



Departamento de
Ingeniería Mecánica
Universidad de Concepción

Detección de daño en pala de turbina eólica mediante análisis de parámetros modales

Rodrigo Alexis Ortiz Cea

Memoria de Título presentada a la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Concepción
para optar al título profesional de Ingeniero Civil Aeroespacial.

Profesor patrocinante:
Dr.-Ing. Cristian Canales C.
Dr.-Ing. Cristian Vicuña M.
Dr.-Ing. Emilio Dufeu D.

Diciembre 2025
Concepción, Chile

©2025 Rodrigo A. Ortiz Cea

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento.

Resumen

La industria eólica enfrenta el desafío crítico de optimizar los costos de operación y mantenimiento, especialmente en componentes expuestos a condiciones extremas como las palas de los aerogeneradores. Este trabajo desarrolla y valida una metodología de detección de daño estructural en una pala de turbina eólica de baja potencia (900 mm) mediante un enfoque híbrido que integra el Análisis Modal Experimental (EMA), simulaciones por el Método de Elementos Finitos (FEM) y Dinámica de Fluidos Computacional (CFD). La metodología comenzó con la digitalización geométrica de la pala mediante escaneo 3D y la calibración de sus propiedades materiales a través de ensayos estáticos y dinámicos. Posteriormente, se desarrolló un modelo numérico en ANSYS para simular las condiciones aerodinámicas mediante CFD, identificando las zonas de máximo esfuerzo donde se introdujeron grietas controladas de magnitud variable. Los resultados demostraron que la presencia de daño induce una degradación medible en la rigidez global, manifestada en la disminución de las frecuencias naturales y alteraciones en la Función de Respuesta en Frecuencia (FRF), específicamente cambios de fase entre el segundo y tercer modo. Se determinó que los modos de mayor orden (destacando los modos 3 y 6) actúan como indicadores de sensibilidad, registrando variaciones máximas cercanas al 2.6 %. Finalmente, mediante la aplicación del Índice de Diferencia de Forma Modal (MSDI), se logró localizar con precisión espacial el defecto, estableciendo un umbral de detectabilidad confiable para grietas superiores al 15% de la longitud de la cuerda.

Palabras clave: Turbina eólica, Análisis Modal Experimental, Método de Elementos Finitos, Detección de daño.

Abstract

The wind energy industry faces the critical challenge of optimizing operation and maintenance costs, particularly for components exposed to extreme conditions such as wind turbine blades. This work develops and validates a methodology for structural damage detection in a small-scale wind turbine blade (900 mm) using a hybrid approach that integrates Experimental Modal Analysis (EMA), Finite Element Method (FEM) simulations, and Computational Fluid Dynamics (CFD). The methodology began with the geometric digitization of the blade via 3D scanning and the calibration of its material properties through static and dynamic tests. Subsequently, a numerical model was developed in ANSYS to simulate aerodynamic conditions using CFD, identifying zones of maximum stress where controlled cracks of varying magnitude were introduced. The results demonstrated that the presence of damage induces a measurable degradation in global stiffness, manifested by a decrease in natural frequencies and alterations in the Frequency Response Function (FRF), specifically phase shifts between the second and third modes. It was determined that higher-order modes (highlighting modes 3 and 6) act as sensitivity indicators, registering maximum variations close to 2.6 %. Finally, through the application of the Mode Shape Difference Index (MSDI), the defect was successfully spatially localized, establishing a reliable detectability threshold for cracks exceeding 15% of the chord length.

Keywords: Wind turbine, Experimental Modal Analysis, Finite Element Method, Damage detection.

Agradecimientos

Al Estado de Chile por financiar mi educación y alimentación.

A mi madre Cecilia y mi padre Américo, quienes de niño me brindaron libertad y confianza; tuve el privilegio de que nunca me faltó nada. A mi hermano Pablo, quien es mi referente y ejemplo a seguir como persona y profesional. A mi perrhijo Ringo, que siempre me acompañaba en cada traspasada.

A mi tía Etel, por enseñarme a ser una persona de convicción, con consciencia social y empático. A mis primos Camilo y Claudio por su cariño y compañía.

A mi polola Camila Daroch, quien ha sido mi compañera de vida durante estos tres años; su paciencia y su amor incondicional han sido mi fortaleza y me han ayudado a mejorar como persona. A mis suegros Yasna y Héctor, a la Moma y el Tata, Isis y Emily, quienes han sido parte fundamental en este proceso.

Un abrazo al cielo a mis amigos que ya no están, como el Yerko, quien era mi partner de entrenamiento, o el Richard, quien me cuidaba cuando entrenaba tarde en la plaza y me aconsejaba para no caer en la mala vida.

A mis reales, el Juanka y el Seba H.

Al Alcalde de Hualpén, Miguel Rivera, y al ex concejal Carlos Ruminott por las gestiones y el financiamiento durante el programa realizado en la NASA en el año 2022; así como también a los aportes de familiares y gestiones de amigos para agilizar los trámites.

A mis amigos de infancia y de calistenia, como Enrique G. y sus papás, a Daniel M., a Fabi M., al Andrés, Martín, Scarlet y Kate, entre otros.

A mis compañeros de Universidad, a José Ocampo, al Bentríx, al Sepu, Cris, Santamaría, al Appys, Aliro, Nelson Olea, Vale B. y Sheshito.

Al profesor Pablo Cornejo por recibirme en su empresa para realizar mi práctica y confiar en mí para distintos proyectos. A la empresa Pegasus, a Álvaro y Paco quienes me autorizaban a quedarme hasta tarde para aprender de los helicópteros, y a Lean que es un gran piloto y me cuidó durante esa temporada de incendios.

Al profesor Cristian Canales por su motivación y guía durante todo este año; me enseñó que se puede ser un gran profesional sin recurrir al ego. Al profesor Bernardo por también ayudarme en varios ramos que me costaron tanto y donde estuve a punto de rendirme con la carrera, pero él me motivó y convenció de que podía. Al profesor Vicuña por invitarme a sus ramos de magíster y ayudarme con la memoria también. Al profesor Carlos Medina por recomendarme a proyectos y por sus gestiones para poder ocupar el escáner 3D.

Al personal UdeC, como don Hernán que se quedaba hasta tarde para alcanzar a terminar mis proyectos o me daba comida cuando me veía con hambre jaja. A los técnicos como el tío Mario, don Patricio, Rodri y Eduardo por su disposición cada vez que necesitaba algo. En especial a don José Abascal.

A mis cófrades de la Primera Hualpén, quienes me enseñaron y cuidaron en cada emergencia, sobre todo a mis amigos como el Cruz, Matiji, Ibañez, Pédola e Isa. Y a la comandancia por confiar en mí para desarrollar sus equipos para los camiones.

.....

Finalmente, entiendo que este logro no es un esfuerzo solitario. Soy, en esencia, la suma de todas las voluntades, consejos y afectos aquí nombrados; una construcción hecha de pedacitos de todos ustedes que hoy se gradúa conmigo.

Índice

Índice de figuras	1
Índice de cuadros	4
1 Introducción	6
1.1 Planteamiento del problema	6
1.2 Objetivos generales y específicos	8
1.2.1 Objetivo general	8
1.2.2 Objetivos específicos	8
1.3 Hipótesis	8
1.4 Propuesta de Valor	8
2 Marco teórico: Teoría del análisis modal y mecánica de fractura	10
2.1 Discrete Blade Motion	10
2.2 Extracción de parámetros modales	11
2.3 Mecánica de la fractura	12
3 Estado del Arte	16
3.1 Técnicas de Inspección de Superficie	16
3.2 Inspección del Interior	17
3.3 Método de detección de daños basados en análisis modal y vibraciones	19
3.4 Evaluación de vigilancia remota con sensores integrados en palas de turbinas eólicas	20
4 Metodología	22
4.1 Evaluación y selección de técnicas de análisis modal	22
4.2 Metodología de la campaña experimental y numérica	24
4.3 Diseño e implementación de campaña experimental (EMA)	25
4.3.1 Formas de excitación (input)	25
4.3.2 Montaje de la estructura	27
4.3.3 Adquisición de datos (outputs)	29
4.3.4 Procesamiento de datos	29
4.3.5 Ensayo de flexión con pala empotrada	32
4.3.6 Adquisición de Datos Vibratorios en el Ensayo Modal Experimental (EMA)	33
4.4 Campaña del modelo numérico (FEM)	34
4.4.1 Geometría	34
4.4.2 Malla computacional	36
4.4.3 Condición de borde para modelo estático y dinámico	39
4.4.4 Modelo numérico estático: ensayo de flexión	39
4.4.5 Modelo numérico dinámico de pala con sensor	41
4.4.6 Modelo numérico dinámico de pala sin sensor	43
4.4.7 Interacción Fluido Estructura	43
4.4.8 Definición del Escenario de Daño y Ubicación Crítica	49
5 Resultados	51
5.1 Detección cuantitativa: Frequency Response Function	51
5.2 Degradación de rigidez global en función del daño	51

5.3	Detección modal: cualitativa	52
6	Discusión de Resultados	58
6.1	Análisis de la Respuesta en Frecuencia (FRF) y Comportamiento de Fase . .	58
6.2	Degradación de la Rigidez Global y Relevancia Modal	58
6.3	Localización de Daño mediante Mapas de Diferencia Modal	59
7	Conclusiones	60
7.1	Recomendaciones y Trabajo Futuro	61
7.1.1	Viabilidad Económica de la Instrumentación Embarcada	61
7.1.2	Validación en Materiales Compuestos y Escalamiento a Gran Envergadura	61
7.1.3	Transición hacia Mantenimiento Predictivo Basado en Datos (Data-Driven)	61
	Apéndice A Carta Gantt	65
	Apéndice B Movimiento Discreto de la Pala (DBM)	66
	Apéndice C Código de Procesamiento en MATLAB	68

Índice de figuras

Figura 2.1	Grados de Libertad $x-y$ de una pala de turbina eólica, cortesía de Larsen (2002).	11
Figura 2.2	Diagrama de perturbaciones y respuesta para sistema masa, resorte y amortiguador de un grado de libertad. Elaboración propia.	12
Figura 2.3	Modos de Fractura: a) Modo I o de apertura, b) modo II o deslizante y c) modo III o modo de rotura transversal.	13
Figura 2.4	Curva característica de una propagación de grieta en material dúctil, cortesía de Arana (2002).	14
Figura 2.5	a) Esquema de un crazing en el que se observa la grieta, la zona de ligamentos que unen los bordes de la grieta y la zona de los microhuecos que todavía no son grieta. b) Imagen SEM de un <i>crazing</i> en un PE. Cortesía de Brostow, W, Corneliussen, R.D., Failure of Plastics, 1986.	15
Figura 2.6	Mecanismo de formación de microhuecos en un polímero semicristalino homogéneo, cuando se aplica una tensión σ , las cadenas de ligamento entre lamelas adyacentes comienzan a separarse y se desenredan, para terminar formando un microhuevo a lo largo del plano de máxima deformación, iniciando el <i>crazing</i> . Cortesía de Brostow, W, Corneliussen, R.D., Failure of Plastics, 1986.	15
Figura 3.1	Configuración EMA de pala pequeña (WT). Cortesía de Wang (2014). . .	19
Figura 4.1	Diagrama de metodología empleado en el estudio.	24
Figura 4.2	Sistema rotatorio de turbina eólica.	25
Figura 4.3	Sistema de ensayo de vibración - shaker.	27
Figura 4.4	Banco de ensayos - Vista trasera del empotramiento.	28
Figura 4.5	Banco de ensayos - Vista lateral del empotramiento.	28
Figura 4.6	Banco de ensayos - Vista inferior del empotramiento.	29
Figura 4.7	Dimensiones del sensor digital WM WTVB02-485.	30
Figura 4.8	Registro experimental de la deflexión del reloj comparador con masa de prueba referencial.	32
Figura 4.9	Montaje del reloj comparador en la punta de la pala con disco referencial de prueba.	32
Figura 4.10	Forma de onda de la señal medida en vibraciones libres.	33
Figura 4.11	Espectro de la señal medida en vibraciones libres.	33
Figura 4.12	Escaner Marca Shining 3D Modelo Einstar.	34
Figura 4.13	Escaneo de pala en posición vertical, Laboratorio C4i UdeC.	35
Figura 4.14	Malla superficial modificada en MeshMixer.	35
Figura 4.15	Sólido optimizado mediante Fusion360.	36

Figura 4.16 Grilla computacional de 3mm - vista completa.	38
Figura 4.17 Grilla computacional de 3mm - zoom: punta de pala.	38
Figura 4.18 Grilla computacional de 3mm - zoom: base de pala.	38
Figura 4.19 Condición de borde: fijación completa - vista superior isométrica.	39
Figura 4.20 Curva de calibración del módulo elástico mediante correlación numérico-experimental del ensayo de flexión.	40
Figura 4.21 Geometría representativa del sensor en modelo dinámico.	41
Figura 4.22 Respuesta en frecuencia del modelo dinámico con sensor para excitación unitaria. (a) Amplitud [mm] y (b) Fase °.	42
Figura 4.23 Grilla computacional para CFD - vista <i>inflation layers</i>	46
Figura 4.24 Grilla computacional para CFD - vista <i>body of influence</i>	46
Figura 4.25 Grilla computacional para CFD - vista volumen de control.	46
Figura 4.26 Distribución de presión y <i>streamline</i> para <i>inlet</i>	47
Figura 4.27 Zona de esfuerzo máximo principal a través de análisis interacción fluido-estructura unidireccional para viento frontal a extradós - vista superior. .	48
Figura 4.28 Geometría de la pala con un largo de grieta de 15mm en dirección de la cuerda del perfil aerodinámico.	49
Figura 5.1 Diagrama de Bodé para daños de 2, 4, 6, 8, 10, 15, 25, 35mm y sin daños. (a) Amplitud [dB] y (b) fase (°).	51
Figura 5.2 Curvas de Tendencia: Evolución de Frecuencia Natural en función de la longitud de grieta.	52
Figura 5.3 Distribución espacial del Índice de Diferencia de Forma Modal (MSDI) para la detección de daño en el Modo 1. Caso de estudio: Grieta de 15 mm.	52
Figura 5.4 Distribución espacial del Índice de Diferencia de Forma Modal (MSDI) para la detección de daño en el Modo 2. Caso de estudio: Grieta de 15 mm.	53
Figura 5.5 Distribución espacial del Índice de Diferencia de Forma Modal (MSDI) para la detección de daño en el Modo 3. Caso de estudio: Grieta de 15 mm.	53
Figura 5.6 Distribución espacial del Índice de Diferencia de Forma Modal (MSDI) para la detección de daño en el Modo 4. Caso de estudio: Grieta de 15 mm.	54
Figura 5.7 Distribución espacial del Índice de Diferencia de Forma Modal (MSDI) para la detección de daño en el Modo 1. Caso de estudio: Grieta de 25 mm.	54
Figura 5.8 Distribución espacial del Índice de Diferencia de Forma Modal (MSDI) para la detección de daño en el Modo 2. Caso de estudio: Grieta de 25 mm.	55
Figura 5.9 Distribución espacial del Índice de Diferencia de Forma Modal (MSDI) para la detección de daño en el Modo 3. Caso de estudio: Grieta de 25 mm.	55
Figura 5.10 Distribución espacial del Índice de Diferencia de Forma Modal (MSDI) para la detección de daño en el Modo 4. Caso de estudio: Grieta de 25 mm.	56

Figura 5.11 Distribución espacial del Índice de Diferencia de Forma Modal (MSDI) para la detección de daño en el Modo 5. Caso de estudio: Grieta de 25 mm.	56
Figura 5.12 Distribución espacial del Índice de Diferencia de Forma Modal (MSDI) para la detección de daño en el Modo 6. Caso de estudio: Grieta de 25 mm.	57
Figura A.1 Carta Gantt del proyecto.	65
Figura B.1 Movimiento de cuerpo rígido (u_x, u_y, θ) de una sección transversal para tres grados de libertad (x_i, x_{i+1}, x_{i+2}) . Cortesía de Larsen (2002).	67

