

POR LA EXPOSICIÓN DE SU PONENCIA "DETERMINACIÓN DE LA PRIMERA FRECUENCIA NATURAL EN
LABORATORIO EN SOLERAS DE ACERO MEDIANTE EL USO DEL ACELERÓMETRO ADXL335 Y
LABVIEW" EN EL EJE 1. INVESTIGACIÓN EN LAS CIENCIAS BÁSICAS DE LA MESA 2: CIENCIAS DE LA
INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

PROYECTO DESARROLLADO EN: UNIVERSIDAD MICHOACANA DE SAN NICOLÁS DE HIDALGO (UMSNH)

EN EL MARCO DE LAS ACTIVIDADES ACADÉMICAS DEL



CONGRESO
ESTATAL de
**CIENCIA,
TECNOLOGÍA
E INNOVACIÓN**

14 Encuentro
de Jóvenes
Investigadores
del Estado de Michoacán

DRA. ALEJANDRA OCHOA ZARZOSA

DIRECTORA GENERAL DEL INSTITUTO DE CIENCIA, TECNOLOGÍA
E INNOVACIÓN DEL ESTADO DE MICHOACÁN

Morelia, Michoacán a 10 de octubre de 2025

DATOS DEL FIRMANTE

RFC: OOZA720610S70

Nombre: ALEJANDRA OCHOA ZARZOSA

No. Certificado: 00001000000512647018

CN: AUTORIDAD CERTIFICADORA

Folio: 00fa1bc2-002b-5c40-b3bc-80527e171734

Correo electrónico: aleocho@hotmail.com



FIRMA ELECTRÓNICA AVANZADA

Cwb5hoDF1Fa3sM9aMIBIW8AjB+LiYmv6gjlSt86Aj7BHXQbui4sqfEPGHIIx6FuXYyt6AzuUoDvcip7G7GPBY28pdcS
sQ2Q0UKME04Nnu3Xv66xg3lu7oMdWYUX1TMWpoaT4uqO5JpBXPI40U/V8fFEIOOxrw9/hVFNRn3oyQr9omWvrT
x6fk894PdL/Ihp2KIIeix3D4ZbV8w8hJnVdmjH4fjOd/MYGJIT70TMrkTZVwhFzL9MvzZeBPwoBSEfl/96ddyVjxzR5E08jd
SowxUBf2+FozgR1Lqy7rPyzjpNu8518/ophDy37flPuwr6j10rErCfYulr2k4/bA==

ACTIVIDADES DE RETRIBUCIÓN SOCIAL

Como parte de la retribución social hacia la Secretaría de Ciencia, Humanidades, Tecnología e Innovación (SECIHTI) se participó en varias actividades a lo largo de este periodo de investigación que abarca desde el 2022 a 2026.

Participé como colaborador en el Tianguis de la Ciencia en su edición número 30 con el taller titulado “Las Turbinas Eólicas -Energía limpia para tu casa-”.



Otorgan la presente

CONSTANCIA

Adrian Santibañez Maldonado

Por su participación como:

colaborador

En el taller:

Las Turbinas Eólicas -Energía limpia para tu casa-

En el 30 TIANGUIS DE LA CIENCIA realizado el día 14 de mayo, en las instalaciones de Ciudad Universitaria de la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, Morelia, Michoacán; mayo 2022


Dr. Marco Antonio Landavazo Arias
Coordinador de la Investigación Científica


Dr. Horacio Cano Camacho
Jefe del Departamento de Comunicación de la Ciencia

Participé como ponente e instructor en el marco del aniversario de la Facultad de Ingeniería Mecánica y en colaboración con la sección ASME-SOMIM-UMSNH con el taller titulado “Modelado y simulación de materiales compuestos en ANSYS”.



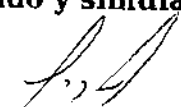
LA SECCIÓN ASME-SOMIM-UMSNH
EN COLABORACIÓN CON LA FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
DE LA UNIVERSIDAD MICHOACANA DE SAN NICOLÁS DE HIDALGO
Otorga la presente

CONSTANCIA

A M.C. ADRIAN SANTIBAÑEZ MALDONADO

Por su destacada participación como ponente, gran esfuerzo, liderazgo y entrega durante el seminario ASME SOMIM con el taller:

Modelado y simulación de materiales compuestos en ANSYS.


Ing. Salvador Naranjo.
Faculty Advisor
ASME-SOMIM-UMICH.



FACULTAD DE
INGENIERÍA MECÁNICA


M.C. Luis Ernesto Ceja Martínez.
Director de la Facultad

Morelia Michoacán a 03 y 04 de Noviembre del 2022

Se participó como colaborador en el 31 Tianguis de la Ciencia con el taller de “La super energía de viento”



Otorgan la presente

CONSTANCIA

Adrián Santibáñez Maldonado

Por su participación como:

Colaborador

En el taller:

LA SUPER ENERGÍA DE VIENTO

En el 31 TIANGUIS DE LA CIENCIA realizado los días 21 y 22 de abril, en las instalaciones de Ciudad Universitaria de la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo Morelia, Michoacán; abril 2023

Dr. Jesús Campos García
Coordinador de la Investigación Científica

Dr. Horacio Cano Camacho
Jefe del Departamento de Comunicación de la Ciencia

Tuve el honor de compartir mediante una ponencia mi línea de investigación a estudiantes de la Universidad Intercultural Indígena de Michoacán.



**Universidad
Intercultural
Indígena
de Michoacán**

La Universidad Intercultural Indígena de Michoacán, a través de la dirección académica,
otorga la presente

CONSTANCIA

A: ADRIÁN SANTIBÁÑEZ MALDONADO

Por su participación en la exposición de temas de investigación en energía eólica realizadas en el Posgrado de Facultad de Ingeniería Mecánica de la UMSNH para los alumnos del sexto semestre de la escuela de Ingeniería en Innovación Tecnológica Sustentable de la UIIM sede Tíridaro Michoacán, los cuales realizaron una visita académica el día 30 de junio del 2023.

Se expide la presente a petición del interesado para los usos y fines legales que correspondan.

Pátzcuaro, Michoacán, a 7 de julio del 2023

ATENTAMENTE

Dr. Luis Bernardo López Sosa
Director Académico
dacademica@uilm.edu.mx



**DIRECCIÓN
ACADÉMICA**

Fui parte del staff en el 11º Congreso del Verano Nicolaita de Investigación.



UNIVERSIDAD MICHOACANA DE SAN NICOLÁS DE HIDALGO

a través de la

Coordinación de la Investigación Científica

OTORGAN LA PRESENTE

CONSTANCIA

a:

**Adrian Santibañez
Maldonado**

Por su participación en las actividades de moderación, evaluación de carteles y logística en general en el 11º Congreso del Verano Nicolaita de Investigación, los días 21 y 22 de agosto de 2023, en esta universidad.

Morelia, Michoacán agosto de 2023

Dr. Jesús Campos García

Coordinador de la Investigación Científica

Participé como colaborador en el 32 Tianguis de la Ciencia con el taller “La magia del viento”.



Participé activamente en las “Jornada Intensivas de Asesorías Académicas” impartidas a jóvenes de la Licenciatura en Ingeniería Mecánica.



La Facultad de Ingeniería Mecánica dependiente de la Universidad
Michoacana de San Nicolás de Hidalgo



OTORGA EL PRESENTE

Reconocimiento

A: Adrian Santibañez Maldonado

Por su valiosa participación como ponente en las “*Jornadas Intensivas de Asesorías Académicas*” llevadas a cabo del 19 al 23 de mayo de 2025, con duración total de 20 horas, en las instalaciones del edificio W en Ciudad Universitaria.

Morelia, Michoacán, a 23 de mayo de 2025.



FACULTAD DE
INGENIERÍA MECÁNICA

M. C. Mario Alberto Ortiz Ruiz
Secretario Académico de la FIM

Dra. Alicia Aguilar Corona
Coordinadora
Programa de Asesorías Académicas
Lic. en Ing. Mecánica

M. C. Oracio García Lara
Coordinador
Programa de Asesorías Académicas
Lic. en Ing. Meatrónica

Participé como colaborador en el 33ª edición del Tianguis de la Ciencia con el taller titulado “El viento nuestro amigo invisible”.



LA UNIVERSIDAD MICHOACANA DE SAN NICOLÁS DE HIDALGO A
TRAVÉS DE LA COORDINACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN
CIENTÍFICA

Otorgan la presente

CONSTANCIA

A: Adrian Santibañez Maldonado

Por su valiosa participación como Colaborador con la actividad **“EL VIENTO, NUESTRO AMIGO INVISIBLE.”**, en la **33ª edición del Tianguis de la Ciencia**, evento que se llevó a cabo de manera presencial los días **6 y 7 de junio de 2025** en las instalaciones de Ciudad Universitaria. Con una duración de 16 horas.




Dr. Antonio Ramos Paz
Secretario Académico
UMSNH


Dr. Jaime Espino Valencia
Coordinador de la Investigación
Científica UMSNH

ANEXOS

ANEXO A FICHA TÉCNICA DEL ACELERÓMETRO ADXL335

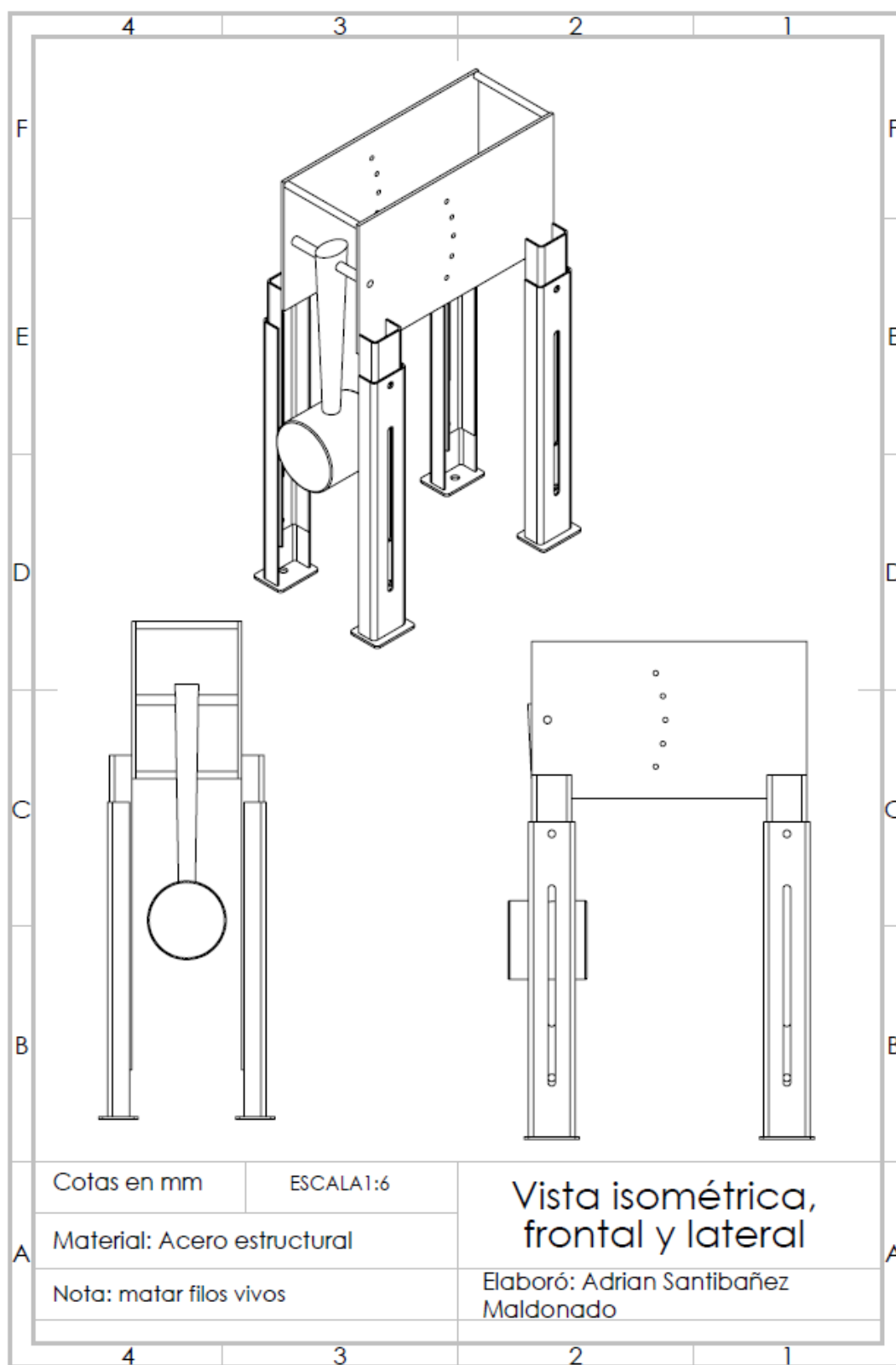
Característica	Valor
Grados de libertad	3
Voltaje de entrada	3.3-5 V
Voltaje de operación	2-3.6 V
Corriente de operación	0.140 mA
Interfaz	I ² C-SPI (5MHz)
Sensibilidad ajustable	2g/4g/8g/16g