Índice de cuadros

Tabla 3.1	Tipos de daño en materiales compuestos, métodos END asociados y sensores utilizados. Cortesía de Sørensen (2002).	21
Tabla 3.2	Precios estimados (en dólares estadounidenses, USD) para cada pala de turbina eólica. Basado en Sørensen (2002). Tasa de cambio aplicada: 1 DKK $\approx$ 0.1554 USD.	21
Tabla 4.1	Métodos de Detección de Grietas en Palas de Turbinas Eólicas, cortesía de Sevilla-Camacho.	23
Tabla 4.2	Parámetros técnicos del sistema de prueba de vibración TV 51110.	26
Tabla 4.3	Parámetros técnicos del sistema de adquisición de datos: Sensor WIT Motion WTVB02-485.	31
Tabla 4.4	Parámetros físicos de la pala escaneada.	36
Tabla 4.5	Estudio de convergencia de malla del modelo dinámico.	37
Tabla 4.6	Parámetros de grilla computacional (Malla seleccionada).	37
Tabla 4.7	Características del cubo equivalente al sensor inercial.	41
Tabla 4.8	Frecuencias naturales de la pala sana.	43
Tabla 4.9	Características generales del mallado y condiciones de borde del dominio fluido.	44
Tabla 6.1	Relación entre Masa Efectiva y Degradación de Frecuencia (Caso: Grieta 35mm).	58

Nomenclatura

Símbolo	Descripción
A	Matriz de transformación geométrica (3×3) para coordenadas locales a globales.
C	Matriz de amortiguamiento viscoso del sistema.
C, m	Constantes del material para la Ley de Paris (propagación de grietas).
da/dN	Tasa de crecimiento de grieta por ciclo de carga.
K	Matriz de rigidez global del sistema.
K_I	Factor de intensidad de tensiones en Modo I (apertura).
K_c	Tenacidad a la fractura crítica del material.
ΔK	Rango de variación del factor de intensidad de tensiones.
ΔK_{th}	Umbral de intensidad de tensiones (<i>threshold</i>).
M	Matriz de masa global del sistema.
u	Vector de desplazamiento de la sección transversal ($u = \{u_x, u_y, \theta\}^T$).
u_x	Deflexión en dirección <i>edgewise</i> (plano de borde).
u_y	Deflexión en dirección <i>flapwise</i> (plano de batimiento).
v_k	Vector propio (forma modal) correspondiente al modo k .
x	Vector de amplitudes de los grados de libertad (DOF).
θ	Ángulo de torsión de la cuerda respecto al eje elástico.
λ_k	Valor propio del sistema asociado al modo k ($\lambda_k = \sigma_k + i\omega_k$).
σ_k	Factor de decaimiento o amortiguamiento del modo k .
ω_k	Frecuencia natural amortiguada del modo k [rad/s].
ω_n	Frecuencia natural no amortiguada [rad/s].
ϕ	Matriz modal o vector de forma modal normalizado.
Sigla	Definición
DOF	Grados de Libertad (<i>Degrees of Freedom</i>).
FRF	Función de Respuesta en Frecuencia (<i>Frequency Response Function</i>).
FSI	Interacción Fluido-Estructura (<i>Fluid-Structure Interaction</i>).
MAC	Criterio de Aseguramiento Modal (<i>Modal Assurance Criterion</i>).
MSDI	Índice de Diferencia de Forma Modal (<i>Mode Shape Difference Index</i>).
SHM	Monitoreo de Salud Estructural (<i>Structural Health Monitoring</i>).

1. Introducción

1.1. Planteamiento del problema

La transición energética global constituye uno de los desafíos de mayor relevancia para las naciones desarrolladas y en vías de desarrollo en la actualidad. En este contexto, la industria eólica ha emergido como un actor protagónico en el desarrollo de matrices energéticas basadas en fuentes renovables y no contaminantes. La urgencia impuesta por el cambio climático ha motivado a países industrializados a establecer objetivos ambiciosos; por ejemplo, Irlanda se ha propuesto satisfacer el 50 % de su demanda energética con renovables para 2025 y el 80 % para 2030, lo que implica una necesaria y significativa expansión de la capacidad eólica y solar instalada [1]. En una línea similar, Alemania anunció en 2020 la meta de alcanzar 20 GW de capacidad eólica marina para 2030 y 40 GW para 2040, iniciativa que, en palabras del exministro de Economía y Energía Peter Altmaier, permitiría al país alcanzar un 65 % de consumo de energía renovable en la próxima década [2].

Este impulso global se ha visto facilitado por la sostenida reducción en los costos de instalación de turbinas eólicas marinas, alcanzando precios competitivos impulsados por la alta demanda y los compromisos adquiridos en el marco de la COP (Conferencia de las Partes), el órgano supremo de la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático. Durante la COP27, numerosos países europeos suscribieron una alianza internacional para impulsar la generación de energía eólica marina, con el explícito objetivo de descarbonizar la cadena de valor en la producción de estas tecnologías [3].

Chile no ha permanecido ajeno a esta tendencia. El 30 de julio de 2025, el gobierno del Presidente Gabriel Boric formalizó el ingreso del país a la Alianza Global de Energía Eólica Marina (GOWA), un consorcio internacional que busca acelerar el desarrollo de esta tecnología mediante facilitaciones administrativas, como la agilización de permisos regulatorios. Esta decisión, tomada a meses de la COP30 en Brasil, posiciona estratégicamente los más de seis mil kilómetros de costa chilena y sus condiciones eólicas de clase mundial, particularmente en el sur del país, como un recurso fundamental para la descarbonización [4]. Este proyecto impulsado por el gobierno no solo busca atraer inversión extranjera y generar empleo, sino también profundizar en la descarbonización de la matriz energética y fortalecer el desarrollo geopolítico nacional.

El potencial es cuantificable: en 2024, las fuentes eólica terrestre y solar suministraron en conjunto más del 42 % de la electricidad en Chile [5], con una potencia instalada neta que alcanzó los 33.309 MW [6]. Esta capacidad podría verse significativamente incrementada mediante el aprovechamiento del extenso litoral chileno y los fuertes vientos del Océano Pacífico, cuya eficiencia puede superar el 40 %, representando un punto de inflexión para la generación de energía limpia.

Desde una perspectiva nacional, el desarrollo de la tecnología eólica se presenta como una oportunidad multidimensional, que abarca la seguridad y sostenibilidad energética, así como el crecimiento y desarrollo económico local, tal como lo ha destacado el Ministerio de Energía a través de InvestChile [7]. Existen cuatro argumentos estructurales que fundamentan la inversión en esta industria en Chile:

1. **Cercanía de la generación a los centros de consumo:** La singular geografía chilena, una larga y angosta franja territorial, conlleva que los principales centros de consumo estén alejados de las centrales generadoras. La generación eólica marina per-

mitiría reducir el estrés sobre los sistemas de transmisión de larga extensión, de alta complejidad constructiva y operacional.

2. **Solución renovable para demanda base y nocturna:** A diferencia de las instalaciones terrestres, cuyos recursos eólicos pueden verse afectados por barreras orográficas y artificiales, las condiciones costa afuera presentan vientos más fuertes y constantes. Adicionalmente, el recurso eólico está disponible durante la noche, superando así la intermitencia propia de la generación fotovoltaica.
3. **Coincidencia geográfica con centrales de carbón en retiro:** Estudios del Ministerio de Energía indican que los sitios de alto potencial eólico offshore coinciden con la ubicación de centrales a carbón en proceso de retiro, lo que permitiría reutilizar la infraestructura de transmisión existente y facilitar una reconversión económica para las comunidades local.
4. **Encadenamientos productivos y desarrollo económico:** El desarrollo de la industria eólica marina brinda la oportunidad de crear empleos de alta calificación y desarrollar cadenas de valor en torno a la fabricación de plataformas flotantes y la provisión de servicios especializados de construcción, operación y mantenimiento.

No obstante, este panorama de crecimiento y sus beneficios asociados se ven confrontados por un desafío operativo crítico: los elevados costos y la compleja logística asociados al mantenimiento de las turbinas eólicas, particularmente de sus componentes más críticos y expuestos. Según P. Jamieson, las palas y la caja de transmisión representan el 17.7 % y 14.3 % del costo total de la turbina, respectivamente, constituyéndose en los principales focos de falla [8]. Este problema se ve exacerbado en el entorno marino, donde las condiciones adversas —salinidad, tormentas y alta turbulencia— aceleran la degradación de los materiales compuestos e incrementan exponencialmente el riesgo de fallos catastróficos. La literatura especializada sugiere que es imperativo analizar en profundidad la relación entre la integración de la energía eólica, los fenómenos meteorológicos extremos y el cambio climático, integrando consideraciones técnicas en las políticas de desarrollo energético [9].

Las metodologías de mantenimiento tradicionales, basadas en inspecciones visuales periódicas de carácter reactivo, resultan manifiestamente insuficientes para estos entornos. Estas prácticas son inherentemente ineficientes, requieren la detención programada de la turbina —con la consiguiente pérdida de generación—, implican riesgos significativos para la seguridad del personal y, de manera más crítica, suelen detectar los daños solo cuando estos ya se encuentran en una etapa avanzada, conduciendo a reparaciones complejas o sustituciones completas con costos prohibitivos. La modelación de los costos de Operación y Mantenimiento (O&M) es fundamental para entender este impacto; un estudio estimó una diferencia porcentual absoluta del 29.79 % en el costo entre turbinas de transmisión directa y de velocidad media, siendo estos costos altamente sensibles a las tasas de falla, la accesibilidad y los tiempos de reemplazo [10].

Precisamente, es en la superación de estas limitaciones donde se centra la presente investigación. La imperiosa necesidad de transitar desde un paradigma de mantenimiento reactivo hacia uno predictivo motiva la propuesta de explorar e implementar una metodología de Mantenimiento Basado en la Condición (CBM/*Condition-Based Maintenance*) mediante el análisis de vibraciones. Esta técnica, reconocida en el estado del arte, permite la detección temprana e incipiente de daños en las palas, facilitando la planificación de mantenciones y evitando fallos catastróficos [11]. El desarrollo de esta capacidad tecnológica a nivel local se erige como un factor clave para garantizar la viabilidad económica, la confiabilidad

operacional y la seguridad de la incipiente industria eólica marina nacional, asegurando su contribución a la transición energética chilena de manera sostenible y eficiente.

Bajo este escenario, donde Chile apuesta su futuro energético al viento pero enfrenta el desafío crítico de los costos de operación, se hace evidente que no basta con instalar más turbinas; se necesita hacerlas sostenibles. La industria nacional requiere transitar urgentemente desde la simple inspección visual hacia diagnósticos de ingeniería precisos que eviten fallas catastróficas. Es justamente para cerrar esta brecha tecnológica y dotar al sector de una herramienta de monitoreo predictivo y validada, que se plantean los siguientes objetivos.

1.2. Objetivos generales y específicos

1.2.1. Objetivo general

Desarrollar y validar una metodología de detección de daños estructurales, basada en Análisis Modal Experimental, para pala de aerogenerador de baja potencia, a través de un enfoque híbrido que combine simulación numérica y ensayos experimentales.

1.2.2. Objetivos específicos

- Evaluar y seleccionar técnicas de análisis modal disponibles.
- Diseñar e implementar un banco de ensayos para analizar parámetros modales de una pala de turbina eólica de 200 W de potencia.
- Validar un modelo de elementos finitos a través del banco de ensayos utilizando parámetros modales.
- Aplicar la(s) técnica(s) seleccionadas para detectar los daños simulados en la pala de turbina eólica mediante características cuantitativas y/o cualitativas..

1.3. Hipótesis

La simulación de daños en una pala de turbina eólica de 200 W de potencia provocará variaciones medibles en sus parámetros modales (frecuencias naturales, amortiguamiento y formas modales), las cuales podrán ser detectadas y caracterizadas mediante la correlación entre un modelo de elementos finitos validado experimentalmente con datos obtenidos de un banco de ensayos de análisis modal experimental.

1.4. Propuesta de Valor

Este trabajo valida una metodología de bajo costo y alta precisión para la detección temprana de fallas en palas eólicas, permitiendo la transición desde un mantenimiento reactivo costoso hacia un mantenimiento predictivo basado en la condición, vital para la viabilidad de la futura industria eólica offshore en Chile.

El valor de este trabajo trasciende los resultados inmediatos: entrega una plataforma de I+D llave en mano. Al integrar el banco de ensayos experimental con modelos numéricos

validados y otros por validar, se eliminan las barreras de entrada para que el Departamento comience a investigar agresivamente en integridad estructural eólica, aprovechando la sinergia inexplorada entre nuestra capacidad de fabricación de compuestos, el análisis vibratorio experimental y las nuevas fronteras de la Inteligencia Artificial para hacer ingreso en la industria Energética Verde Eólica.

2. Marco teórico: Teoría del análisis modal y mecánica de fractura

A continuación se presentan dos secciones sobre la teoría detrás movimiento discreto de una pala y la obtención de parámetros modales según Larsen [12].

2.1. Discrete Blade Motion

En la práctica experimental no es posible medir el movimiento de todos los puntos materiales que conforman la pala de una turbina eólica. Por ello, su comportamiento dinámico se discretiza y se representa mediante un número finito de grados de libertad (GL, por sus siglas en español). Se asume que las formas modales de la pala pueden describirse a partir de tres funciones dependientes de la posición radial: la deflexión en dirección *flapwise*, la deflexión en dirección *edgewise* y la torsión de la cuerda en torno al eje de *pitch*, definido como el eje que se extiende desde la raíz hasta la punta y alrededor del cual se ajusta el ángulo colectivo de la pala.

Cada sección transversal de la pala se considera como un cuerpo rígido que se desplaza en un plano perpendicular al eje de *pitch*. La descripción de este movimiento rígido requiere únicamente tres grados de libertad. Una configuración típica, ilustrada en la Figura 2.1, contempla dos DOF en la dirección *flapwise* para representar la deflexión y la torsión (denotados u_y y θ), y un DOF en la dirección *edgewise* para representar la deflexión en ese plano (denotado u_x). En los ensayos realizados no se dispone de un DOF rotacional independiente para medir directamente la torsión, por lo que este no se considera en el análisis.

Cada grado de libertad se define por su dirección y su posición en la sección transversal. La correcta elección de estas direcciones y posiciones es fundamental para describir con precisión el movimiento rígido de la sección. En determinadas configuraciones, la estimación de u_x , u_y y θ puede ser muy sensible a errores en la localización o en la orientación de los puntos de medición. El movimiento rígido de la sección puede expresarse como función de las amplitudes de estos tres grados de libertad, tal como se detalla en el Apéndice B,

$$\mathbf{u} = \mathbf{A} \mathbf{x}, \quad (1)$$

donde $\mathbf{u} = \{u_x, u_y, \theta\}^T$ es el movimiento de la sección trnasversal, $\mathbf{x} = \{x_i, x_{i+1}, x_{i+2}\}^T$ son las amplitudes correspondientes en los tres grados de libertad (DOF) de una sección transversal se representan mediante un vector, mientras que la matriz $\mathbf{A}$, de dimensión 3×3 , está definida por las posiciones y direcciones asociadas a dichos DOF. La ecuación (1) se obtiene para cualquier configuración de grados de libertad bajo la hipótesis de que la rotación de la sección transversal debida a la torsión es pequeña ($\theta \ll 1$).

Al seleccionar una configuración de DOF, es fundamental minimizar la sensibilidad del movimiento $\mathbf{u}$ frente a posibles errores. Una baja sensibilidad a errores en las amplitudes medidas $\mathbf{x}$ se logra cuando los elementos de la matriz $\mathbf{A}$ son pequeños. De forma análoga, una baja sensibilidad a errores en la propia configuración de los DOF requiere que las derivadas de los elementos de $\mathbf{A}$ respecto a las posiciones y direcciones de los DOF sean reducidas. Consideraciones más detalladas sobre la elección óptima de los grados de libertad se presentan en el Apéndice B.

A partir de la ecuación (1), es posible estimar la forma modal de la pala en distintas secciones transversales, siempre que se disponga de las amplitudes modales correspondientes en los tres DOF de cada sección. El procedimiento para obtener dichas amplitudes a partir de un ensayo experimental se describe en la siguiente subsección.

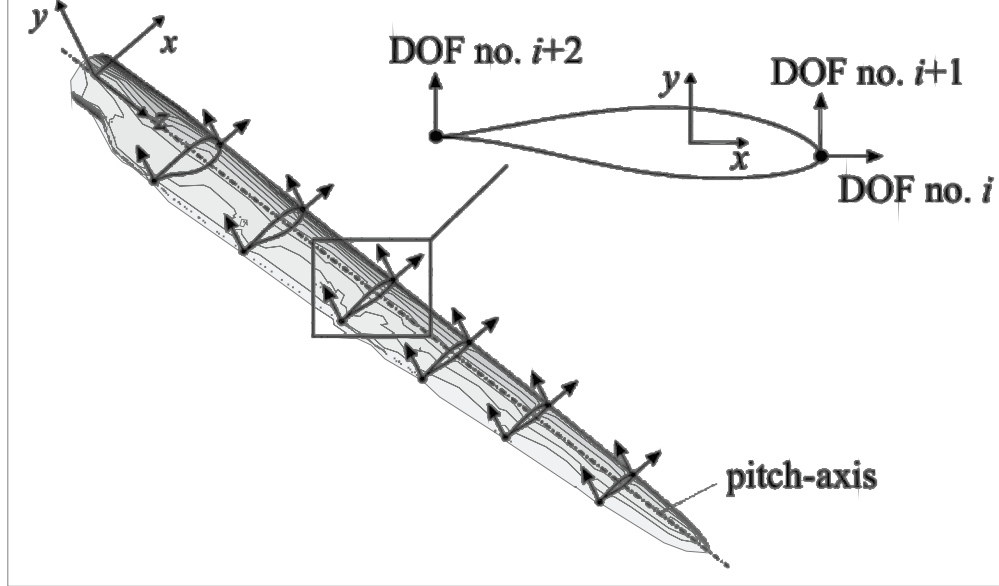


Figura 2.1 Grados de Libertad x - y de una pala de turbina eólica, cortesía de Larsen (2002).

2.2. Extracción de parámetros modales

Para determinar las propiedades modales de una estructura (en este caso, una pala) a partir del problema de valores propios y de mediciones experimentales.

En primer lugar, el comportamiento dinámico de una estructura discretizada en grados de libertad (DOF) se describe mediante la ecuación de movimiento:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{0} \quad (2)$$

donde:

- $\mathbf{M}$ es la matriz de masas.
- $\mathbf{C}$ es la matriz de amortiguamiento.
- $\mathbf{K}$ es la matriz de rigidez.
- $\mathbf{x}$ es el vector de desplazamientos generalizados.

Si se asume una solución armónica de la forma:

$$\mathbf{x}(t) = \mathbf{v} e^{\lambda t} \quad (3)$$

y se sustituye en la ecuación de movimiento, se obtiene el problema de valores propios:

$$(\lambda^2 \mathbf{M} + \lambda \mathbf{C} + \mathbf{K}) \mathbf{v} = \mathbf{0} \quad (4)$$

La solución de este problema proporciona:

- Los valores propios $\lambda_k = \sigma_k + i\omega_k$, donde ω_k es la frecuencia natural y σ_k está relacionado con el amortiguamiento.
- Los valores propios $\mathbf{v}_k$, que representan las formas modales.

En estructuras con amortiguamiento ligero, las formas modales pueden considerarse *normales* (nodos fijos). En cambio, con amortiguamiento significativo, pueden aparecer *modos complejos* (nodos que se desplazan).

En la práctica, no es posible medir directamente las matrices $\mathbf{M}$, $\mathbf{C}$ y $\mathbf{K}$. En su lugar, se emplean funciones de respuesta en frecuencia (FRF) obtenidas experimentalmente, las cuales contienen suficiente información para extraer:

- Frecuencias naturales.
- Factores de amortiguamiento (o decrementos logarítmicos).
- Formas modales.

De este modo, el análisis modal experimental permite estimar las propiedades dinámicas de la pala a partir de mediciones de entrada (fuerza) y salida (respuesta), sin necesidad de conocer explícitamente las matrices físicas del sistema, una representación del diagrama de un sistema sometido a perturbaciones se aprecia en la Figura 2.2.

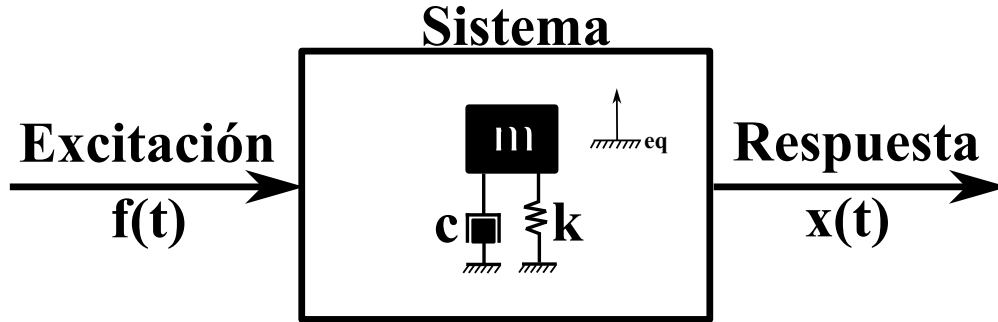


Figura 2.2 Diagrama de perturbaciones y respuesta para sistema masa, resorte y amortiguador de un grado de libertad. Elaboración propia.

2.3. Mecánica de la fractura

El fenómeno de la fatiga en materiales estructurales se define como un proceso de daño progresivo bajo cargas cíclicas que son inferiores a la resistencia estática del material. Desde la perspectiva de la Mecánica de la Fractura, la vida a fatiga de un componente no se limita a la iniciación de una grieta, sino que abarca la propagación subcrítica de la misma hasta alcanzar un tamaño inestable que provoca la rotura final. Para caracterizar este crecimiento en régimen elástico lineal, se utiliza el factor de intensidad de tensiones (K), específicamente su rango de variación cíclica (ΔK), propuesto por Paris, Gómez y Anderson. La relación fundamental que gobierna este comportamiento en la zona de crecimiento estable (Fase II) es la Ley de Paris, la cual establece una relación potencial entre la tasa de crecimiento de la grieta (da/dN) y el intervalo de intensidad de tensiones, donde C y m son constantes del material determinadas experimentalmente.

Sin embargo, la aplicación de estos conceptos a materiales poliméricos, como el Nylon 6, requiere considerar mecanismos adicionales que difieren del comportamiento de los metales.

Según se detalla en la literatura especializada, la fatiga en polímeros presenta una fuerte dependencia de la temperatura y la frecuencia de carga debido a su naturaleza viscoelástica y baja conductividad térmica. Parte del trabajo mecánico de la histéresis durante el ciclo de carga se disipa como calor en el frente de grieta, lo que puede ablandar el material localmente. A nivel micromecánico, la propagación de grietas en polímeros frecuentemente está precedida por la formación de *crazes* (micro-agrietamientos con fibrillas de polímero orientadas). Estos crazes actúan como precursores de la grieta principal, absorbiendo energía antes de que los enlaces moleculares se rompan definitivamente. Por tanto, aunque la ecuación de Paris sigue siendo válida para evaluar la resistencia relativa a la propagación en plásticos, los parámetros C y m están fuertemente influenciados por estos efectos viscoelásticos y térmicos propios de la estructura macromolecular.

Según la Mecánica de la Fractura, el estado de tensiones en el frente de una grieta puede descomponerse en tres modos fundamentales de deformación, los cuales describen el movimiento relativo de las superficies de la fractura. El Modo I (apertura) se caracteriza por la aplicación de una tensión normal perpendicular al plano de la grieta, provocando que las superficies se separen simétricamente; este modo es técnicamente el más importante y predominante en la mayoría de los análisis ingenieriles. El Modo II (deslizamiento) se produce por esfuerzos cortantes en el plano, donde las caras de la grieta se deslizan una sobre otra en dirección perpendicular al frente de avance. Finalmente, el Modo III (desgarramiento) ocurre bajo esfuerzos cortantes fuera del plano (típico en torsión), donde los labios de la grieta se desplazan paralelamente al frente de la misma. Aunque en estructuras complejas puede presentarse una superposición de estos modos (modo mixto), el Modo I es el que gobierna generalmente los criterios de fallo por tracción y flexión, la Figura 2.3 muestra esquemáticamente los tres tipos de fracturas.

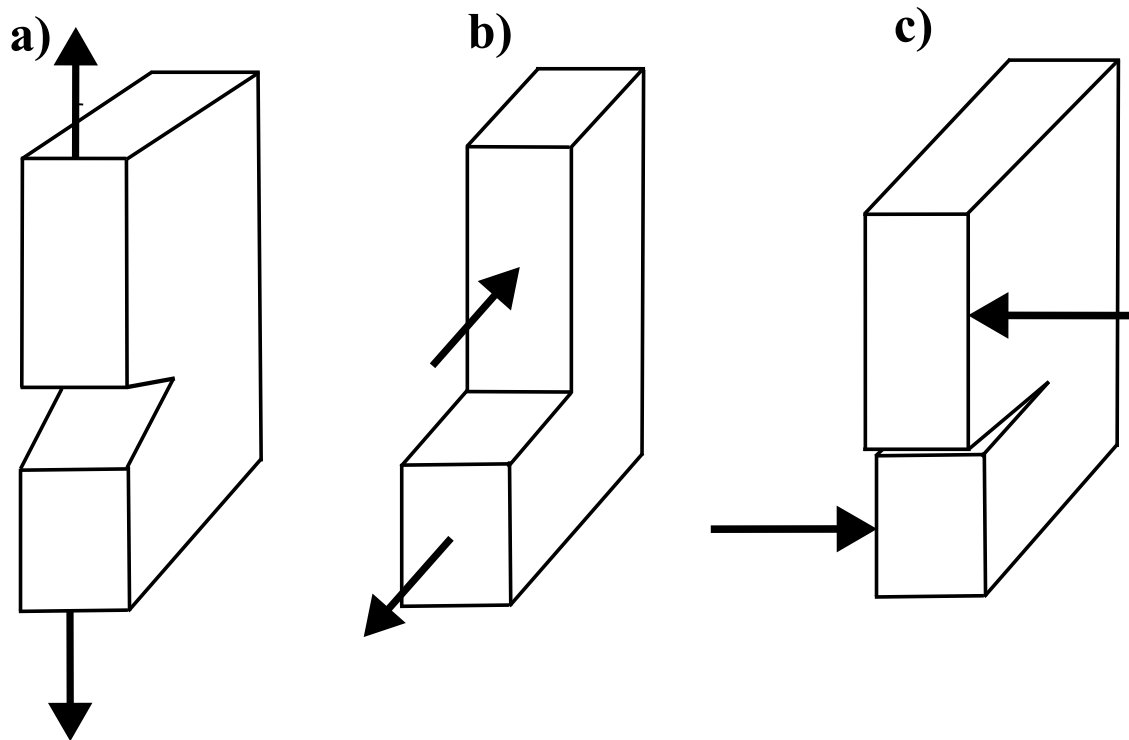


Figura 2.3 Modos de Fractura: a) Modo I o de apertura, b) modo II o deslizante y c) modo III o modo de rotura transversal.

La caracterización de la propagación de grietas por fatiga se fundamenta en la correlación

entre la velocidad de crecimiento de la grieta (da/dN) y el rango del factor de intensidad de tensiones (ΔK). Esta relación, al representarse en escala doblemente logarítmica, exhibe un comportamiento sigmoideal dividido en tres regiones diferenciadas, como muestra la Figura 2.4 [13]. La Región I define un umbral de intensidad de tensiones (ΔK_{th}), por debajo del cual la grieta no se propaga o lo hace a velocidades imperceptibles a nivel de red cristalina. La Región III corresponde a la fase de crecimiento inestable y acelerado cuando el factor de intensidad se aproxima a la tenacidad de fractura crítica del material (K_c). Entre ambas, se encuentra la Región II o zona de crecimiento estable, que es la de mayor interés ingenieril para el cálculo de vida útil. El comportamiento en esta región es lineal y se rige por la Ecuación de Paris:

$$\frac{da}{dN} = C (\Delta K)^m \quad (5)$$

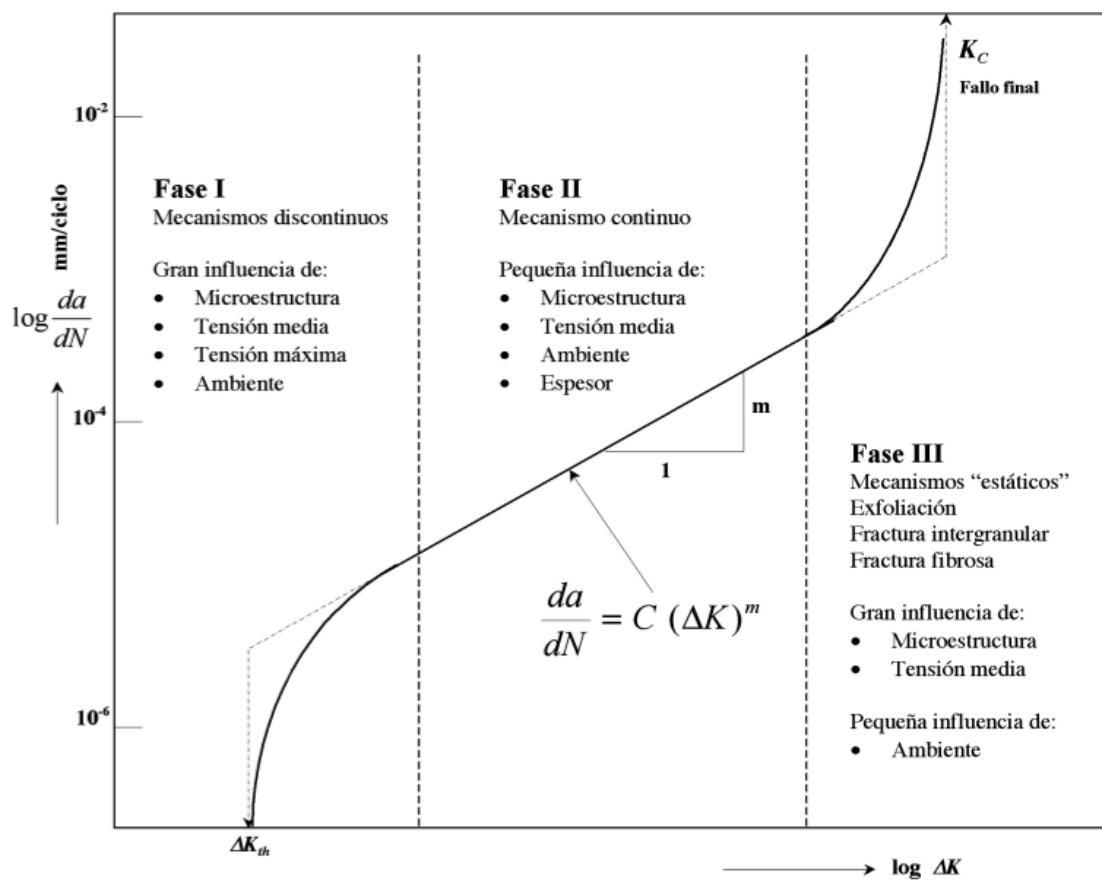


Figura 2.4 Curva característica de una propagación de grieta en material dúctil, cortesía de Arana (2002).

La fatiga en polímeros está fuertemente influenciada por la viscoelasticidad y la baja conductividad térmica, lo que puede generar histéresis y calentamiento local en el frente de grieta. Previo al avance macroscópico de la grieta, el material experimenta un fenómeno de *crazing* (o agrietamiento por zonas de microhuecos), como se observa en las Figuras 2.5 y 2.6. Este mecanismo implica la formación de micro-cavidades unidas por ligamentos o fibrillas de polímero orientadas que soportan carga y disipan energía antes de romperse. Por consiguiente, aunque la Ley de Paris es aplicable, los parámetros C y m en estos materiales reflejan no solo la resistencia a la separación molecular, sino también la cinética de formación y ruptura de estos *crazes* y la interacción con los efectos térmicos locales.