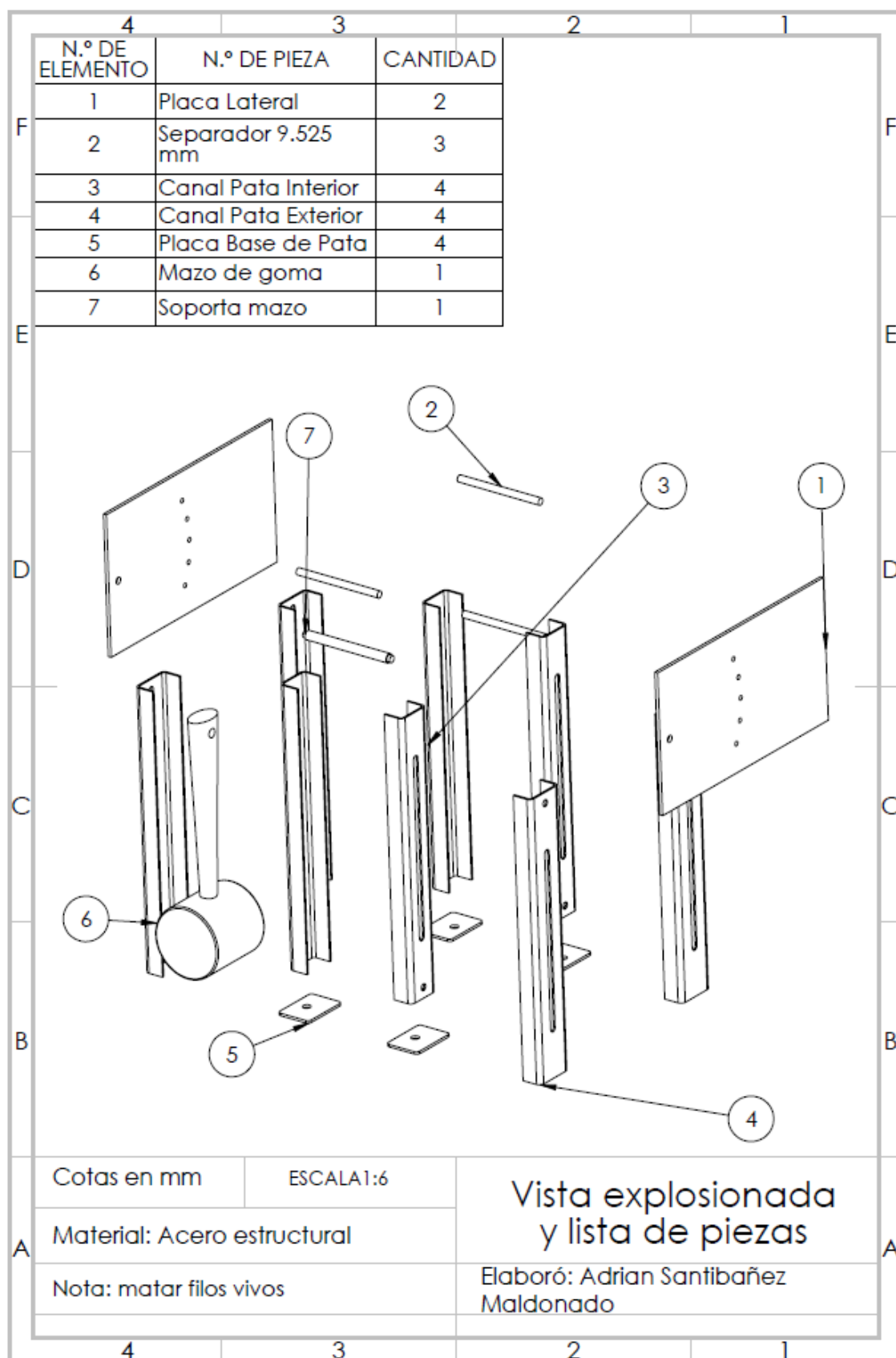
ANEXO B FICHA TÉCNICA DE LA TARJETA ARDUINO MEGA 2560

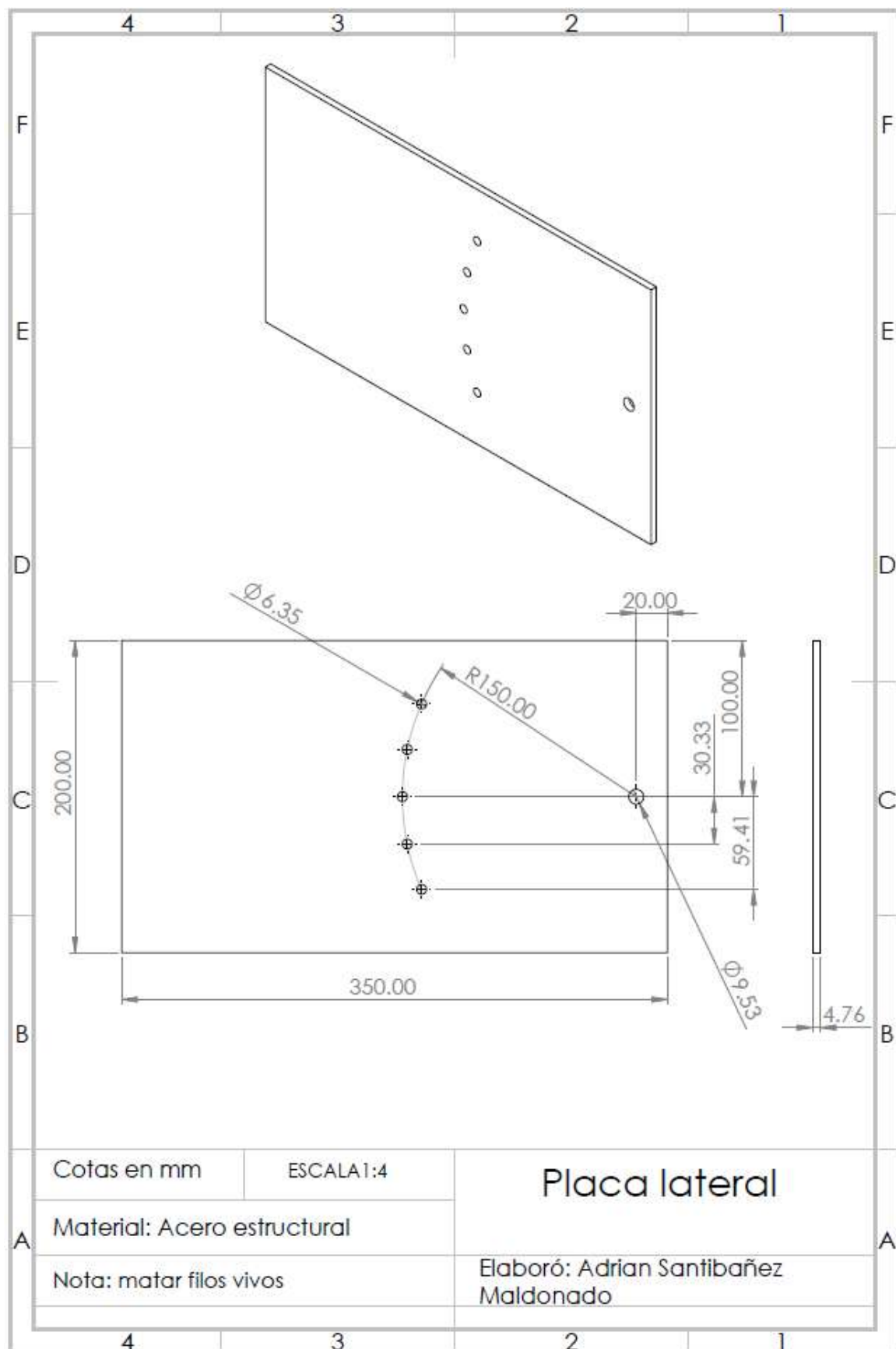
Utiliza un microcontrolador ATmega2560, posee 54 pines digitales, de los cuales 15 son PWM, por sus siglas en inglés de Pulse Width Modulation (modulación por ancho de pulso), 16 entradas analógicas, 4 puertos seriales, USB, conector de alimentación, cabezal ICSP y botón de reset, la Tabla muestra más detalles técnicos.