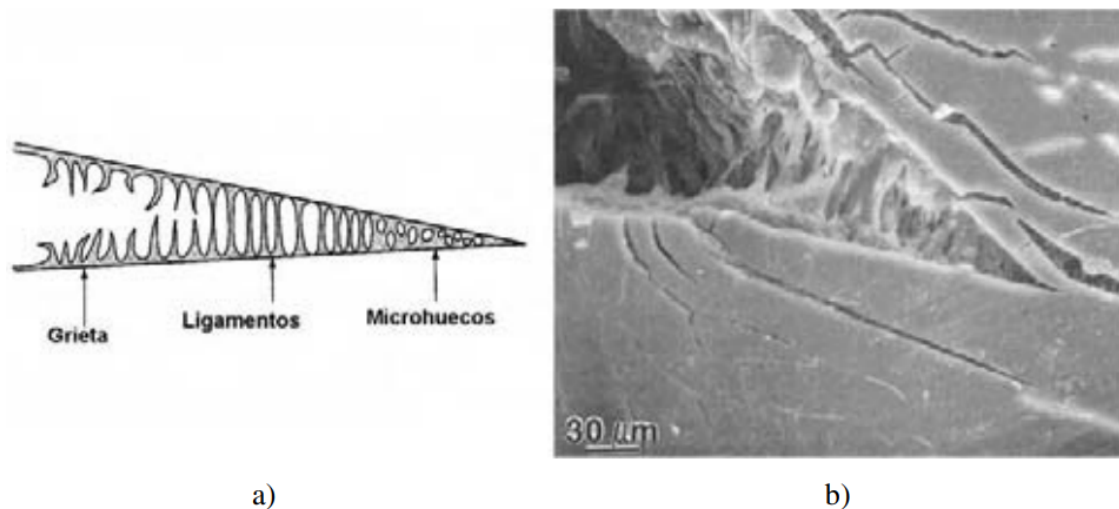


Figura 2.5 a) Esquema de un crazing en el que se observa la grieta, la zona de ligamentos que unen los bordes de la grieta y la zona de los microhuecos que todavía no son grieta. b) Imagen SEM de un *crazing* en un PE. Cortesía de Brostow, W, Corneliussen, R.D., Failure of Plastics, 1986.

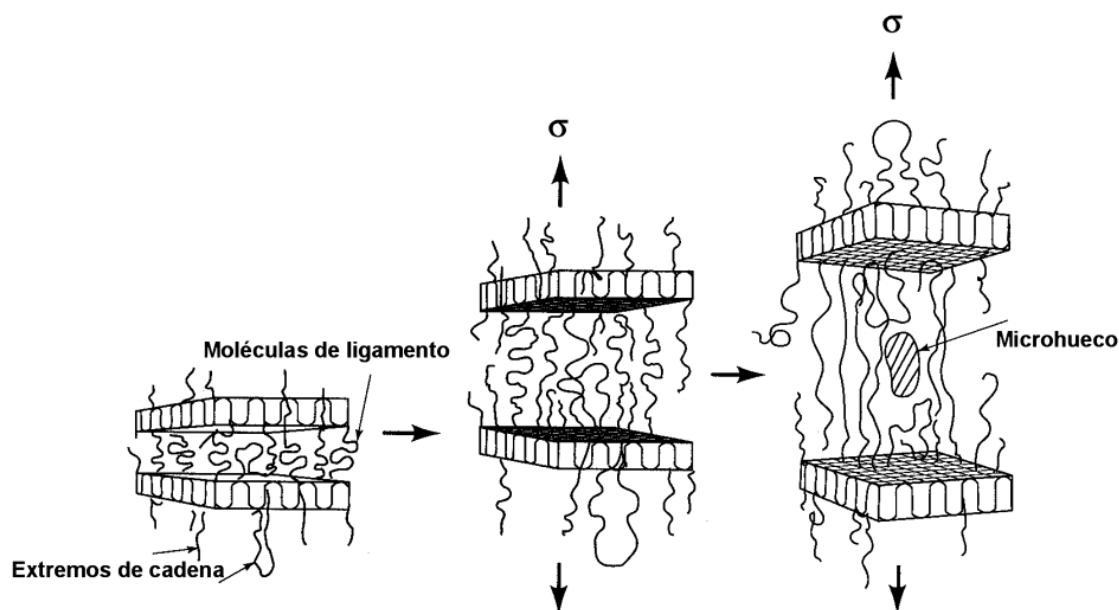


Figura 2.6 Mecanismo de formación de microhuecos en un polímero semicristalino homogéneo, cuando se aplica una tensión σ , las cadenas de ligamento entre lamelas adyacentes comienzan a separarse y se desenredan, para terminar formando un microhueco a lo largo del plano de máxima deformación, iniciando el *crazing*. Cortesía de Brostow, W, Corneliussen, R.D., Failure of Plastics, 1986.

En este apartado se habla de un material viscoelástico como el Nylon-6 debido a que la pala empleada en el banco de ensayos es de dicho material, sin embargo, las palas de turbinas eólicas de gran escala son fabricadas mediante materiales compuestos, los cuales tienden a fallar debido a fatiga por cargas de viento repetitivas y una mezcla de factores ambientales que debilitan el material, con un mecanismo de falla por delaminación, o bien, por defectos de fabricación.

3. Estado del Arte

Las turbinas eólicas constituyen uno de los métodos más eficientes para la generación de energía renovable. No obstante, al estar fabricadas predominantemente con materiales compuestos, su proceso de producción a menudo requiere de manufactura manual, lo que introduce una alta probabilidad de defectos de fabricación en las palas. Estas imperfecciones pueden actuar como iniciadores de grietas, propagando daños que, de no ser detectados a tiempo, pueden conducir a fallos estructurales catastróficos. Frente a este desafío, emergen investigaciones que proponen adoptar estrategias de mantenimiento inteligente alineadas con los principios de la Industria 4.0 para la inspección no destructiva de estos componentes críticos [14]. A continuación se realiza una breve descripción de métodos actuales utilizados en el mantenimiento de parques eólicos comerciales e investigaciones recientes.

3.1. Técnicas de Inspección de Superficie

1. **Inspección con RPAS:** Los parques eólicos comerciales se caracterizan por su ubicación en zonas de compleja orografía y condiciones de viento intenso, lo que genera un riesgo significativo para el personal técnico encargado de las labores de mantenimiento mediante técnicas de acceso por cuerdas. Estas actividades, además de su inherente peligrosidad, conllevan elevados costos asociados a la capacitación especializada y a los seguros de los operarios. En respuesta a estos desafíos, la última década ha presenciado la incorporación progresiva de vehículos aéreos no tripulados (UAVs o drones) en diversas industrias que requieren minimizar riesgos en operaciones complejas [16].

El ámbito de la inspección de infraestructura ha sido uno de los principales beneficiarios de esta tecnología. Las aplicaciones abarcan desde la evaluación estructural de edificios tras eventos sísmicos —una condición de alta relevancia en el contexto chileno— [17], hasta la optimización de rutas de inspección visual para geometrías complejas [18]. En el sector eólico, el avance ha evolucionado desde sistemas dependientes de un operario por RPA hacia esquemas de autonomía avanzada. Se han desarrollado marcos de localización simultánea para permitir inspecciones automáticas de estructuras [19], así como modelos de coordinación de flotas de UAVs para la adquisición autónoma de datos visuales en granjas eólicas a gran escala.

La capa final de esta automatización reside en el procesamiento inteligente de los datos adquiridos. Mediante algoritmos de visión por computadora, es posible realizar la detección automática de daños superficiales, como grietas en las palas, a partir de las imágenes capturadas por los UAVs. Los resultados reportados en la literatura son prometedores, alcanzando precisiones del 98.6 % con tiempos de procesamiento inferiores a 0.1 segundos por imagen [20].

No obstante, es imperativo realizar un análisis crítico de esta metodología. Pese a su eficacia en la detección de fallas visibles, la inspección con drones se enmarca inequívocamente dentro de una estrategia de mantenimiento reactivo. La intervención solo se desencadenaría una vez que el daño ya se ha manifestado superficialmente, momento en el cual la integridad estructural puede estar ya comprometida. Un fallo en una pala típicamente conlleva tiempos de inactividad superiores a una semana [21], lo que se traduce en pérdidas económicas sustanciales por energía no generada. Por lo tanto, si bien los drones representan una mejora significativa en seguridad y eficiencia operacional

frente a los métodos manuales, su naturaleza puntual y no continua los hace insuficientes para constituir un sistema de monitoreo predictivo. Esta limitación fundamental subraya la necesidad de investigar e implementar técnicas de monitoreo continuo de la condición estructural, como las basadas en el análisis de vibraciones, capaces de detectar la degradación incipiente antes de que se manifieste en fallos críticos.

2. **Inspección con Visión Artificial:** Los sistemas de detección de daños basados en visión por computadora utilizan secuencias de imágenes bidimensionales (2D) o tridimensionales (3D) capturadas desde múltiples ubicaciones para obtener información exhaustiva de los objetos de interés. Estas técnicas permiten la identificación y caracterización de defectos superficiales como grietas, erosión y rasguños en las palas de aerogeneradores. Al tratarse de un método de monitorización en línea, esta tecnología ofrece el potencial de automatizar procesos de inspección, reduciendo significativamente la exposición del personal a tareas peligrosas en altura y minimizando los tiempos de parada de producción en parques eólicos [22].

3.2. Inspección del Interior

1. **Termografía:** La termografía, técnica frecuentemente empleada para el monitoreo y detección de defectos en componentes electrónicos y eléctricos, ha demostrado ser igualmente útil para la evaluación de palas de turbinas eólicas fabricadas con materiales compuestos de polímero reforzado con fibra (FRP). Mediante la aplicación de modalidades como la termografía pulsada (PT) y la termografía de fase (PPT), este método no destructivo resulta particularmente adecuado para identificar defectos cercanos a la superficie [23] [24]. Recientemente, este enfoque de mantenimiento preventivo inteligente se ha integrado con algoritmos de aprendizaje automático, potenciando sus capacidades de diagnóstico. Una investigación ha reportado resultados positivos al emplear esta tecnología combinada para supervisar el estado y la velocidad de rotación de las palas en turbinas eólicas operativas [25].
2. **Rayos X:** La técnica de inspección por rayos X se fundamenta en la diferencia en la absorción de fotones que atraviesan el material del componente. Este método resulta particularmente efectivo para detectar variaciones superiores al 2 % en el espesor o densidad del material, permitiendo la identificación de defectos internos como delaminaciones de reducidas dimensiones (inferiores a 50 micrómetros de ancho). La integración sinérgica de métodos de inspección basados en rayos X, termografía infrarroja (IRT) y radiación de terahercios (THz), junto con la fusión de sus resultados en una representación unificada, permite obtener una caracterización más comprensiva del estado de daño en materiales compuestos, manteniendo simultáneamente la calidad imagenológica requerida para el diagnóstico [26].
3. **Escaneo Láser 3D:** La empresa ScanTech emplea el escáner láser 3D HSCAN771, equipado con siete líneas láser rojas, para la inspección de turbinas eólicas. No obstante, en palas con dimensiones superiores a los 6 metros, se observa una acumulación progresiva de errores durante el proceso de digitalización tridimensional, lo que reduce significativamente la precisión métrica del sistema. Para compensar esta deriva instrumental, se propone una metodología híbrida que combina este sistema con técnicas de fotogrametría mediante el equipo MSCAN. Esta integración permite corregir las inexactitudes acumuladas, logrando incrementar la precisión hasta en un 67 % y reducir sustancialmente las desviaciones en la exactitud volumétrica del modelo resultante.

El protocolo de procesamiento de datos para esta técnica se detalla en la secuencia metodológica descrita en la literatura especializada [27].

4. **Ultrasonido:** La técnica de inspección por ondas de ultrasonido, que utiliza frecuencias superiores al rango audible del oído humano, se emplea para evaluar el estado interno de las palas de turbinas eólicas y detectar daños imperceptibles visualmente, como grietas internas o procesos de delaminación entre capas estructurales. Esta metodología se implementa principalmente mediante tres configuraciones experimentales: el método de pulso-eco (A-scan), donde un mismo transductor emite y recibe la señal; el de transmisión directa, que utiliza transductores opuestos; y el pitch-catch, que emplea transductores separados en el mismo lado de la pieza. La principal limitación de esta técnica radica en la naturaleza multicapa de los materiales compuestos, que genera fenómenos de dispersión, atenuación y reflexión superpuesta de las ondas ultrasónicas, comprometiendo la calidad de la señal. Para mitigar estos efectos, se implementan estrategias como el uso de frecuencias más bajas para mayor penetración y la aplicación de un medio acoplante (generalmente gel o aceite) entre el transductor y la superficie, garantizando así una transferencia eficiente de la energía acústica [28].
5. **Imagen Hiperespectral:** La imagen hiperespectral es una tecnología de adquisición de imágenes que opera en un rango espectral extendido, abarcando longitudes de onda más allá de la capacidad de percepción del ojo humano. Esta técnica combina sistemas de captura *imaging* con un espectrómetro especializado, permitiendo analizar la "firma espectral" única (reflectancia) que caracteriza cada material según sus propiedades físico-químicas. Cuando el material sufre daños estructurales, como delaminación en composites, su firma espectral presenta alteraciones detectables, particularmente una disminución significativa de la reflectancia en las bandas espectrales características. Esta capacidad la convierte en una herramienta efectiva para detectar diversos modos de falla en palas eólicas, que van desde daños superficiales (grietas, erosión) hasta defectos internos e incluso la detección de acumulación de hielo. Entre sus principales ventajas destacan su capacidad de aplicación remota (non-contact) y la capacidad de proporcionar diagnósticos de alta precisión en intervalos de tiempo reducidos, facilitando así inspecciones *in situ* eficientes [29].
6. **Ondas Acústicas:** La detección de daños en palas de turbinas eólicas mediante el análisis de ondas acústicas representa un método prometedor para el monitoreo estructural. La técnica se basa en el procesamiento de señales sonoras mediante filtros digitales y ventanas deslizantes para extraer pulsos acústicos característicos. Posteriormente, se aplica transformada wavelet para obtener relaciones de energía espectral que permiten caracterizar las discrepancias entre estados intactos y dañados. La innovación de este método reside en la implementación de un modelo de aprendizaje automático incremental (SVDD mejorado) que actualiza adaptativamente los patrones de daño, optimizando tanto la precisión de detección como la eficiencia computacional. Validaciones experimentales en parques eólicos comerciales demuestran que este enfoque supera significativamente a métodos incrementales previos en precisión predictiva y tiempo de entrenamiento [30].

3.3. Método de detección de daños basados en análisis modal y vibraciones

La configuración experimental para la medición de las cuatro frecuencias naturales más bajas de la pala, basada en un ensayo modal de impacto, se presenta en la Figura 3.1. El sistema de adquisición de datos empleado en este trabajo—compuesto por un acondicionador de señal, un bloque de conectores blindados, una tarjeta de adquisición de datos y un computador con software de control y registro—sigue la arquitectura documentada en la literatura para garantizar la calidad y fiabilidad de las mediciones modales según Wang [31]. En este caso se utilizan componentes específicos como un acondicionador de señal PCB Piezotronics serie 482C, un bloque NIBNC-2110 y una tarjeta NIPCI-6132, otros equipos con prestaciones equivalentes pueden emplearse siempre que cumplan con los requisitos de linealidad, ancho de banda y relación señal-ruido necesarios para la correcta identificación de parámetros modales.

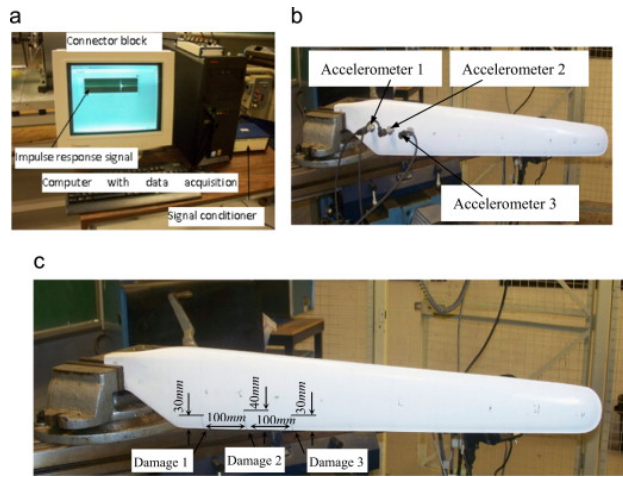


Figura 3.1 Configuración EMA de pala pequeña (WT). Cortesía de Wang (2014).

Para el desarrollo del experimento se dispone de una pala de material compuesto multicapa completamente sana, fijada desde su base para simular el empotramiento real al buje del rotor, así como de una segunda pala con distintos tipos de daños introducidos de forma controlada. Esta configuración permite comparar la respuesta dinámica en ambas condiciones y evaluar la sensibilidad modal frente a defectos estructurales. La excitación se aplica mediante un martillo de impacto instrumentado, que genera una fuerza de entrada conocida en puntos predeterminados de la pala. La respuesta se mide con un acelerómetro de alta sensibilidad, firmemente adherido en la posición de interés para garantizar una correcta transmisión de la señal. La señal del acelerómetro se conduce al acondicionador de señal y, posteriormente, a la tarjeta DAQ, donde es digitalizada y enviada al software de adquisición para su análisis. Se utiliza además, el método de elementos finitos para evaluar una pala de menor tamaño y compararla con una de mayor tamaño.

El registro de datos se realiza con una frecuencia de muestreo de 5000 Hz, lo que asegura una cobertura suficiente del rango de frecuencias de interés y evita el *aliasing*. El número de puntos para la Transformada Rápida de Fourier (FFT) se establece en aproximadamente 10 000, proporcionando una resolución espectral adecuada para la identificación precisa de los picos modales. Para cada condición de la pala, intacta y dañada, se ejecutan al menos 20 repeticiones independientes, con el fin de mejorar la relación señal-ruido y garantizar la repetibilidad de los resultados.

A partir de las señales de fuerza y aceleración registradas, se calculan las funciones de respuesta en frecuencia (FRF) y se identifican las frecuencias naturales y formas modales asociadas. Estos resultados experimentales se emplean posteriormente para la correlación y validación del modelo de elementos finitos, así como para el análisis comparativo entre la pala sana y la pala con daño. En las conclusiones se señala que el método proporciona una herramienta útil para la detección y el diagnóstico de daños en las palas de los aerogeneradores, enriqueciendo la técnica de detección no destructiva para un sistema de monitoreo remoto y de bajo costo.

3.4. Evaluación de vigilancia remota con sensores integrados en palas de turbinas eólicas

Un estudio [32] explora la viabilidad técnica y económica del monitoreo remoto de palas en aerogeneradores marinos. El estudio se basó en tres técnicas de detección de daños (NDT): 1) detección de emisión de ondas de tensión por emisión acústica, 2) medición de cambios de forma modal por acelerómetros y 3) medición de la apertura de grietas de la junta adhesiva por un transductor de desplazamiento de microcurvatura de fibra óptica.

Los sensores integrados en las palas son económicamente atractivos y permite detectar daños relevantes mediante técnicas complementarias: emisión acústica para identificar la ubicación espacial de daños pequeños y en evolución, acelerómetros para registrar cambios modales y transductores de fibra óptica para fallas adhesivas. El modelado confirma que daños del orden de 0,5–1 m producen variaciones significativas en las formas modales. En términos de costos, los sistemas basados en emisión acústica resultan más elevados, mientras que los de acelerómetros son más económicos. Métodos de ensayos no destructivos, como ultrasonido y rayos X, se emplean como verificación adicional.

La Tabla 3.1 presenta los tipos característicos de daños y los tipos de sensores, así como los métodos de Ensayos No Destructivos (END) que pueden aplicarse para detectar y/o investigar dichos daños. Una marca (d) indica que el método permite detectar eventos dinámicos (es decir, registrar los efectos del proceso de propagación de una grieta), mientras que una marca (s) señala que pueden identificarse cambios estructurales estáticos (por ejemplo, variaciones en la apertura local de una grieta o en la rigidez global). Cabe señalar que, en esta tabla, un sensor de fibra se considera sinónimo de un sensor de desplazamiento.

El análisis costo-beneficio de los sistemas de monitoreo de salud estructural (SHM) indica que, con un costo de 100 000 DKK (~15 530 USD) por aerogenerador, el período de recuperación es cercano a 3 años, mientras que con 300 000 DKK (~46 590 USD) se extiende a unos 8 años. La incertidumbre del análisis depende en gran medida de la capacidad del sistema para diferenciar entre daños críticos y no críticos.

En cuanto a los costos estimados por tecnología, un sistema basado en sensores de emisión acústica requiere alrededor de 20 sensores por pala, con un costo de 260 000 DKK (~40 378 USD) por aerogenerador. Los sensores de fibra óptica de desplazamiento, con una separación de 1 m, alcanzan un costo de 135 000 DKK (~20 956 USD). Finalmente, un sistema con sensores inerciales necesita unos 5 por pala, con un costo aproximado de 102 000 DKK (~15 846 USD).

La Tabla 3.2 presenta los precios en libra danesa estimados para diferentes tipos de sensores. Se asume que anualmente se instalan sensores en 1000 aerogeneradores, cada uno con tres palas. Los precios indicados corresponden al costo por aerogenerador (es decir, para tres

palas) y son solo estimaciones aproximadas, ya que dependerán en gran medida de desarrollos específicos. El número de transductores indicado corresponde a cada pala.

Tabla 3.1 Tipos de daño en materiales compuestos, métodos END asociados y sensores utilizados. Cortesía de Sørensen (2002).

Daño	Método END	Sensor
Rotura de fibras (microescala)	Emisión acústica (d), Rayos X (s), Ultrasonido (s), OCT (s)	Fibra (d y/o s), Sensor de emisión acústica (s)
Deslizamiento fibra/matriz (microescala)	Emisión acústica (d)	Fibra (d), Sensor de emisión acústica (s)
Fisuras en la matriz (microescala)	Rayos X (s)	Fibra (d), Sensor de emisión acústica (s)
Fisuras en adhesivos (mesoescala)	Ultrasonido (d, s), OCT (d, s)	Fibra (d), Sensor de emisión acústica (s), Sensor ultrasónico (s)
Delaminación (mesoescala)	Rayos X (s), OCT (d, s)	Fibra (d), Sensor de emisión acústica (s), Sensor ultrasónico (s)
Daño en laminado con rotura de fibras	Rayos X (s)	Fibra (d), Sensor de emisión acústica (s), Extensómetro eléctrico (d, s)
Respuesta dinámica de la estructura (macroescala)	Deflexión y medición del tiempo en punta de pala	Verificación con modos propios detectados por acelerómetros (s)

Tabla 3.2 Precios estimados (en dólares estadounidenses, USD) para cada pala de turbina eólica. Basado en Sørensen (2002). Tasa de cambio aplicada: 1 DKK $\approx$ 0.1554 USD.

Componente	AE (20 transductores)	Inercial MEMS (10 transductores)	Inercial fibra (10 transductores)	Desplazamiento fibra (40 transductores)
Transductores	6.22	1.55	3.11	6.22
Electrónica en pala	6.22	3.11	3.11	3.11
Electrónica en buje	6.22	3.11	3.11	3.11
Comunicación	3.11	1.55	1.55	1.55
Procesador central	3.11	1.55	1.55	1.55
Instalación	6.22	3.11	3.11	3.11
Cableado	9.32	1.86	0.93	2.33
Total	40.42	15.84	16.47	20.98

4. Metodología

4.1. Evaluación y selección de técnicas de análisis modal

La elección de la técnica de análisis modal constituye un aspecto fundamental para garantizar la validez y confiabilidad de la caracterización dinámica de la pala estudiada. Entre las metodologías disponibles, tales como el Análisis Modal Experimental (EMA), el Análisis Modal Operacional (OMA) y los métodos híbridos asistidos por modelos numéricos, se seleccionó EMA como la técnica principal para esta investigación. Esta selección se fundamenta tanto en criterios técnicos como en limitaciones prácticas asociadas a recursos, infraestructura y alcance del estudio.

En primer lugar, EMA ofrece un entorno de medición controlado, donde la excitación es conocida, medible y reproducible. Esto permite establecer relaciones fuerza–respuesta necesarias para estimar con precisión las funciones de respuesta en frecuencia (FRF), posibilitando una identificación modal directa y robusta, especialmente adecuada para estructuras livianas y altamente flexibles como las palas de rotor de la turbina eólica de baja potencia. Dado que el objetivo central de este trabajo es evaluar modificaciones en las propiedades modales bajo distintos escenarios de daño inducido, la necesidad de un control estricto de las condiciones de ensayo se torna crítica, siendo un punto donde EMA demuestra claras ventajas frente a OMA.

Por otra parte, OMA —si bien elimina la necesidad de instrumentación para excitación artificial— requiere que las cargas operacionales actúen de forma suficientemente aleatoria y con un contenido espectral amplio, condición que no se cumple en el caso de prototipos estáticos o estructuras ensayadas fuera de servicio. Sumado a ello, la identificación modal basada únicamente en respuestas implica supuestos adicionales, como la inexistencia de modos acoplados o la proporcionalidad del amortiguamiento, lo que puede degradar la precisión cuando se analizan estructuras compuestas o con asimetrías geométricas. En el contexto de esta memoria, donde no se dispone de ensayos durante operación real y donde las capacidades de instrumentación son limitadas, OMA presenta restricciones importantes que afectan su viabilidad.

Desde una perspectiva logística y financiera, EMA también representa una solución más adecuada. La implementación de OMA u otras metodologías avanzadas (como técnicas híbridas de *model updating* asistidas por sensores distribuidos o correlación operacional–numérica) requiere equipamiento especializado de mayor costo, sistemas de adquisición multicanal de alta densidad y entornos de prueba complejos. Por el contrario, EMA permite la utilización de un número reducido de acelerómetros, un martillo instrumentado y un analizador de señales de rango medio, todos recursos disponibles y compatibles con las restricciones presupuestarias del proyecto.

La compatibilidad entre EMA y las simulaciones FEM constituye un argumento técnico adicional. La comparación directa entre FRFs obtenidas experimentalmente y las funciones modales derivadas del modelo numérico facilita la calibración del modelo, la validación estructural y el análisis posterior de sensibilidad ante daños inducidos. Esta trazabilidad directa es esencial para los objetivos de la memoria, particularmente en la identificación de las variaciones modales asociadas a daño estructural.

Considerando estos factores —control experimental, precisión modal, factibilidad logística y coherencia con el modelo numérico— se concluye que el Análisis Modal Experimental es la

metodología más adecuada para el desarrollo de esta investigación.

La Tabla 4.1 muestra un resumen de los métodos basados en vibraciones para la detección y localización de grietas en palas de turbina eólica realizado por Sevilla-Camacho [15].

Tabla 4.1 Métodos de Detección de Grietas en Palas de Turbinas Eólicas, cortesía de Sevilla-Camacho.

Método	Descripción	Ventajas	Limitaciones
Análisis Modal Experimental	Técnica basada en medir frecuencias naturales y formas modales. Variaciones en estos parámetros pueden indicar grietas o alteraciones estructurales.	Alta sensibilidad a pequeños cambios en la integridad; aplicable <i>in situ</i> .	Requiere datos de referencia y puede verse afectado por condiciones ambientales.
Procesamiento de Señales Vibratorias	Uso de FFT y wavelets para analizar el contenido frecuencial de la señal vibratoria y detectar anomalías vinculadas al inicio de grietas.	Efectivo para identificar cambios específicos en la frecuencia asociados a grietas.	Requiere herramientas y conocimientos avanzados en análisis de señales.
Análisis Modal Operacional	Obtiene la respuesta dinámica de la estructura durante operación normal, permitiendo detectar variaciones en parámetros modales por presencia de grietas.	Método no invasivo; adecuado para evaluación en servicio.	Menor precisión respecto al análisis modal experimental en laboratorio.
Métodos de Aprendizaje Automático	Algoritmos de <i>machine learning</i> analizan datos vibratorios históricos para identificar patrones que indiquen formación de grietas.	Capacidad para procesar grandes volúmenes de datos y mejorar la detección.	Requiere grandes bases de datos para entrenamiento y puede tener problemas de generalización.
Análisis Tiempo - Frecuencia	Combina análisis temporal y espectral para detectar eventos transitorios asociados al inicio y propagación de grietas, entregando información detallada.	Muy efectivo para señales no estacionarias relacionadas con crecimiento de grietas.	Alta demanda computacional y mayor complejidad de interpretación.

4.2. Metodología de la campaña experimental y numérica

La Figura 4.1 resume la metodología híbrida del estudio, la cual integra la validación experimental con una cadena de simulación numérica secuencial. A partir de la geometría escaneada, se calculan las cargas aerodinámicas (CFD) para alimentar el análisis estático, permitiendo identificar las zonas críticas de esfuerzo donde se inducirá el daño. Finalmente, los módulos de Dinámica y Respuesta Armónica evalúan comparativamente las firmas vibratorias (frecuencias y FRF) entre la pala sana y la dañada.

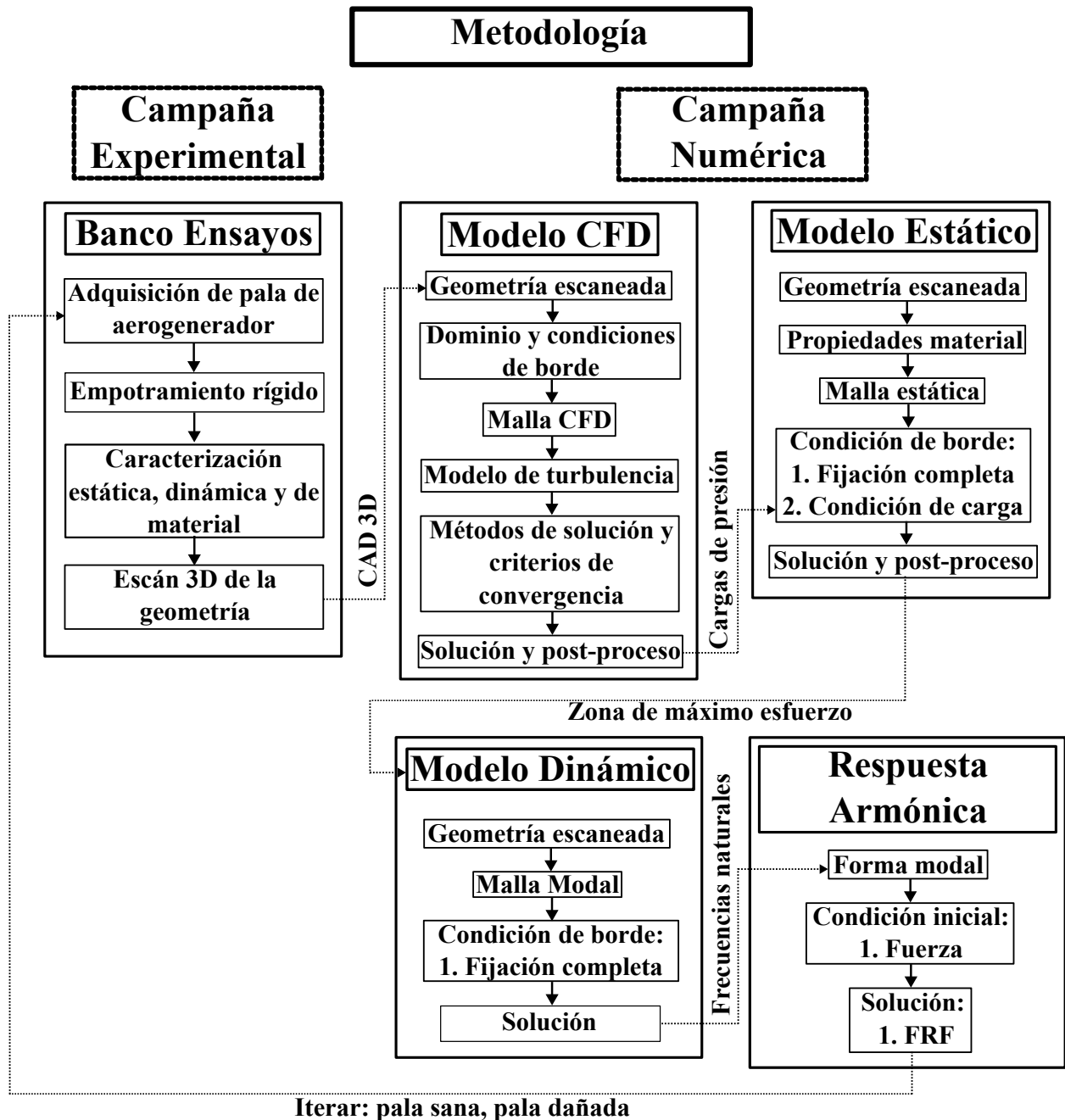


Figura 4.1 Diagrama de metodología empleado en el estudio.