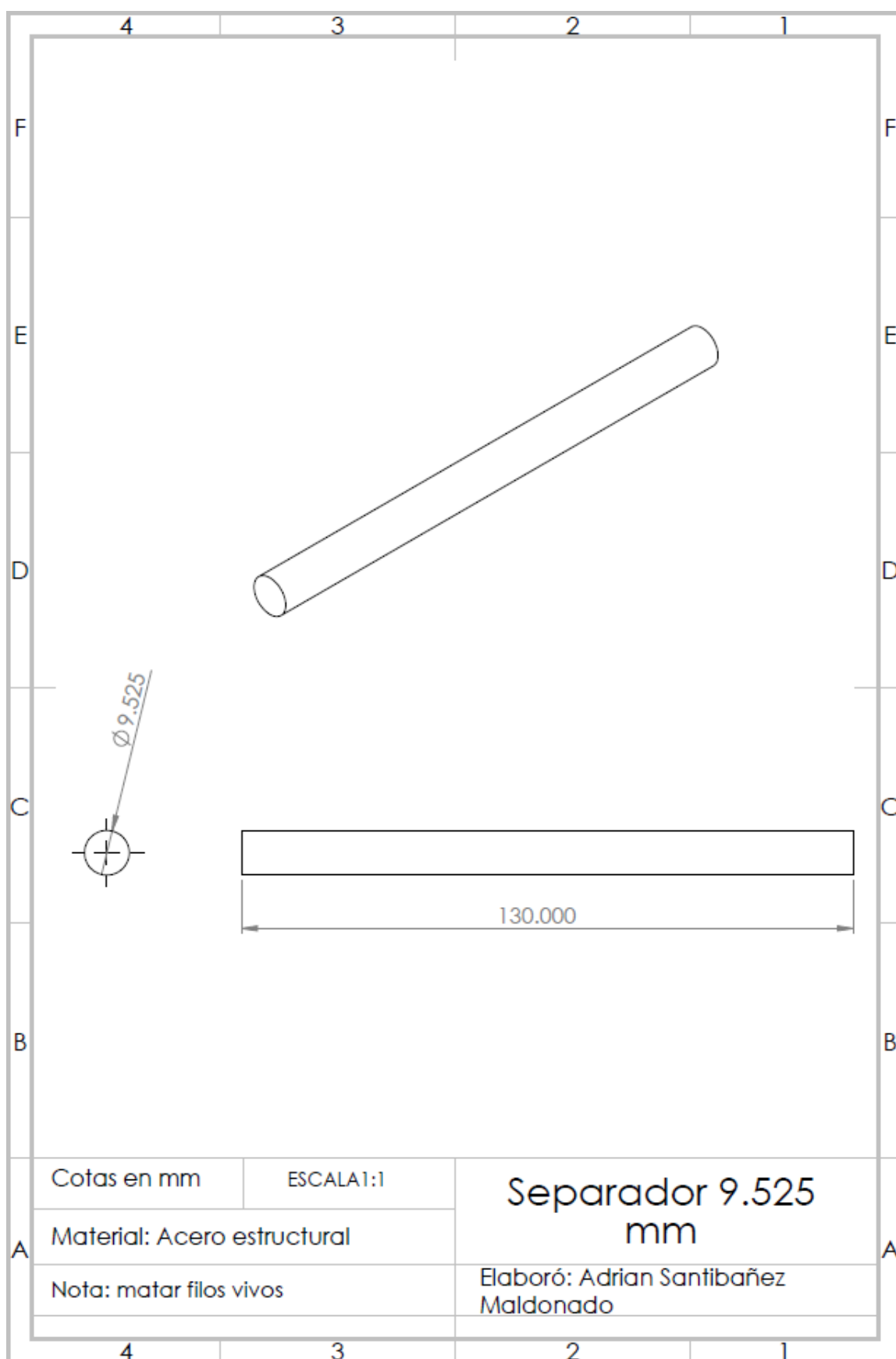
Característica	Valor
Velocidad de reloj	16 MHz
Voltaje de entrada	3.3-5 V
Voltaje de salida	7-12 V
Voltaje de operación	5 V
Memoria SRAM	8 KB
Memoria flash	256 KB
Memoria EEPROM	4 KB