4.3. Diseño e implementación de campaña experimental (EMA)

La elección de este método se fundamenta en la necesidad de validar el modelo FEM y en las condiciones propias del laboratorio, el cual cuenta con infraestructura y componentes limitados. El Ensayo Modal Experimental (EMA) requiere que tanto las entradas (*inputs*) como las salidas (*outputs*) sean conocidas. En primera instancia, las excitaciones se aplicarán mediante un martillo de impacto, con el objetivo de realizar un barrido frecuencial e identificar las frecuencias naturales asociadas a cada modo. Otra estrategia es utilizar un shaker para evaluar modos de vibrar complejos. Sin embargo, por limitación de tiempo en cuanto a la llegada del empotramiento mostrado de color negro en la Figura 4.2b (dos meses de atraso), se optó por adaptar el empotramiento y utilizar la tercera estrategia basada en una condición inicial de desplazamiento para la validación dinámica del primero modo.

Las respuestas estructurales serán medidas a través de un acelerómetro digital, capaz de registrar parámetros en los tres ejes: desplazamiento, velocidad, aceleración y frecuencia. Este procedimiento, al desarrollarse en un entorno controlado, proporciona una precisión modal aceptable y asegura la confiabilidad de los resultados, al no tener excitaciones de otras frecuencias externas.

La pala objeto de estudio se muestra en la Figura 4.1. Esta se compone de siete regiones con longitudes de cuerda variables (perfiles y ángulos desconocidos), posee una envergadura de 900 mm (Figura 4.2a) y su ensamblaje al rotor se realiza mediante uniones apernadas (Figura 4.2b).

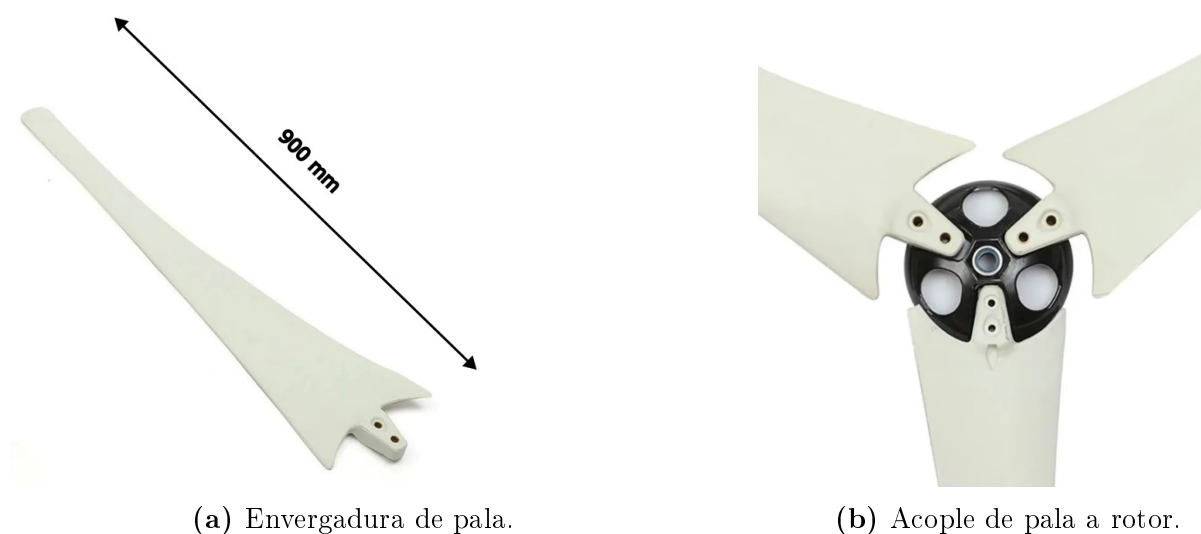


Figura 4.2 Sistema rotatorio de turbina eólica.

4.3.1. Formas de excitación (input)

4.3.1.1. Martillo de impacto El requisito fundamental para la aplicación de este método consiste en verificar que el período de aplicación del impacto sea menor o igual a la mitad del período natural del sistema en el grado de libertad (GL) bajo estudio. De esta manera, se garantiza que la respuesta obtenida sea lo más cercana posible al comportamiento real. En términos prácticos, el martillo debe interactuar de forma prácticamente instantánea con la estructura y retirarse de inmediato.

La teoría establece que la excitación impulsiva es ideal para someter al sistema a una condición de vibraciones libres, dado que la entrada se introduce como una velocidad inicial y no como una fuerza externa sostenida. Las condiciones iniciales se definen como $x(0) = B$ y $\dot{x}(0) = v$, donde v corresponde a la velocidad inicial, tal como se aprecia en (4.1a) y (4.1b). La definición del impulso I se presenta en (4.2).

$$x(0) = B ; \dot{x}(0) = v, \quad (4.1a)$$

$$v = \frac{I}{m}, \quad (4.1b)$$

$$I = \int_0^{T_0} f(t)dt, \quad (4.2)$$

En consecuencia, el impulso se describe matemáticamente como la integral de la fuerza aplicada a lo largo del tiempo, desde el inicio hasta el término del período de aplicación del impacto. Este se define en dos rangos: durante la aplicación de la excitación transiente, donde $t \in [0, T_0]$; y en su régimen estacionario, donde $t \geq T_0$.

La respuesta del grado de libertad (GL) en estudio se expresa en función de la magnitud del impulso y de las propiedades modales del sistema, tal como se muestra en la ecuación (4.3).

$$x(t) = \frac{I}{m \omega_{n,i}} \sin(\omega_{n,i}t). \quad (4.3)$$

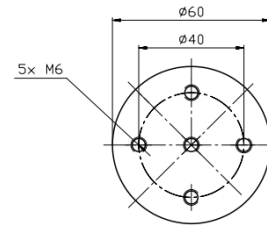
4.3.1.2. Shaker El sistema de vibración para excitar al sistema de forma armónica en frecuencias de interés es un *shaker* de la marca TIRA SCHWINGTECHNIK modelo TV 51110, el cual se visualiza en la Figura 4.3. Las características técnicas se muestran en la Tabla 4.2. Este método es útil para encontrar las frecuencias de los modos de vibrar más complejos, aplicando el Shaker en los nodos que correspondan a su deformación, teniendo limitaciones para excitar modos que incluyan torsión.

Tabla 4.2 Parámetros técnicos del sistema de prueba de vibración TV 51110.

Parámetro	Magnitud
Fuerza pico nominal (senoidal/Aleatoria RMS)	100/70 N
Rango de frecuencia	2-7000 Hz
Frecuencia de resonancia principal	>6500 Hz
Desplazamiento máximo Pico a Pico	13 mm
Velocidad máxima (Senoidal/Aleatoria)	1.5/1.5 m/s
Aceleración máxima (Senoidal/Aleatoria)	45/30 g
Rigidez de la suspensión	8 N/m
Masa efectiva en movimiento	0.23 kg
Peso total	12 kg
Diámetro del inducido (cabezal)	60 mm



(a) Vibration Test System TV 51110.



(b) Longitudes del cabezal del shaker.

Figura 4.3 Sistema de ensayo de vibración - shaker.

4.3.1.3. Condición inicial de desplazamiento Una técnica ampliamente utilizada en bancos de ensayos experimentales para la identificación del primer modo de vibración consiste en aplicar una *condición inicial de desplazamiento* a la estructura. El procedimiento se basa en desplazar ligeramente la pala desde su posición de equilibrio y posteriormente liberarla, permitiendo que oscile libremente bajo su propia dinámica.

Desde un punto de vista teórico, este método corresponde a un problema de *vibración libre* con condiciones iniciales no nulas. Si se aplica un desplazamiento que sigue aproximadamente la forma modal del primer modo, la respuesta temporal estará dominada por dicho modo, debido a que cada fase inicial de la respuesta puede descomponerse en una combinación lineal de las formas modales. Como los modos superiores poseen frecuencias mayores y, en general, menor participación bajo un desplazamiento global suave, su contribución relativa disminuye rápidamente, dejando al primer modo como la componente predominante.

En un banco de ensayos, la ejecución práctica consiste en fijar la estructura mediante condiciones de borde representativas del caso real y desplazar manualmente (o mediante un actuador de baja rigidez) uno de sus extremos o una región específica que maximice la energía inyectada al primer modo. Tras la liberación, se registra la respuesta mediante acelerómetros (como en el presente estudio) o sensores ópticos (alto costo monetario), obteniéndose una serie temporal amortiguada donde la frecuencia natural fundamental y su razón de amortiguamiento pueden identificarse mediante técnicas como el método de decremento logarítmico, ajuste de envolvente o análisis en frecuencia.

Esta técnica es particularmente útil cuando se dispone de recursos limitados, ya que no requiere equipamiento de excitación forzada, reduce el tiempo de preparación y evita la complejidad asociada a la calibración de martillos instrumentados o shakers. Además, proporciona una medida directa de la dinámica libre del sistema, lo cual resulta adecuado para validar modelos numéricos y evaluar cambios modales ocasionados por daños estructurales.

4.3.2. Montaje de la estructura

El montaje experimental de la estructura consiste en un empotramiento rígido donde la base de la pala se sujeta a un tornillo mecánico mediante un conjunto de uniones apernadas, tal como se muestra en las Figuras 4.4, 4.5 y 4.6. Este sistema de fijación, que conecta la pala a una estructura metálica de alta rigidez anclada a una base solidaria al suelo, busca reproducir de manera aproximada una condición de empotramiento ideal utilizado en elementos finitos

como "fijación completa". El objetivo principal es evitar la aparición de solturas o grados de libertad no deseados en la base, los cuales podrían modificar significativamente las frecuencias naturales asociadas a los modos inferiores de vibración, comprometiendo así la validez de los resultados modales obtenidos.



Figura 4.4 Banco de ensayos - Vista trasera del empotramiento.



Figura 4.5 Banco de ensayos - Vista lateral del empotramiento.



Figura 4.6 Banco de ensayos - Vista inferior del empotramiento.

4.3.3. Adquisición de datos (outputs)

El sensor WTVB02-485 es un acelerómetro triaxial diseñado para el monitoreo de vibraciones e impactos, capaz de medir desplazamiento, velocidad y aceleración mediante un sistema de adquisición digital integrado. Su diseño contempla la transmisión de datos hacia una terminal de monitoreo remoto, facilitando tanto la supervisión en tiempo real como el registro automático de las señales.

Las capacidades de medición del dispositivo incluyen un rango de aceleración de $\pm 16g$, desplazamiento entre 0 y $30000\mu m$ y velocidades entre 0 y $100mm/s$. El sensor posee una masa de 182g, a la que se suman 18g correspondientes a una fracción del cableado. Al tratarse de un dispositivo digital, incorpora internamente los algoritmos necesarios para el procesamiento de señales, eliminando la necesidad de filtrados o conversiones externas y permitiendo la visualización directa de los resultados procesados.

El sistema incorpora un modo de adquisición de alta velocidad, el cual resulta especialmente útil para la presente aplicación, ya que permite disponer de una elevada tasa de muestreo en el dominio del tiempo con el fin de capturar, con precisión y fidelidad, la forma de onda del desplazamiento. Sin embargo, dado que el sensor es de tipo inercial y que, por *firmware*, el modo de alta velocidad entrega desplazamiento, los valores obtenidos se alejan de la respuesta real. Esto se debe a que el *software* realiza internamente una doble integración digital de la señal de aceleración, proceso que introduce errores acumulativos y deriva significativa, como por ejemplo, la *pendiente de sky* a bajas frecuencias. En la Tabla 4.3 se presentan las especificaciones técnicas del acelerómetro utilizado.

4.3.4. Procesamiento de datos

Para resolver este problema, se modifica el *firmware* del dispositivo con el propósito de exportar directamente la señal de aceleración, evitando así la doble integración digital y permitiendo un procesamiento más confiable de los datos.

Durante el procesamiento de los datos experimentales, se identifica que la tasa de muestreo del sensor no es estrictamente constante, lo cual representa una limitación relevante para

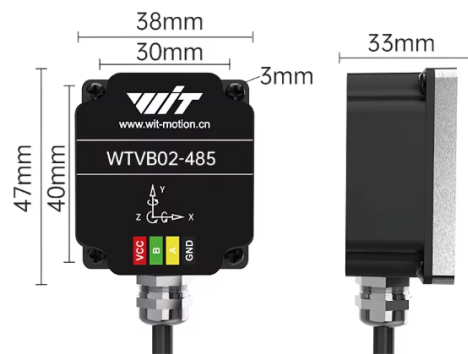
la correcta aplicación de la Transformada Rápida de Fourier (FFT). Este comportamiento provoca que el registro temporal presente irregularidades en el espaciamiento entre muestras, generando potenciales distorsiones en el dominio frecuencial si se emplean técnicas de transformada basadas en muestreo uniforme. Para abordar esta problemática, se utiliza la función `nufft` de MATLAB, la cual permite aplicar una Transformada de Fourier de tipo no uniforme, adecuada para datos adquiridos con pasos temporales variables.

La `nufft` constituye una generalización de la FFT tradicional, permitiendo evaluar la transformada discreta en conjuntos de puntos arbitrariamente distribuidos. Esto se consigue mediante algoritmos que combinan técnicas de interpolación rápida con operaciones FFT estándar, lo que mantiene la eficiencia computacional al tiempo que garantiza fidelidad en la estimación espectral. En el contexto de este estudio, la función `nufft` toma como entrada los vectores de tiempo no uniformes proporcionados por el sensor y reconstruye el contenido frecuencial sin la necesidad de realizar un remuestreo artificial, evitando así la introducción de errores numéricos.

En mayor profundidad, el comando `nufft` implementado en MATLAB aproxima la transformada continua mediante un esquema basado en grillas intermedias equiespaciadas. Primero, interpola los datos medidos en una malla uniforme auxiliar empleando un núcleo de ventana (generalmente Kaiser–Bessel), lo que suaviza las irregularidades de muestreo. Posteriormente, aplica una FFT clásica sobre la malla interpolada y finalmente corrige los resultados mediante factores de *deswindowing* para recuperar el espectro verdadero. Esta metodología permite mantener un costo computacional del orden $\mathcal{O}(N \log N)$, similar al de una FFT convencional, pero adaptada a señales no uniformes. La utilización de `nufft` asegura así una estimación robusta de las frecuencias naturales y de la respuesta dinámica de la pala, incluso bajo condiciones de adquisición imperfectas.



(a) Sensor digital WM modelo WTVB02-485.



(b) Longitudes del WTVB02-485.

Figura 4.7 Dimensiones del sensor digital WM WTVB02-485.

Tabla 4.3 Parámetros técnicos del sistema de adquisición de datos: Sensor WIT Motion WTVB02-485.