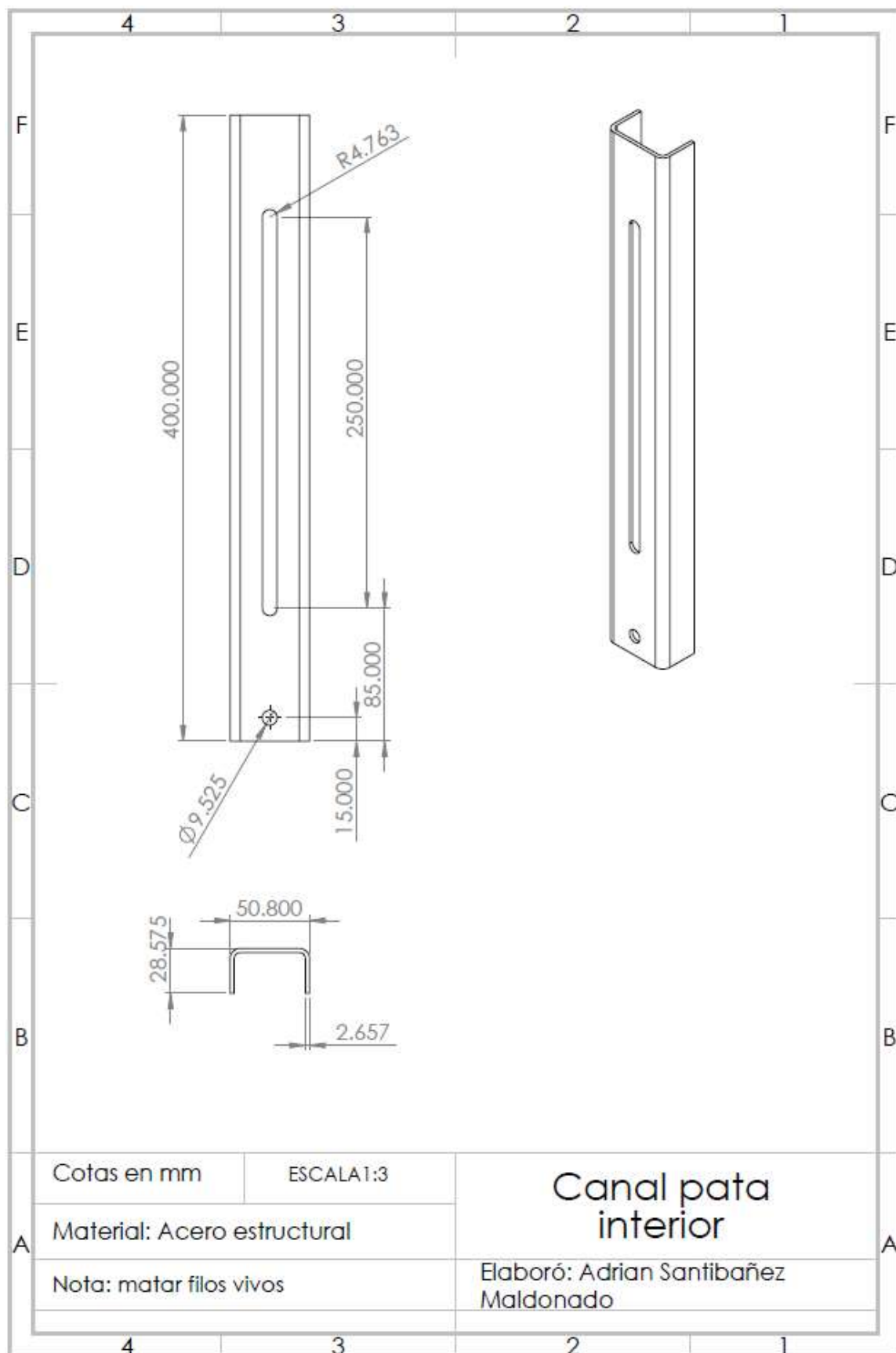
ANEXO C PLANOS DEL PÉNDULO DE IMPACTO

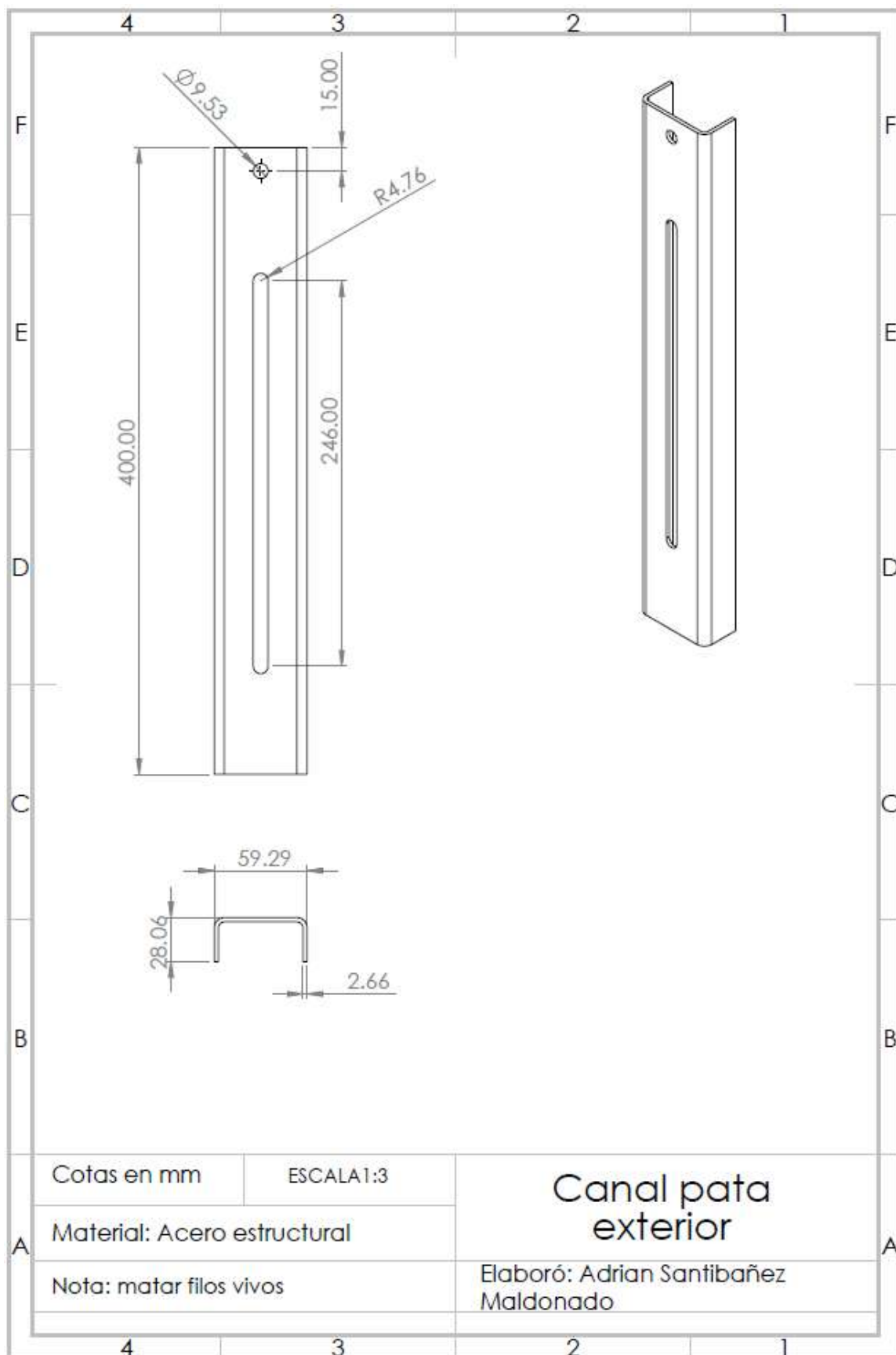


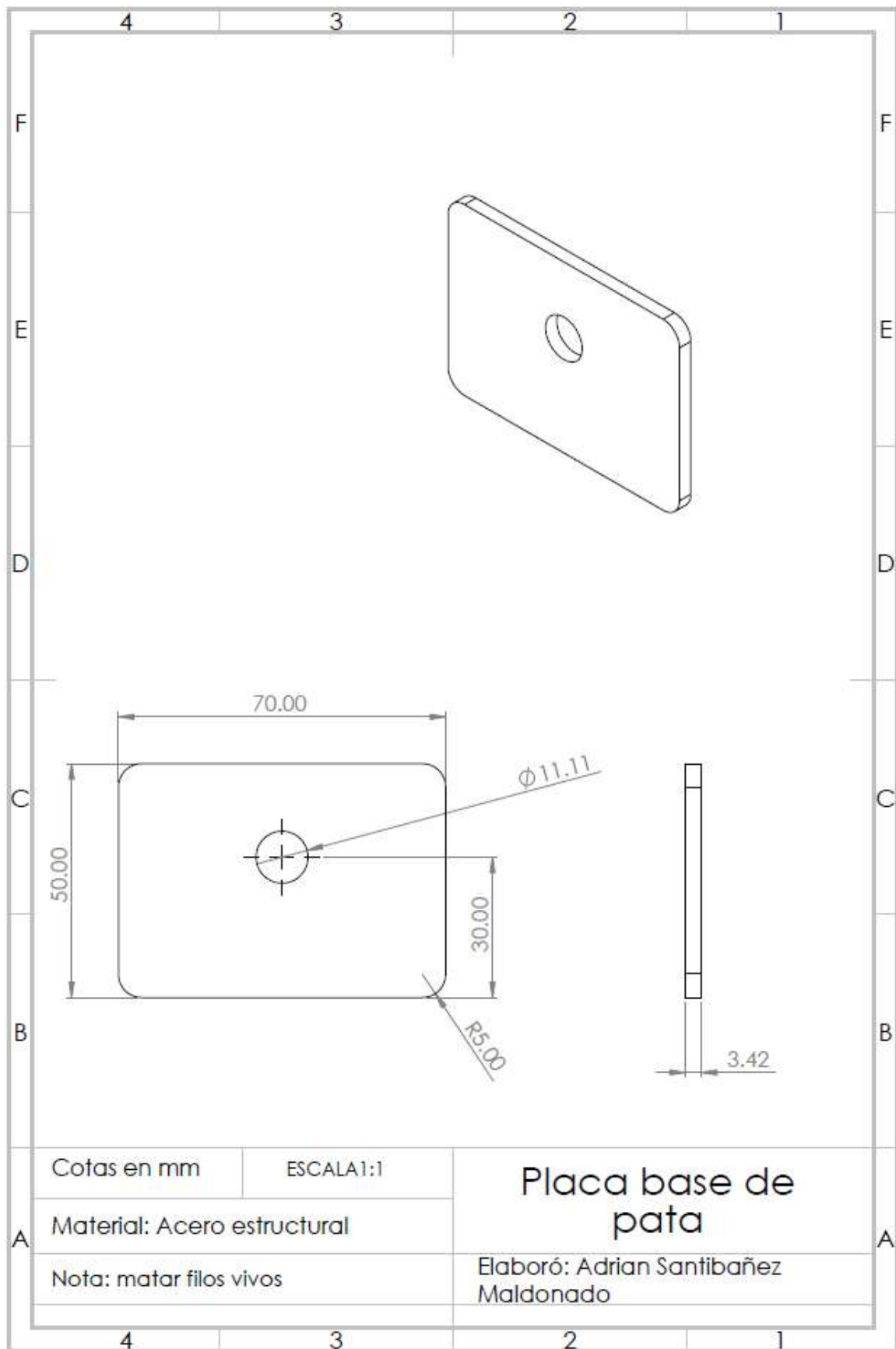


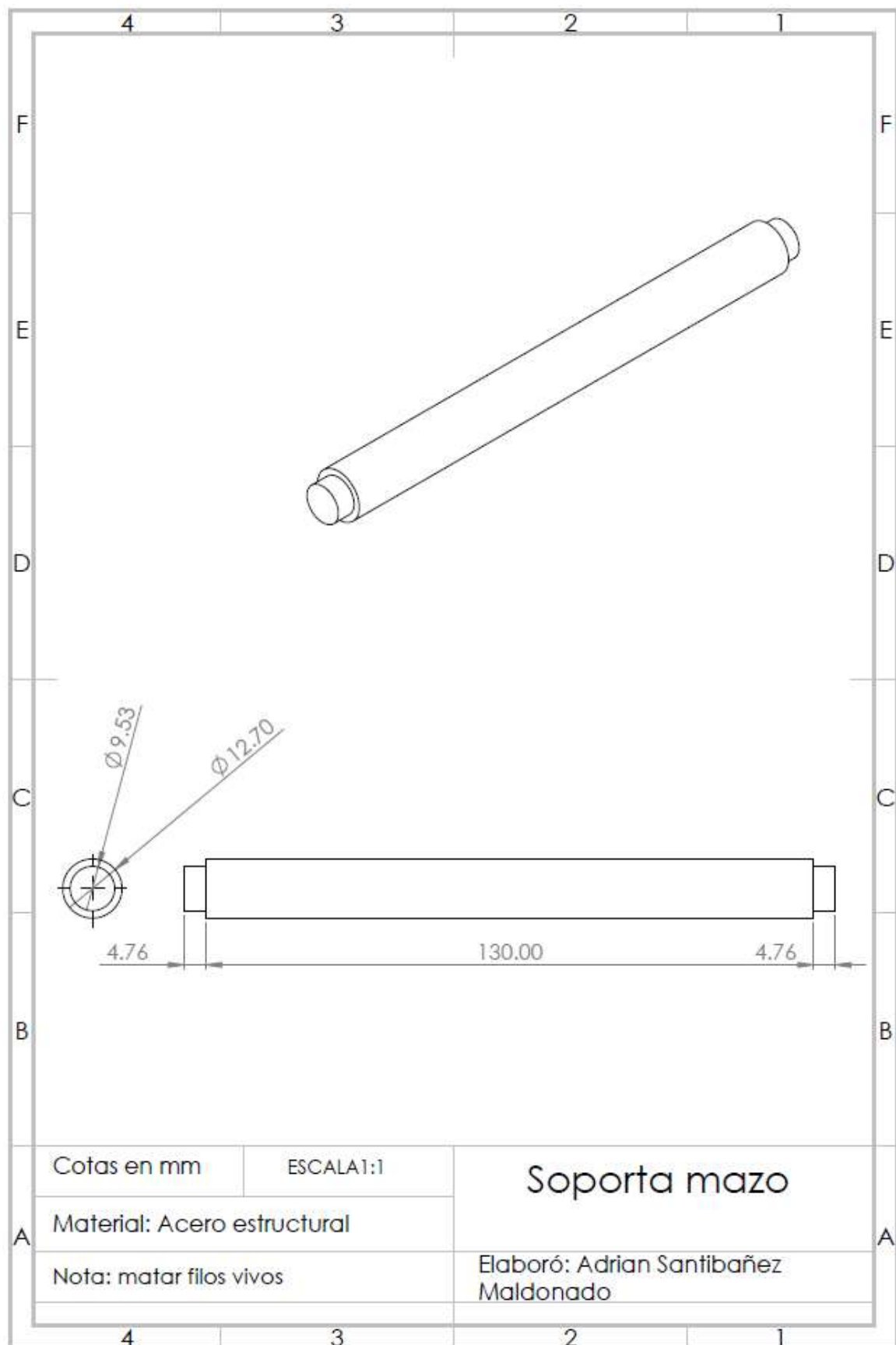




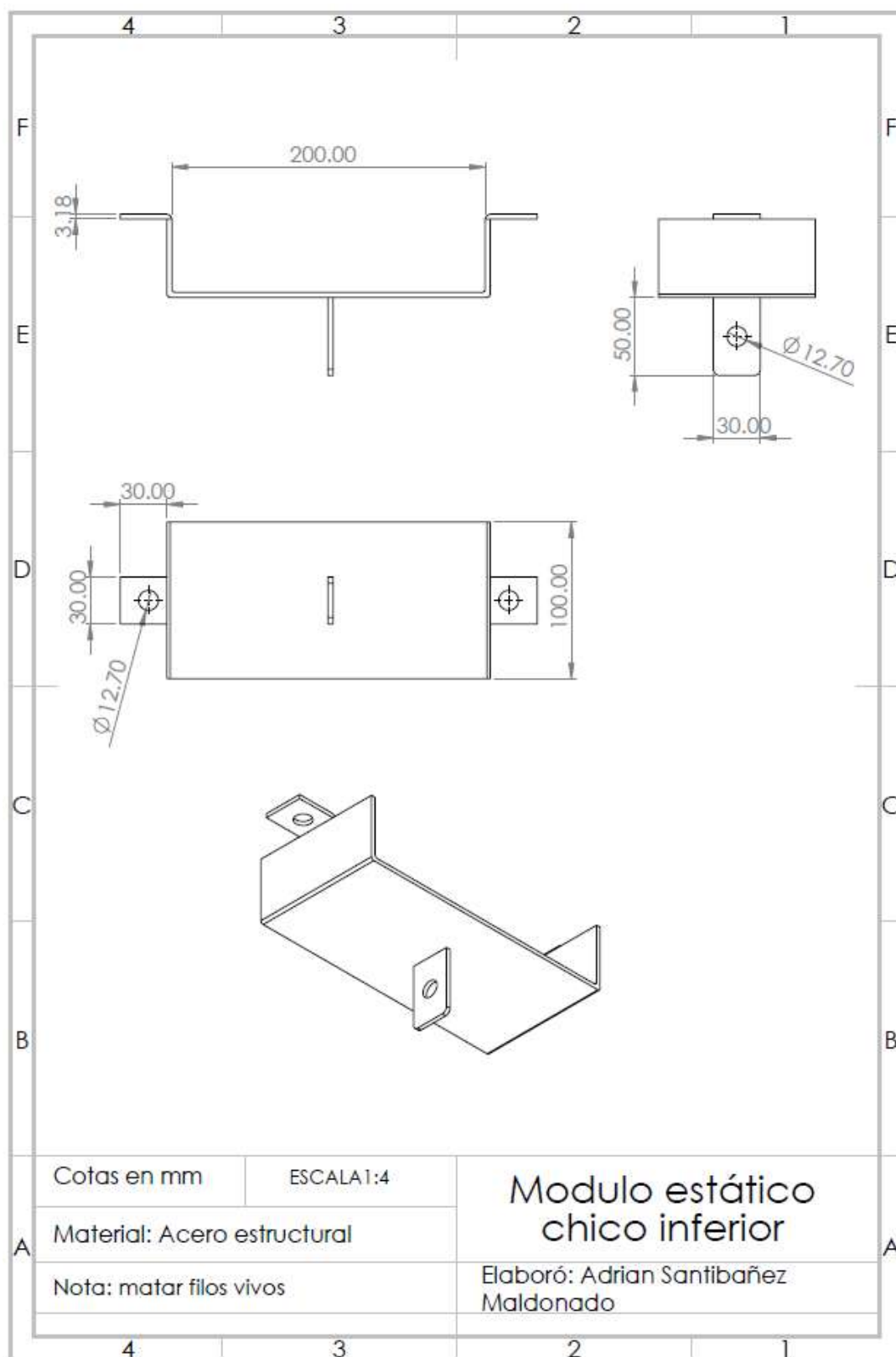


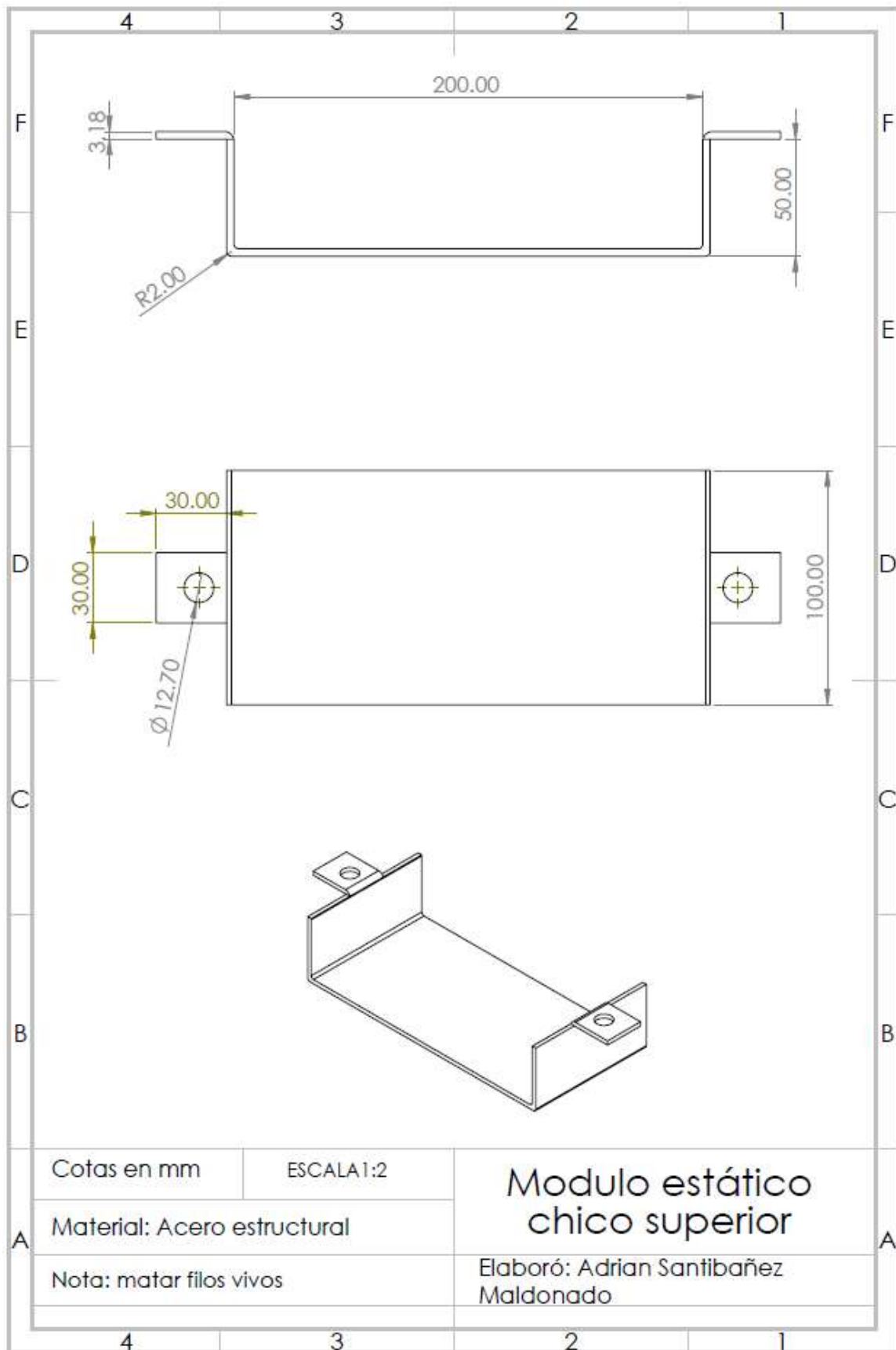


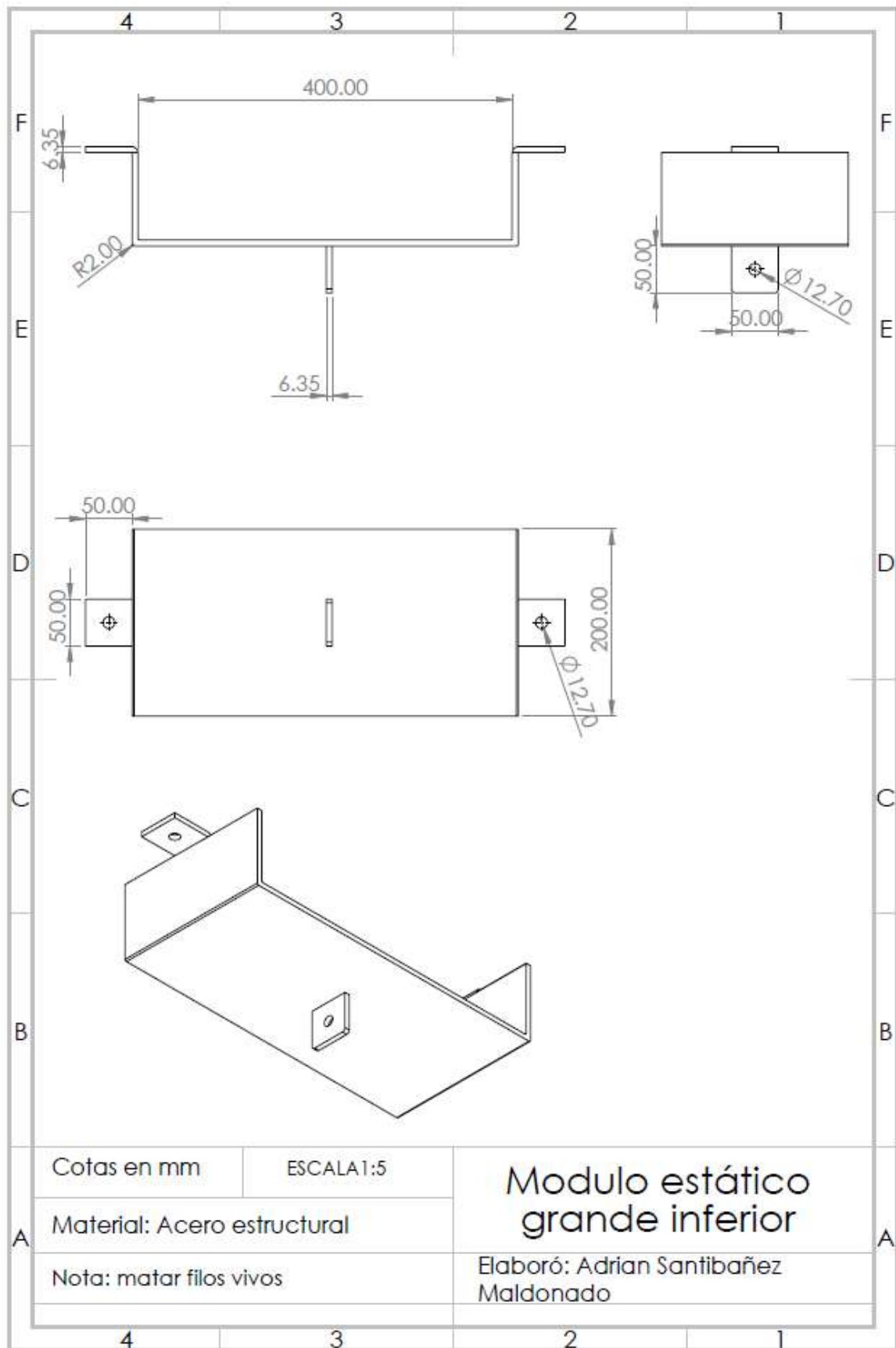


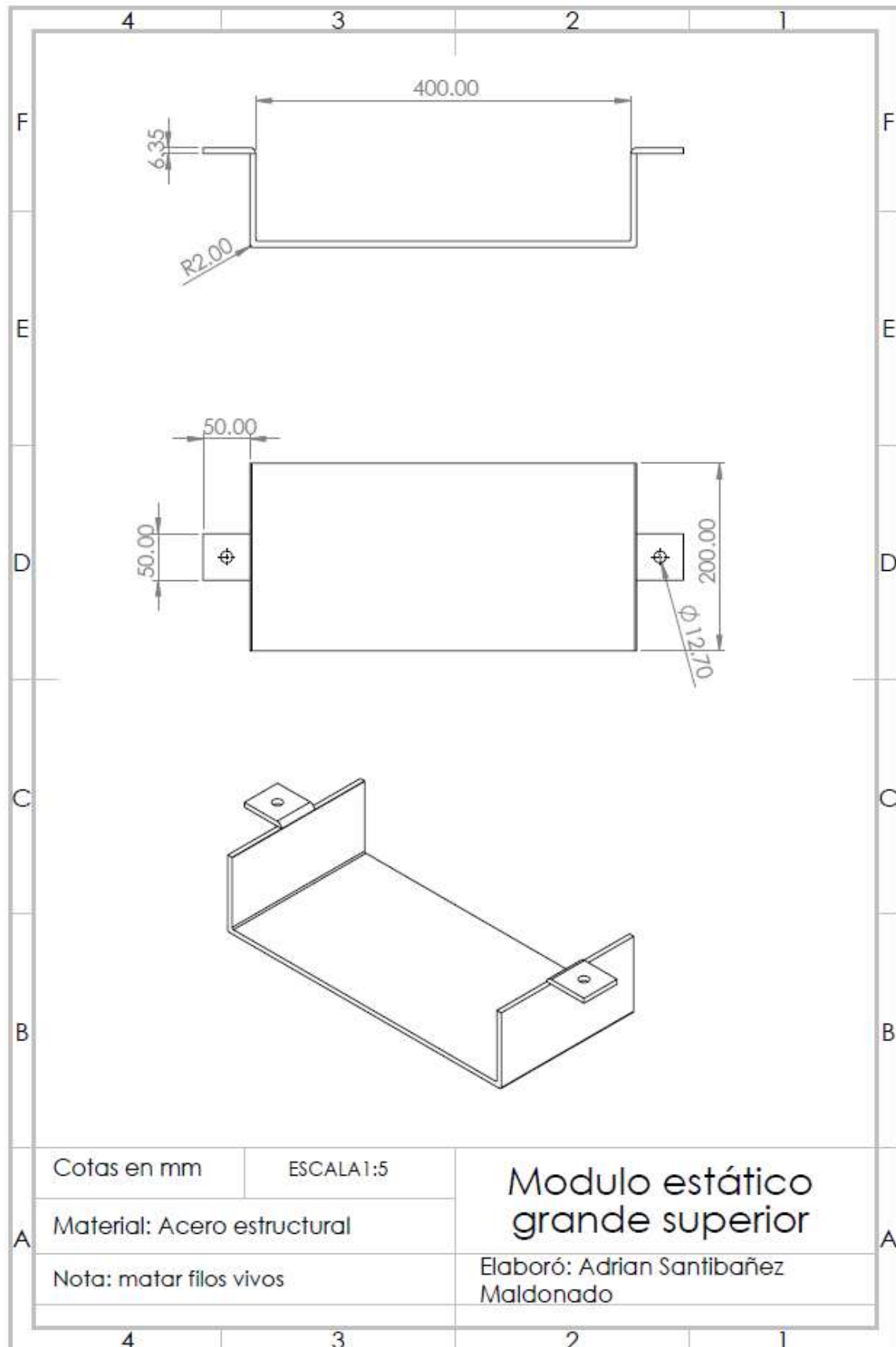


ANEXO D PLANOS DEL MÓDULO PARA PRUEBAS ESTÁTICAS

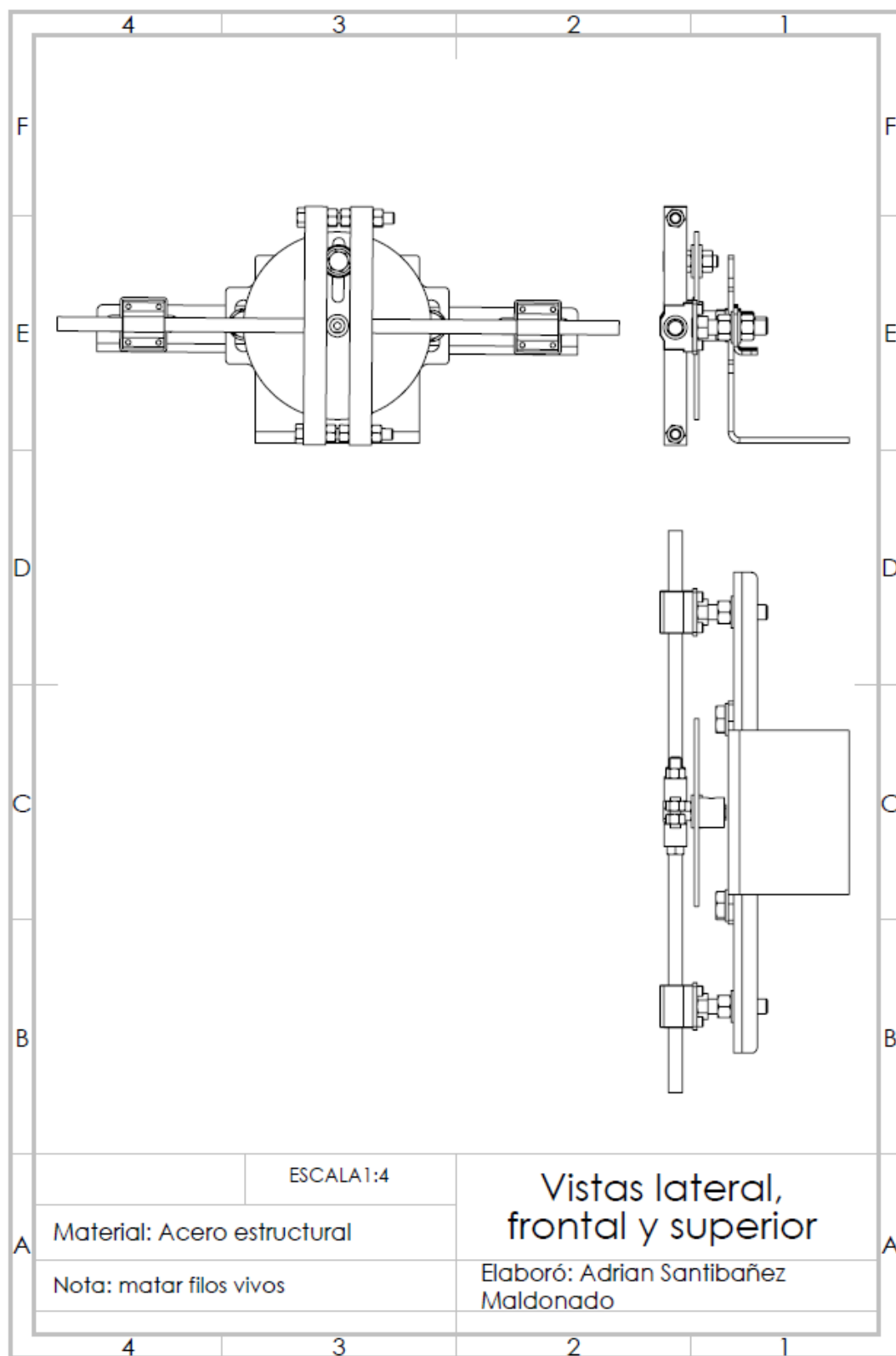








ANEXO E PLANOS DEL MÓDULO PARA PRUEBAS DE FATIGA



4			3			2			1		
N.º DE ELEMENTO			N.º DE PIEZA			N.º DE ELEMENTO			N.º DE PIEZA		
1			Placa Base			11			HNUT 0.5000-13-D-N		
2			HHFBOLT 0.5000-13x1x1-N			12			Preferred Narrow FW 0.5		
3			Brazo Soporte			13			Cuadrado .75 in		
4			Buje de volante			14			HBOLT 0.3750-16x3x1-N		
5			Volante de inercia			15			HNUT 0.3750-16-D-N		
6			Base de Balero Lineal			16			Barra 12mm		
7			9338T53			17			B18.2.3.1M - Hex cap screw, M10 x 1.5 x 40 -- 40N		
8			HBOLT 0.5000-13x2x1.25-N			18			B18.2.4.2M - Hex nut, Style 2, M10 x 1.5, with 16mm WAF -D-N		
9			B18.3.1M - 5 x 0.8 x 12 Hex SHCS -- 12NHX			19			B18.2.2M - Plain washer, 10 mm, regular		
10			SKF - 6000 - 8,SI,NC,8_68								