Parámetro	Condición	Mínimo	Por defecto	Máximo
Velocidad de comunicación	Interfaz RS-485	4800 bps	9600 bps	230400 bps
Salida	Tiempo interno, velocidad de vibración (3 ejes), desplazamiento de vibración (3 ejes), frecuencia de vibración y temperatura			
Rango de medición	Velocidad: 0–100 mm/s; Desplazamiento: 0–30000 µm; Frecuencia: 1–2000 Hz			
Precisión		<FS $\pm 4\%$		
Ciclo de detección		1 Hz	100 Hz	200 Hz
Frecuencia de corte		0 Hz	10 Hz	200 Hz
Temperatura de operación		-40 °C		85 °C
Temperatura de almacenamiento		-40 °C		85 °C
Resistencia a impactos				20000 g
Nivel de protección				IP67

4.3.5. Ensayo de flexión con pala empotrada

La caracterización experimental de la rigidez flexional de la pala se realiza mediante un ensayo estático en voladizo, en el cual se aplica una masa conocida de 200 g en el extremo libre, tal como se ve en la Figura 4.8 y 4.9. Para ello, la pala se fija mediante un empotramiento rígido y, posteriormente, se posiciona un reloj comparador en la punta con el fin de registrar el desplazamiento vertical inducido por la carga. Este procedimiento permite obtener de manera directa la deflexión máxima bajo una condición controlada, constituyendo así un parámetro para la calibración del modelo numérico.

El desplazamiento medido por el reloj comparador equivale a 12.9 mm, y se emplea como referencia para ajustar las propiedades elásticas equivalentes del material en el análisis estructural, garantizando la coherencia entre el comportamiento físico observado y la respuesta predicha por el modelo de elementos finitos.



Figura 4.8 Registro experimental de la deflexión del reloj comparador con masa de prueba referencial.



Figura 4.9 Montaje del reloj comparador en la punta de la pala con disco referencial de prueba.

4.3.6. Adquisición de Datos Vibratorios en el Ensayo Modal Experimental (EMA)

La Figura 4.10 presenta la forma de onda registrada durante el ensayo modal experimental, obtenida directamente desde el acelerómetro inercial instalado en el extremo libre de la pala. En el registro temporal se aprecia con el decaimiento exponencial característico de una vibración libre amortiguada, junto con la respuesta dominante asociada al primer modo de flexión. Esta señal constituye la base para el proceso de identificación modal, ya que permite estimar parámetros dinámicos tales como la frecuencia natural, el factor de amortiguamiento y la amplitud modal.

De manera complementaria, en la Figura 4.11 se muestra el espectro de amplitudes en el rango de 0 a 80 Hz, donde se identifica un pico a los 3.84 Hz correspondiente al modo fundamental, acompañado de componentes espectrales de menor intensidad que reflejan contri-butos secundarios del sistema. La consistencia entre la representación temporal y frecuencial confirma la calidad de la adquisición experimental y respalda la confiabilidad del registro para los análisis modales subsecuentes.

A partir del ajuste exponencial de la envolvente y del cálculo del decremento logarítmico entre dos máximos consecutivos, se obtiene un valor de $\delta = 0,244$ [—], lo que conduce a una razón de amortiguamiento $\xi = 0,0388$ [—]. Este nivel de amortiguamiento resulta coherente con la respuesta dinámica esperada para estructuras esbeltas fabricadas a partir de materiales plásticos.

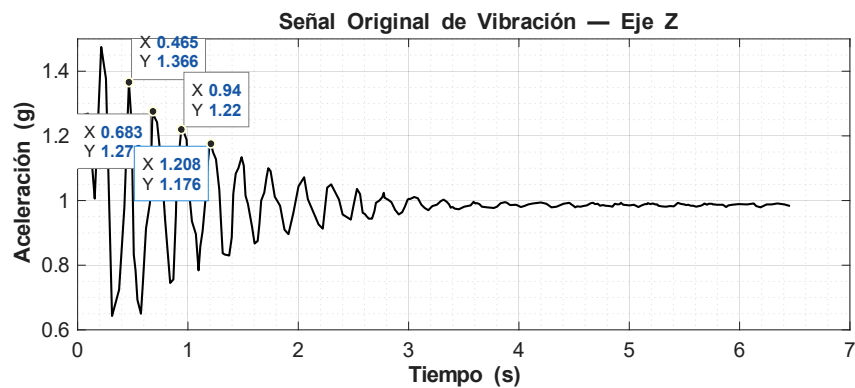


Figura 4.10 Forma de onda de la señal medida en vibraciones libres.

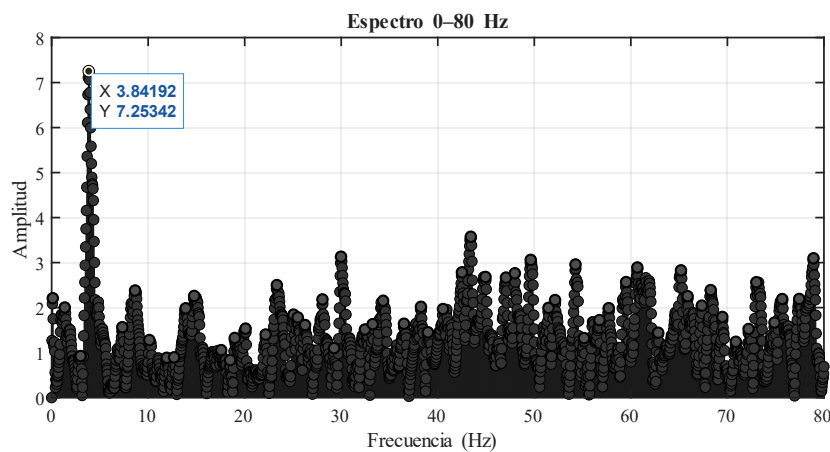


Figura 4.11 Espectro de la señal medida en vibraciones libres.

4.4. Campaña del modelo numérico (FEM)

La geometría de la pala se obtiene mediante un escaneo 3D, cuyo modelo digital se procesa para eliminar imperfecciones y permitir su importación en *ANSYS Workbench*. El mallado empleado fue no estructurado, compuesto por elementos tetraédricos de 3 mm, y el empostramiento se simuló mediante una fijación completa en la base.

El modelo se emplea para reproducir los ensayos experimentales de flexión y de vibración libre, manteniendo las mismas condiciones de borde y permitiendo la posterior calibración y validación del material mediante comparación con los resultados experimentales.

4.4.1. Geometría

La geometría de la pala se digitaliza mediante un escáner 3D de la marca *Shining 3D*, modelo *EINSTAR*, con el objetivo de obtener una representación precisa de su forma real para su posterior modelación numérica, ver Figura 4.12. Este dispositivo emplea luz estructurada para capturar la superficie del objeto y generar una nube de puntos tridimensional que describe con alta resolución la morfología de la pala.



Figura 4.12 Escaner Marca Shining 3D Modelo Einstar.

Debido a que la pala presenta un espesor reducido y una curvatura pronunciada entre el extradós y el intradós, el proceso de escaneo presenta dificultades asociadas a la pérdida de rastreo óptico al pasar de una cara a otra. Para evitar este inconveniente, se utilizan puntos de referencia autoadhesivos distribuidos a lo largo de la superficie, los cuales permiten al escáner mantener la continuidad espacial durante el barrido. De esta forma, se realizan capturas parciales de las distintas caras de la pala —cuatro en total—, que posteriormente se alinean y fusionan en el software *EXscan* de la misma marca, obteniéndose una nube de puntos completa y coherente. El escán se realiza de posicionando la pala de forma vertical para evitar deflexiones debido al peso, tal como muestra la Figura 4.13.



Figura 4.13 Escaneo de pala en posición vertical, Laboratorio C4i UdeC.

El resultado del proceso se exporta en formato *STL*, que representa la geometría superficial mediante una malla triangular. Sin embargo, este formato no es adecuado para el análisis mediante elementos finitos, ya que no define un sólido continuo. Por ello, se realiza un proceso de reconstrucción geométrica. En primer lugar, el archivo *STL* se importa en el programa *Meshmixer*, donde se lleva a cabo una suavización de la superficie, se eliminan artefactos del escaneo y se reconstruyen las regiones con deficiencias en la malla, ver Figura 4.14.

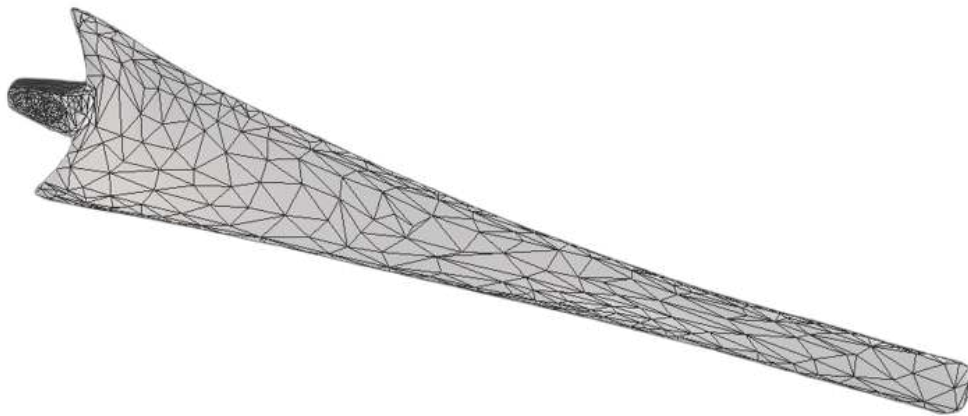


Figura 4.14 Malla superficial modificada en MeshMixer.

Una vez corregida la superficie, el modelo se transfiere al entorno de *Fusion 360*, donde se emplea la herramienta *Facet Groups* para generar grupos de superficies de la malla superficial. Este proceso permite transformar la representación triangular en una geometría sólida continua a través de la opción *convertir a malla orgánica*, compatible con el formato *STEP*, apreciado en la Figura 4.15. Finalmente, el archivo *STEP* resultante se importa a *ANSYS*

Workbench, donde se utiliza como base para el mallado y la configuración del modelo de elementos finitos.

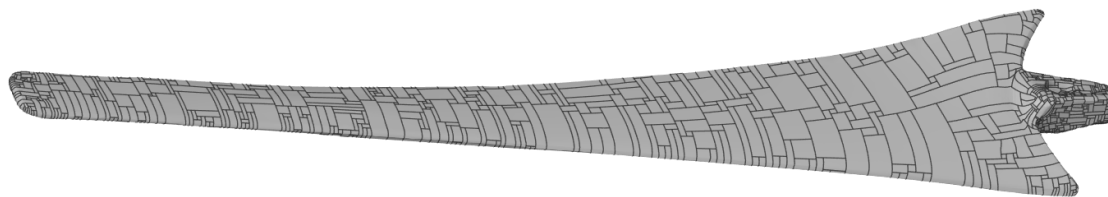


Figura 4.15 Sólido optimizado mediante Fusion360.

De esta manera, se obtiene una geometría digital fiel a la pala real, garantizando que el modelo numérico conserve las características geométricas necesarias para representar adecuadamente su comportamiento estructural.

Con el objetivo de caracterizar las propiedades físicas de la pala escaneada y disponer de parámetros confiables para la simulación numérica, se determina su peso experimentalmente, volumen mediante el modelo digital y se calcula la densidad efectiva. Estos valores permiten establecer una relación directa entre las mediciones experimentales y las condiciones de entrada en el modelo de elementos finitos, asegurando la coherencia entre el banco de ensayos y el análisis computacional. En la Tabla 4.4 se presentan los resultados.

Tabla 4.4 Parámetros físicos de la pala escaneada.

Parámetro	Magnitud
Masa de la pala	660 [g]
Volumen escaneado	550 200 [mm ³]
Densidad calculada	1199.6 [kg/m ³]
Comportamiento mecánico del material	Isotrópico

4.4.2. Malla computacional

El mallado constituye una etapa fundamental en la construcción del modelo de elementos finitos, ya que determina la precisión numérica y la estabilidad de los resultados obtenidos. En este trabajo, el mallado se realiza sobre la geometría sólida obtenida a partir del escaneo tridimensional de la pala, previamente convertida a formato *.STEP* y acondicionada para su importación en el software ANSYS Workbench.

Debido a la complejidad geométrica de la pala, caracterizada por superficies curvas y una variación progresiva del espesor a lo largo de la envergadura, se opta por un mallado no estructurado compuesto por elementos tetraédricos de orden cuadrático. Este tipo de discretización permite una adecuada representación de la forma aerodinámica, manteniendo una distribución densa de elementos en zonas de curvatura elevada y una menor concentración en regiones de geometría más uniforme.

Para determinar un tamaño de elemento que garantice el equilibrio entre precisión y costo computacional, se realiza un estudio de convergencia de malla. Este análisis es crucial para

asegurar que los resultados numéricos sean independientes de la discretización.

Como referencia metodológica, Shakya [33] desarrolla un estudio de Interacción Fluido-Estructura (FSI) para una pala de turbina eólica de 625 mm, dimensiones comparables con los 900 mm del presente trabajo. El análisis de dicho autor introduce una grieta en el eje horizontal referente a la pala (posicionada con su ángulo de ataque hacia abajo), evaluando su criticidad mediante un análisis de sensibilidad que varía la longitud de la misma (1 mm, 2 mm, 4 mm y 6 mm). Los resultados de Shakya reportan una desviación en los resultados inferior al 0.18 %.

De forma análoga, para el modelo actual de 900 mm, se implementa el estudio de convergencia de malla. En este, se evalúan diferentes tamaños de elemento (partiendo de 1 mm y aumentando a 3 mm, 5 mm, 7 mm y 10 mm). Este análisis de sensibilidad, detallado en la Tabla 4.5, arroja una diferencia máxima en los resultados de 1.1 % (correspondiente al cuarto modo). Esta variación se considera insignificante dentro de los márgenes de la simulación en ingeniería (5 %) y valida la selección de la malla (3 mm) como base para el análisis al ser un valor medio.

Tabla 4.5 Estudio de convergencia de malla del modelo dinámico.

Tamaño de malla	Elementos	Modo 1 [Hz]	Modo 2 [Hz]	Modo 3 [Hz]	Modo 4 [Hz]
1 mm	470 829	3.80	23.73	34.38	71.96
3 mm	96 061	3.80	23.75	34.44	71.19
5 mm	60 893	3.80	23.76	34.47	71.24
7 mm	46 456	3.80	23.76	34.49	71.25
10 mm	36 243	3.80	23.77	34.50	71.28
Diferencia relativa	–	0 %	0.17 %	0.35 %	1.1 %

En base a los resultados del estudio de convergencia, se adopta un tamaño promedio de elemento de 3 mm para el modelo sólido (Figura 4.16), con refinamiento automático en zonas de curvas. Adicionalmente, se aplica un refinamiento en la región de la punta de la pala (Figura 4.17) y para el empotramiento se mantiene el tamaño por defecto (Figura 4.18), donde se esperan mayores gradientes de tensión y desplazamiento. Los parámetros finales de la grilla computacional adoptada se resumen en la Tabla 4.6.

Tabla 4.6 Parámetros de grilla computacional (Malla seleccionada).

Parámetro	Magnitud
Physics Preference	Mecánica
Orden de elementos	Cuadráticos
Tamaño de elemento	3 [mm]
Método	Tetrahedros
Elementos	60 893

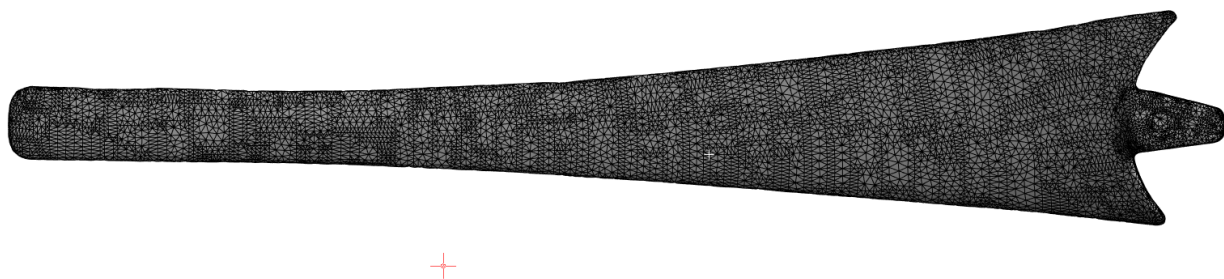


Figura 4.16 Grilla computacional de 3mm - vista completa.