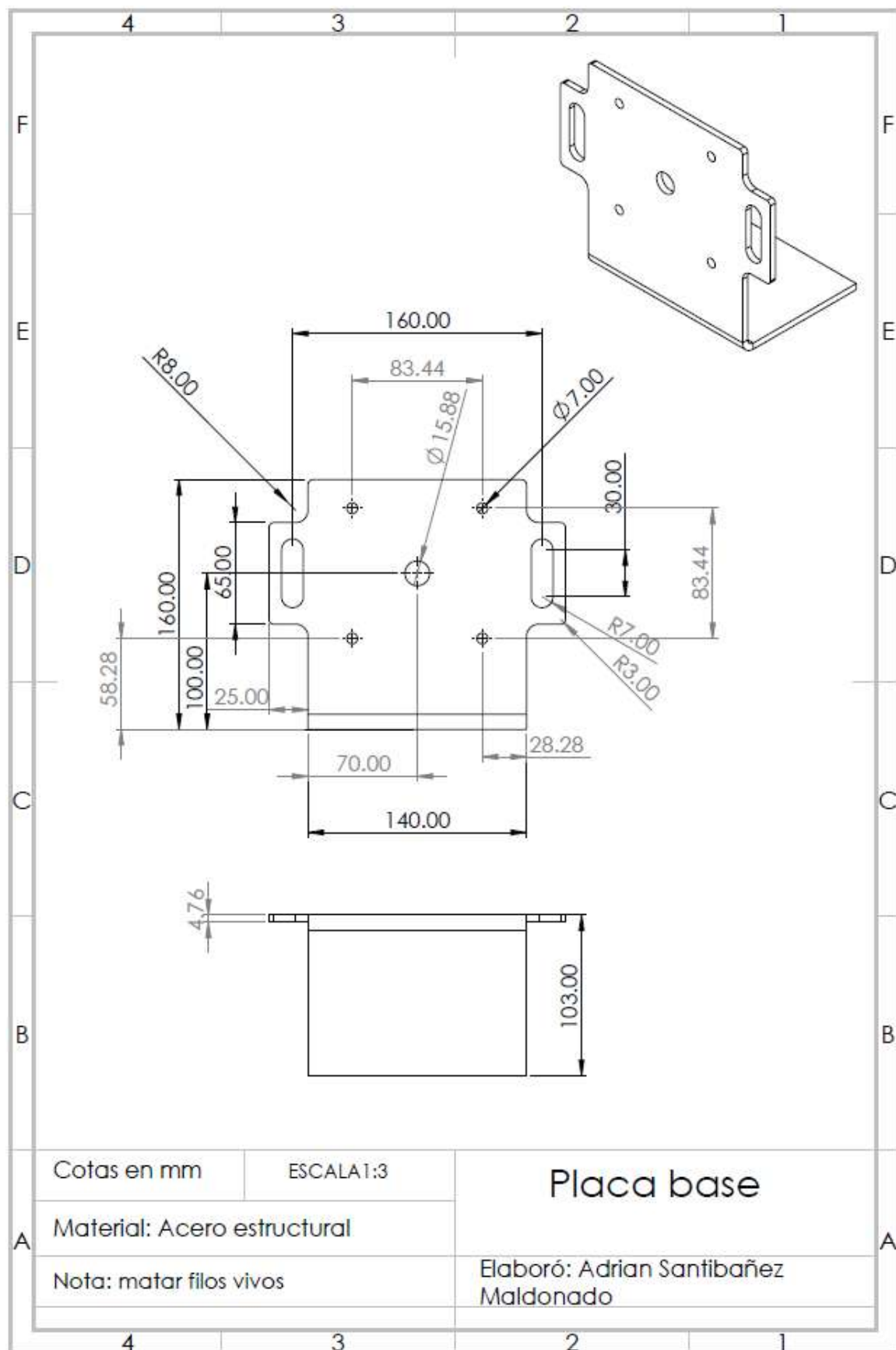
ESCALA 1:4

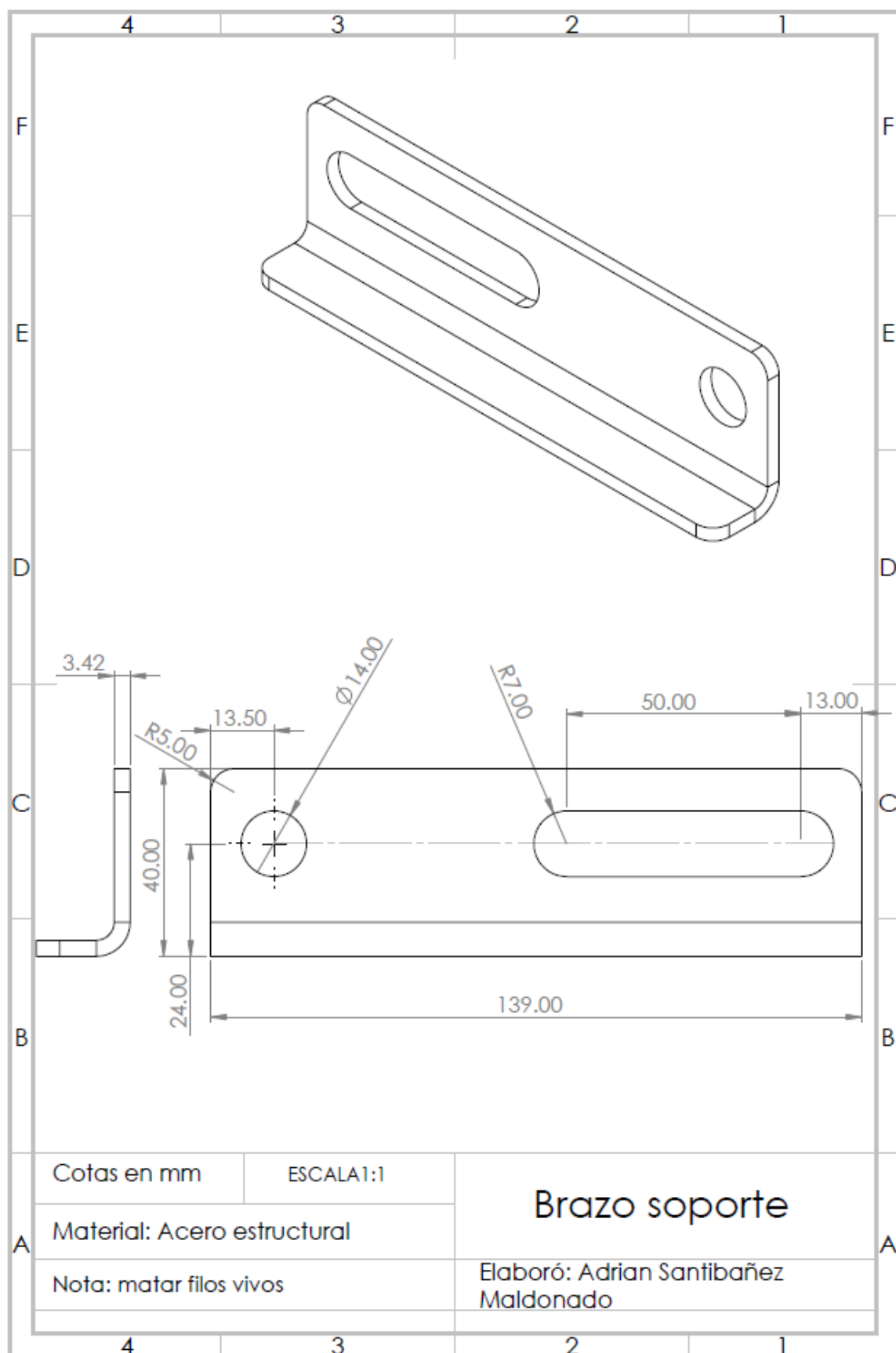
Vista explosionada y lista de piezas

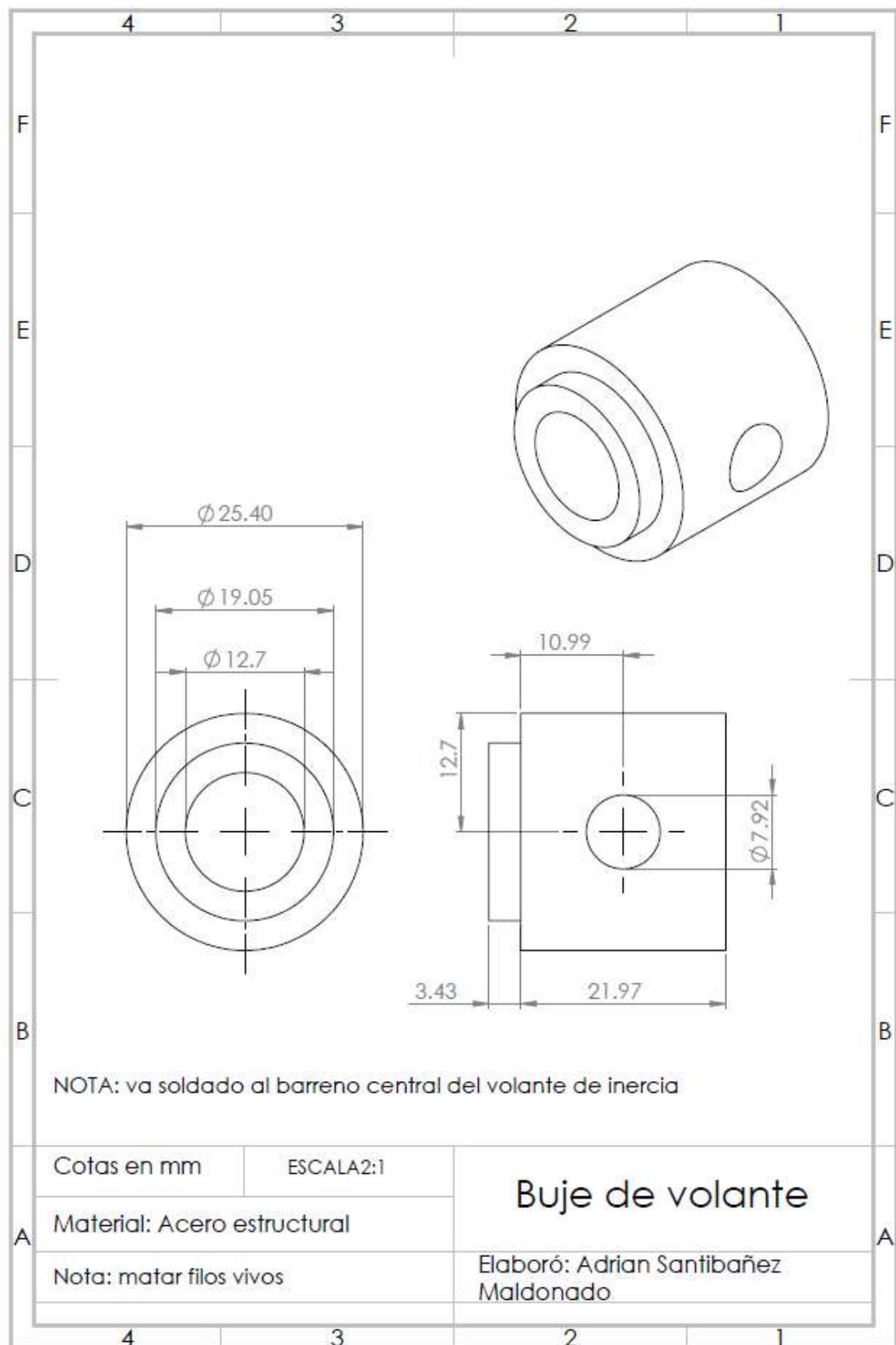
Material: Acero estructural

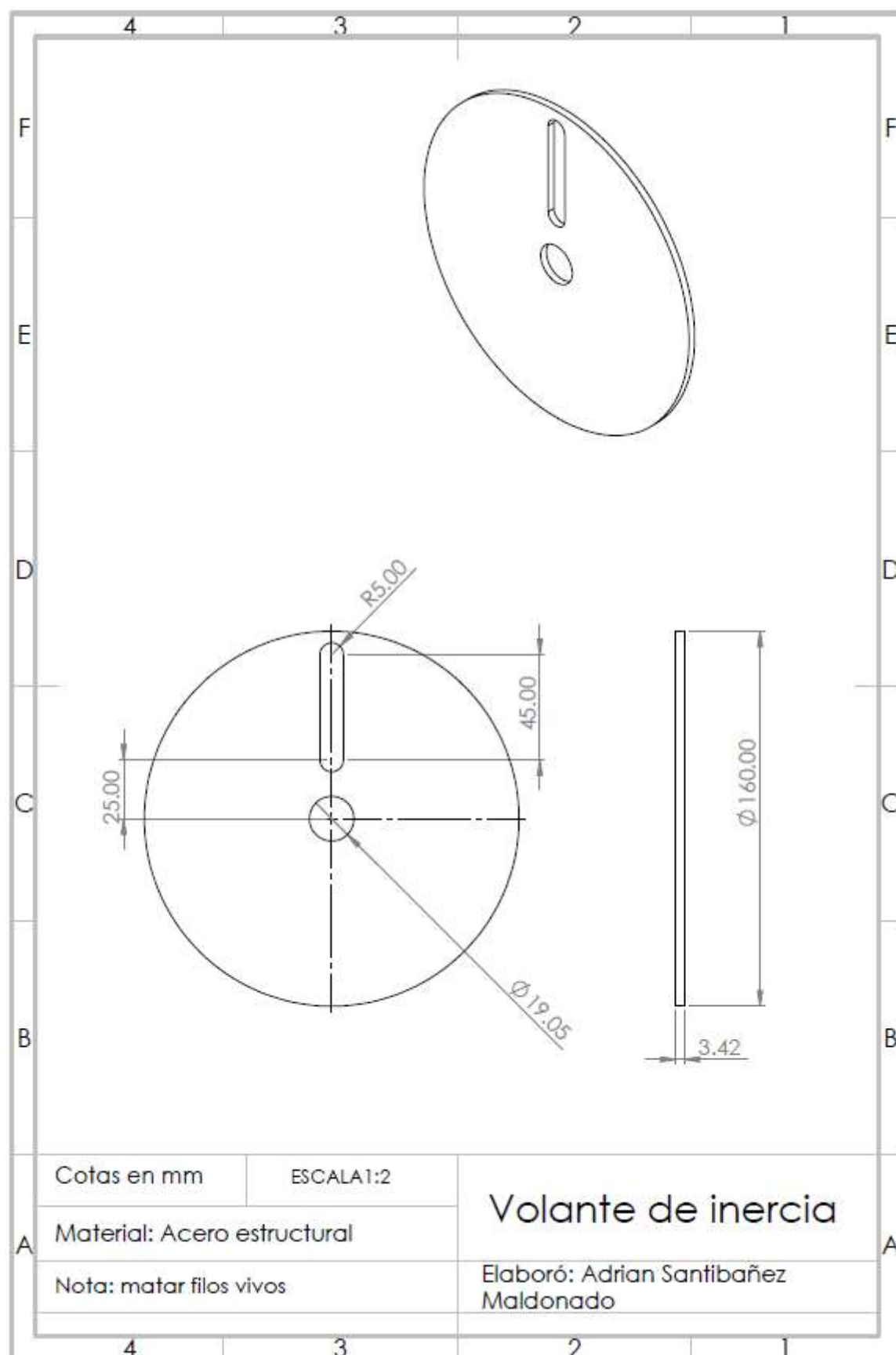
Nota: matar filos vivos

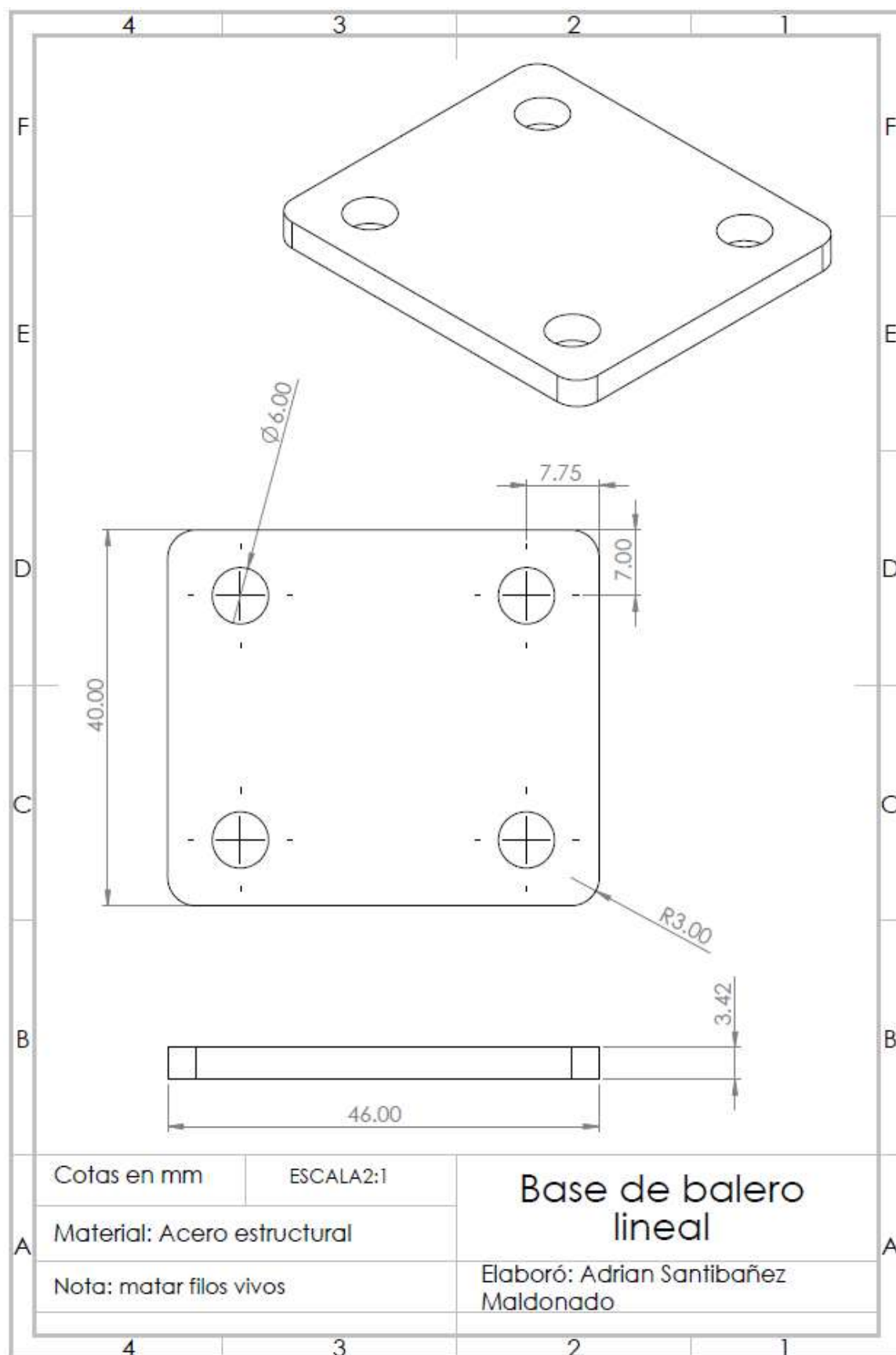
Elaboró: Adrian Santibañez Maldonado

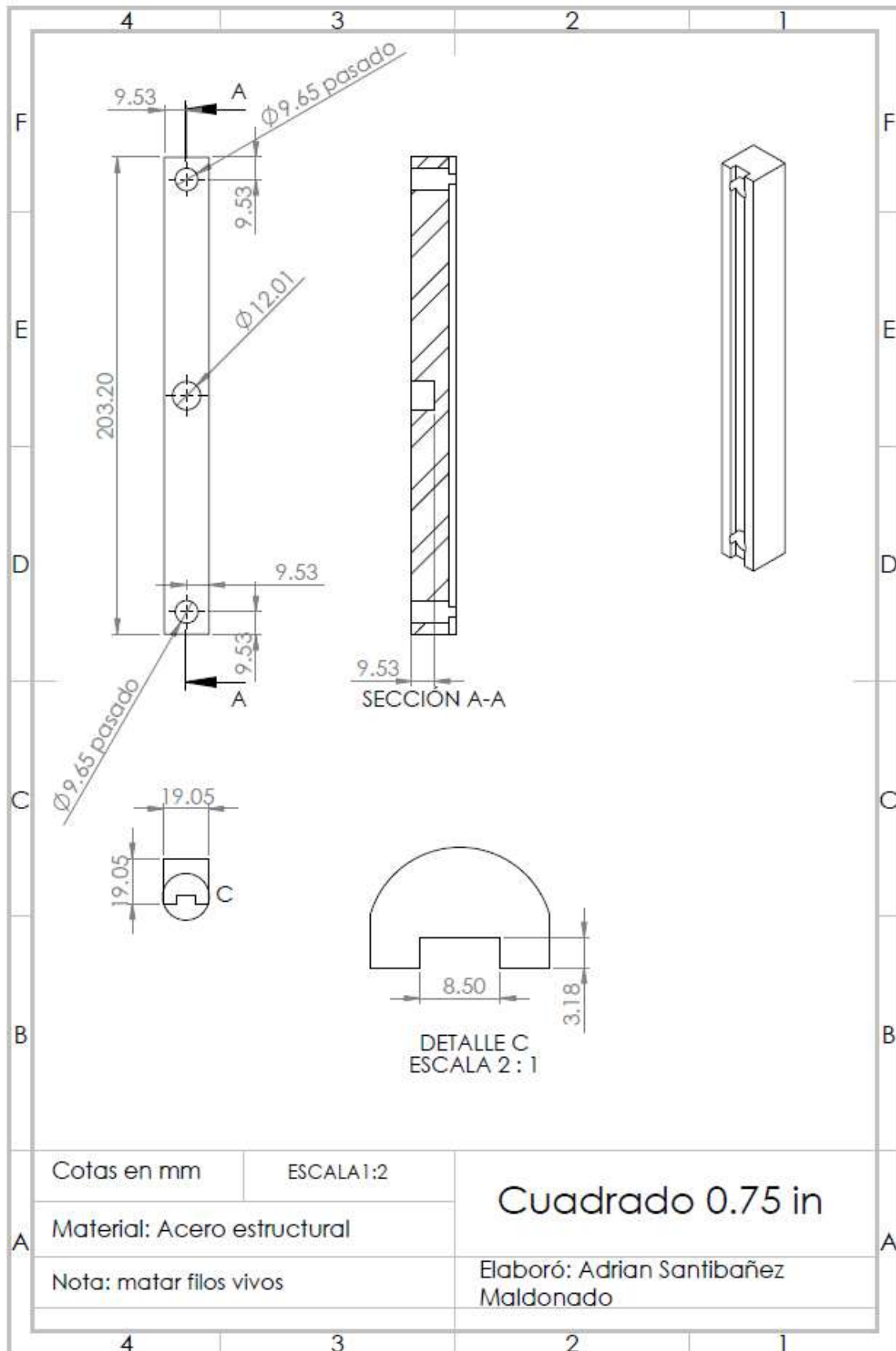


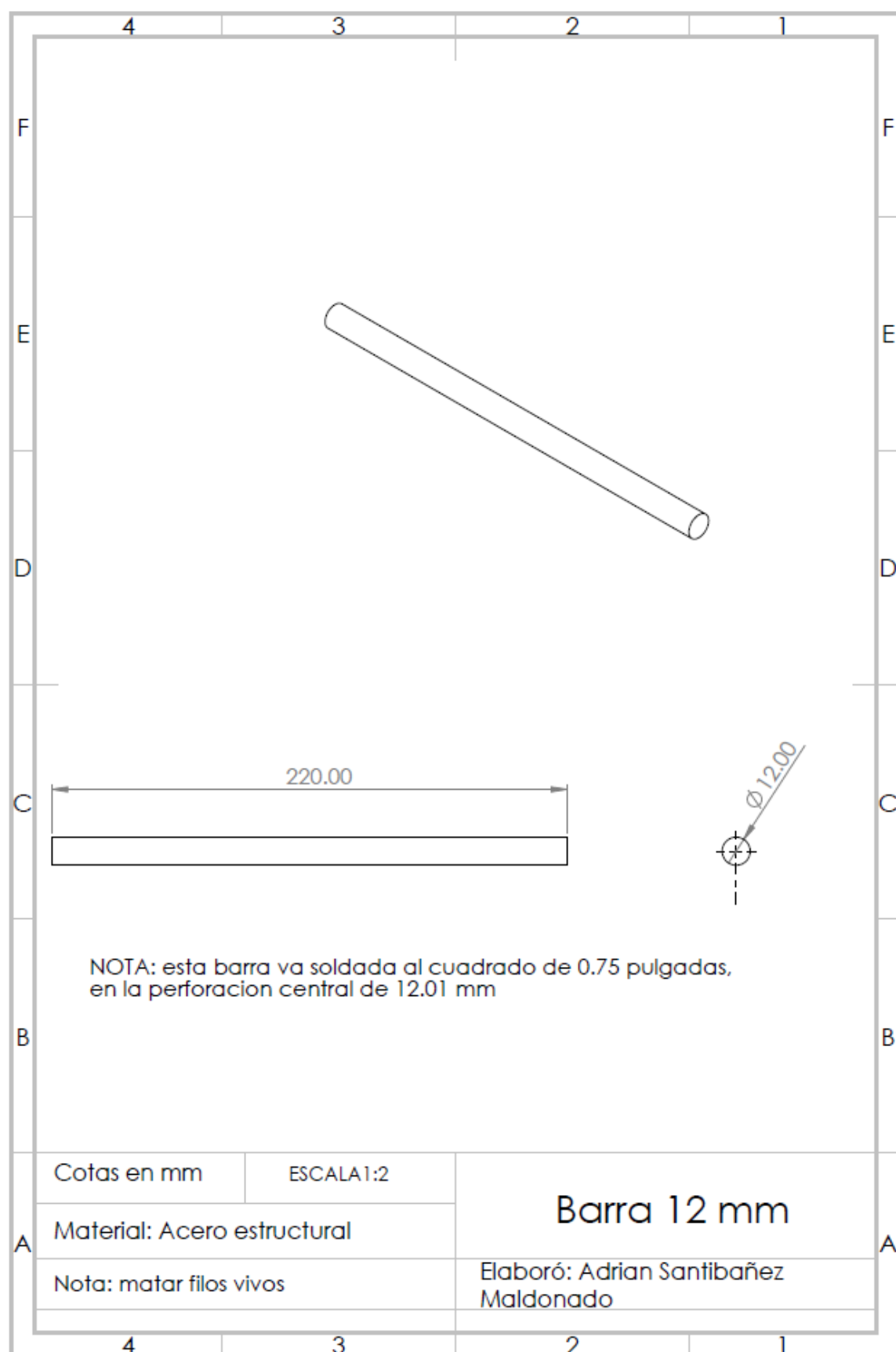












ANEXO F FICHA TÉCNICA DEL MOTOR DE CORRIENTE ALTERNA

La Tabla muestra la ficha técnica del motor de corriente alterna.

T

Característica	Valor
Potencia	1/8 HP
Voltaje de operación	127 V
Corriente de operación	2.9 A
Velocidad en operación	1183 RPM
Frecuencia	60 Hz
Fases	1

ANEXO G FICHA TÉCNICA DEL TACÓMETRO ÓPTICO DIGITAL

La Tabla muestra las características del tacómetro óptico digital.

T

Característica	Valor
Rango de medición	10-99999 RPM
Resolución	0.1 RPM
Precisión	$\pm 0.04 \%$
Distancia de medición	50-200 mm

Adrian Santibañez Maldonado

DISEÑO DE UN SISTEMA INTEGRAL PARA ENSAYOS ESTÁTICOS Y DE FATIGA A FLEXIÓN EN ÁLABES DE AEROG...

 Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo

Detalles del documento

Identificador de la entrega

trn:oid:::3117:598418682

Fecha de entrega

8 jun 2026, 7:54 a.m. GMT-6

Fecha de descarga

8 jun 2026, 8:34 a.m. GMT-6

Nombre del archivo

DISEÑO DE UN SISTEMA INTEGRAL PARA ENSAYOS ESTÁTICOS Y DE FATIGA A FLEXIÓN EN ÁLABES.....pdf

Tamaño del archivo

8.0 MB

144 páginas

22.688 palabras

126.571 caracteres

Formato de Declaración de Originalidad y Uso de Inteligencia Artificial

Coordinación General de Estudios de Posgrado
Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo



A quien corresponda,

Por este medio, quien abajo firma, bajo protesta de decir verdad, declara lo siguiente:

- Que presenta para revisión de originalidad el manuscrito cuyos detalles se especifican abajo.
- Que todas las fuentes consultadas para la elaboración del manuscrito están debidamente identificadas dentro del cuerpo del texto, e incluidas en la lista de referencias.
- Que, en caso de haber usado un sistema de inteligencia artificial, en cualquier etapa del desarrollo de su trabajo, lo ha especificado en la tabla que se encuentra en este documento.
- Que conoce la normativa de la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, en particular los Incisos IX y XII del artículo 85, y los artículos 88 y 101 del Estatuto Universitario de la UMSNH, además del transitorio tercero del Reglamento General para los Estudios de Posgrado de la UMSNH.

Datos del manuscrito que se presenta a revisión

Programa educativo	DOCTORADO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA	
Título del trabajo	DISEÑO DE UN SISTEMA INTEGRAL PARA ENSAYOS ESTÁTICOS Y DE FATIGA A FLEXIÓN EN ÁLABES DE AEROGENERADORES DE BAJA CAPACIDAD	
	Nombre	Correo electrónico
Autor/es	ADRIAN SANTIBAÑEZ MALDONADO	1214743e@umich.mx
Director	VICTOR LOPEZ GARZA	victor.garza@umich.mx
Codirector	JUAN FELIPE SORIANO PEÑA	juan.soriano@umich.mx
Coordinador del programa	GILBERTO GONZALEZ AVALOS	doc.cs.ingenieria.mecanica@umich.mx

Uso de Inteligencia Artificial

Rubro	Uso (sí/no)	Descripción
Asistencia en la redacción	NO	

Formato de Declaración de Originalidad y Uso de Inteligencia Artificial

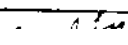
Coordinación General de Estudios de Posgrado
Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo



Uso de Inteligencia Artificial

Rubro	Uso (sí/no)	Descripción
Traducción al español	NO	
Traducción a otra lengua	NO	
Revisión y corrección de estilo	NO	
Análisis de datos	NO	
Búsqueda y organización de información	NO	
Formateo de las referencias bibliográficas	NO	
Generación de contenido multimedia	SI	RETOQUE DE UNA IMAGEN

Otro		
------	--	--

Datos del solicitante	
Nombre y firma	 ADRIAN SANTIBÁÑEZ MALDONADO
Lugar y fecha	MORELIA MICHOACÁN A 5 DE JUNIO DE 2026