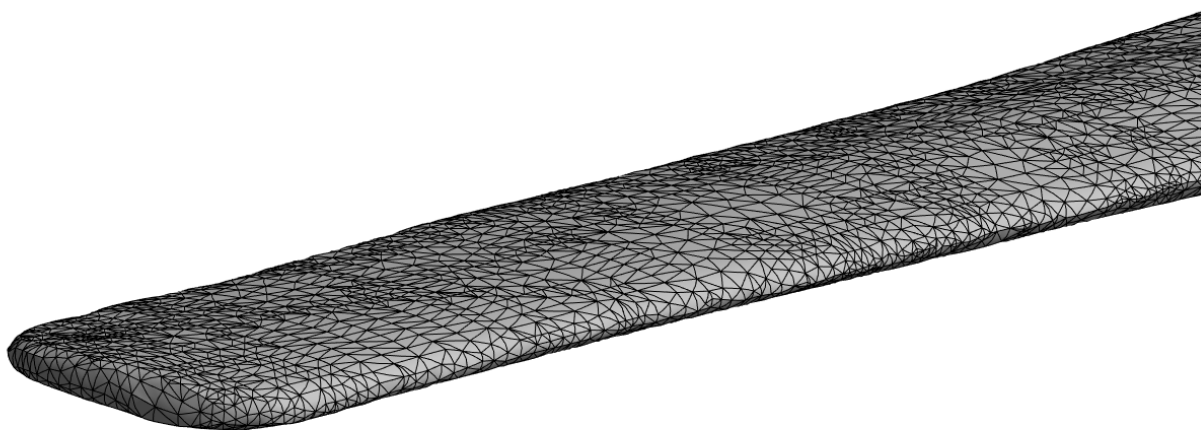


Figura 4.17 Grilla computacional de 3mm - zoom: punta de pala.

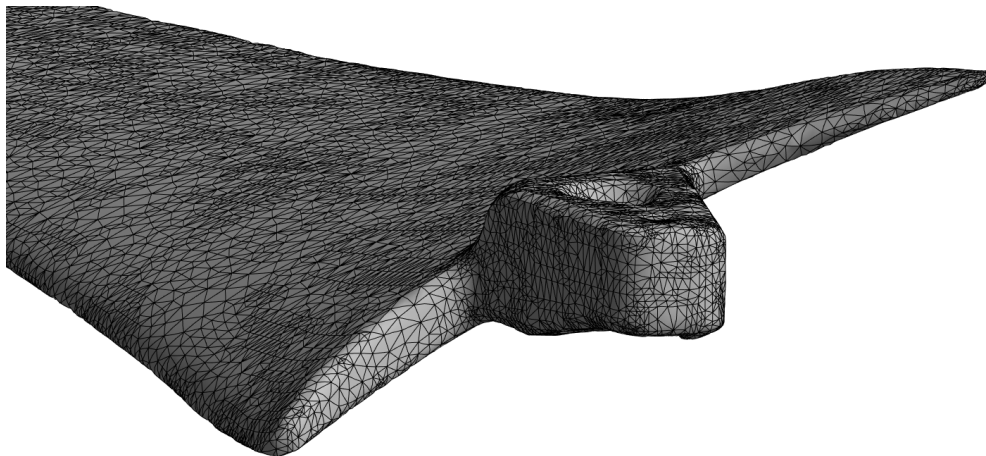


Figura 4.18 Grilla computacional de 3mm - zoom: base de pala.

4.4.3. Condición de borde para modelo estático y dinámico

En el análisis realizado mediante el Método de Elementos Finitos (FEM) en ANSYS, la condición de empostramiento se establece como una restricción absoluta de desplazamientos y rotaciones en todos los grados de libertad de los nodos o superficies seleccionadas. En el caso específico de la pala de turbina eólica, dicha condición se define para reproducir el montaje en el banco de ensayos, donde la raíz de la pala se fija de manera rígida con el propósito de representar fielmente las condiciones experimentales de sujeción. La aplicación de esta restricción garantiza que la simulación numérica refleje con mayor exactitud la interacción entre la pala y el sistema de fijación, evitando desplazamientos no deseados y permitiendo una evaluación precisa de la distribución de esfuerzos y deformaciones bajo cargas estructurales, tal como se ilustra en la Figura 4.19.

Cabe destacar que esta condición de borde se aplicó de forma consistente en ambos enfoques de análisis: el estudio estático por deflexión y el análisis modal dinámico, asegurando coherencia en la representación del comportamiento estructural de la pala con el banco de ensayos (ver capítulo 4.3).

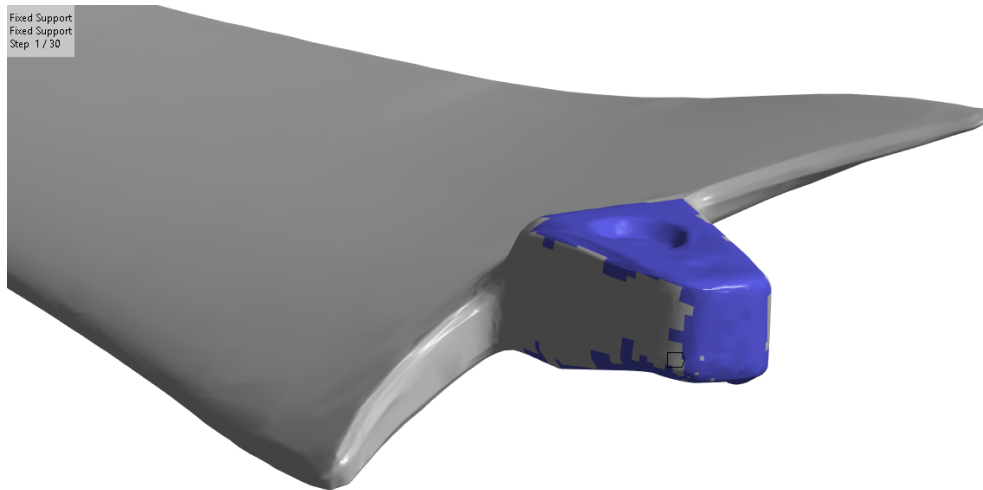


Figura 4.19 Condición de borde: fijación completa - vista superior isométrica.

4.4.4. Modelo numérico estático: ensayo de flexión

Con el objetivo de validar la fidelidad estructural del modelo y caracterizar las propiedades elásticas efectivas del material, se reproduce numéricamente el ensayo de flexión en voladizo ejecutado en la fase experimental. En la configuración física, se dispone una masa calibrada de 200 g en el extremo libre de la pala, resultando en una deflexión vertical máxima de 12,9 mm en la punta. Este escenario de carga se replicó en el entorno de elementos finitos para establecer una correlación directa entre la respuesta mecánica real y la predicción numérica.

Las condiciones de contorno se definieron imponiendo una restricción de fijación completa en la base de la pala, bloqueando los seis grados de libertad de los nodos correspondientes, en concordancia con el montaje experimental descrito previamente.

La sollicitación mecánica se modela mediante una condición de *Remote Force* aplicada en

el extremo libre y dirigida verticalmente, cuya magnitud corresponde al peso de la masa de prueba (200 g). Esta aproximación permite simular fielmente el momento flector y la distribución de tensiones generada por la carga adherida en el ensayo físico.

El proceso de calibración del material consiste en un ajuste iterativo del módulo de Young (E), manteniendo constantes la densidad y la geometría, hasta lograr la convergencia entre el desplazamiento numérico y el valor experimental de referencia. La Figura 4.20 ilustra este procedimiento de ajuste, mostrando la sensibilidad de la deflexión ante las variaciones del módulo elástico. Como resultado de esta calibración, se determina un módulo de elasticidad efectivo de 8 000 MPa. Este parámetro validado permite no solo reproducir la rigidez longitudinal de la estructura, sino también identificar con precisión las zonas de concentración de esfuerzos críticas para los subsiguientes análisis dinámicos y de fatiga.

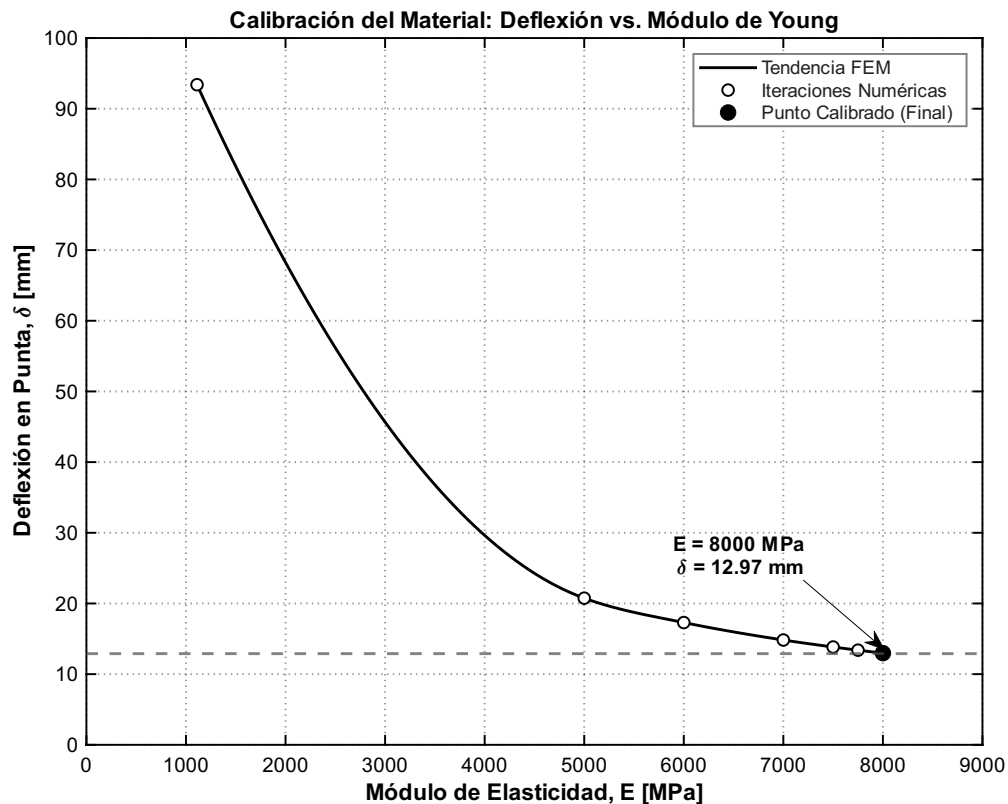


Figura 4.20 Curva de calibración del módulo elástico mediante correlación numérico-experimental del ensayo de flexión.

Cabe destacar que en la configuración del modelo numérico se desestima la aplicación de la aceleración de gravedad (peso propio de la estructura). Esta decisión metodológica se fundamenta en que el registro experimental de la deflexión tomó como línea base (punto cero) la posición de equilibrio estático de la pala montada horizontalmente, estado que ya incorporaba la deformación inicial por peso de la misma. En consecuencia, la simulación se enfoca exclusivamente en reproducir la respuesta incremental generada por la carga de prueba, permitiendo así una comparación directa y consistente con el desplazamiento diferencial medido en el banco de ensayos.

4.4.5. Modelo numérico dinámico de pala con sensor

Una vez calibrado el módulo de elasticidad mediante el ensayo de flexión, se realiza la evaluación dinámica del modelo a través de un análisis modal, con el objetivo de verificar la coherencia entre la respuesta numérica y la respuesta experimental registrada por el sensor inercial.

El modelo geométrico de la pala se mantiene idéntico al empleado en el análisis estático, preservando tanto el mallado no estructurado conformado por elementos tetraédricos de tamaño promedio de 3 mm como las condiciones de empotramiento total en la base. Esta configuración garantiza la consistencia entre los dominios de estudio y asegura que las diferencias observadas entre los ensayos provengan exclusivamente de las condiciones dinámicas de excitación y carga.

En este caso, la masa concentrada correspondiente a la carga de ensayo se reemplaza por un cubo con dimensiones equivalentes al sensor inercial *WitMotion WTVB02-485*, de 200 g, ubicado en el extremo libre de la pala. No se aplican fuerzas externas, dado que el análisis modal se desarrolla en condiciones libres de carga estática, con el fin de obtener los modos propios de vibración del sistema. El sensor se incluye en el modelo debido a que representa una masa significativa, equivalente aproximadamente al 30 % de la masa total de la pala, lo cual resulta relevante para la caracterización dinámica del conjunto. Esta decisión responde tanto a las limitaciones de equipamiento disponible como a consideraciones financieras, y asegura que la simulación reproduzca fielmente las condiciones experimentales. La representación geométrica del cubo se muestra en la Figura 4.21, mientras que en la Tabla 4.7 se detallan sus dimensiones y características principales.

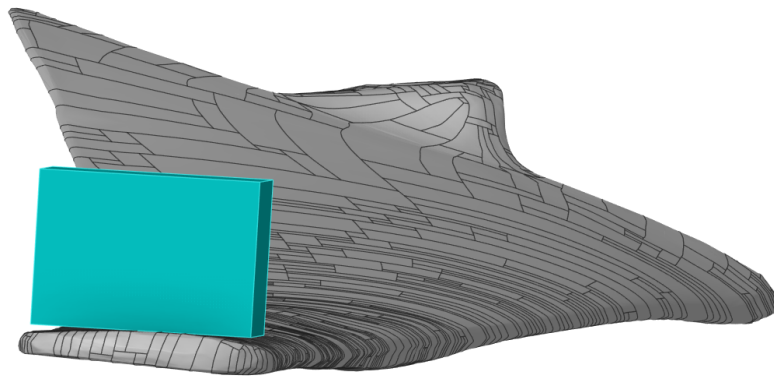


Figura 4.21 Geometría representativa del sensor en modelo dinámico.

Tabla 4.7 Características del cubo equivalente al sensor inercial.

Parámetro	Magnitud
Longitud	38 [mm]
Anchura	47 [mm]
Altura	33 [mm]
Densidad	3 390 [kg/m ³]
Masa	200 [g]

La Figura 4.22 presenta la función de respuesta en frecuencia obtenida tras el análisis modal numérico realizado en *ANSYS*, donde se aplica una excitación armónica de 1 N directamente en la ubicación del sensor. Esta elección no es arbitraria: al aplicar la carga en el punto donde el acelerómetro mide la vibración experimental, se garantiza una excitación efectiva del primer modo de flexión, maximizando la respuesta general y facilitando la correlación entre el modelo numérico y los datos experimentales. La magnitud de la respuesta observada se interpreta mediante la función de transferencia dinámica definida por

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} = \frac{1}{k - m\omega^2 + i c\omega}, \quad (6)$$

donde m , c y k representan la masa, el amortiguamiento y la rigidez modal equivalente, respectivamente. Bajo una fuerza unitaria, la amplitud del espectro refleja directamente la flexibilidad dinámica del sistema. Tal como se aprecia en la figura, el pico principal corresponde al primer modo de vibración, cuya amplitud depende únicamente de las propiedades dinámicas del modelo y no de la magnitud de la fuerza aplicada. Por lo tanto, no es necesario aumentar la carga de excitación para interpretar correctamente la FRF; el uso de 1 N permite obtener una representación clara y físicamente consistente del comportamiento dinámico de la pala.

Los resultados muestran un pico resonante en torno a 3.8 Hz, valor que coincide con el primer modo identificado tanto experimentalmente como en el análisis modal del modelo con el sensor incluido. Este hallazgo confirma que el modelo dinámico calibrado reproduce adecuadamente la interacción entre la pala y el sensor, cumpliendo así el objetivo de validación. A partir de esta concordancia, es posible prescindir del sensor en el modelo numérico y emplear la configuración base de la pala para futuros estudios, tales como la evaluación del efecto de grietas y otros escenarios de daño estructural.

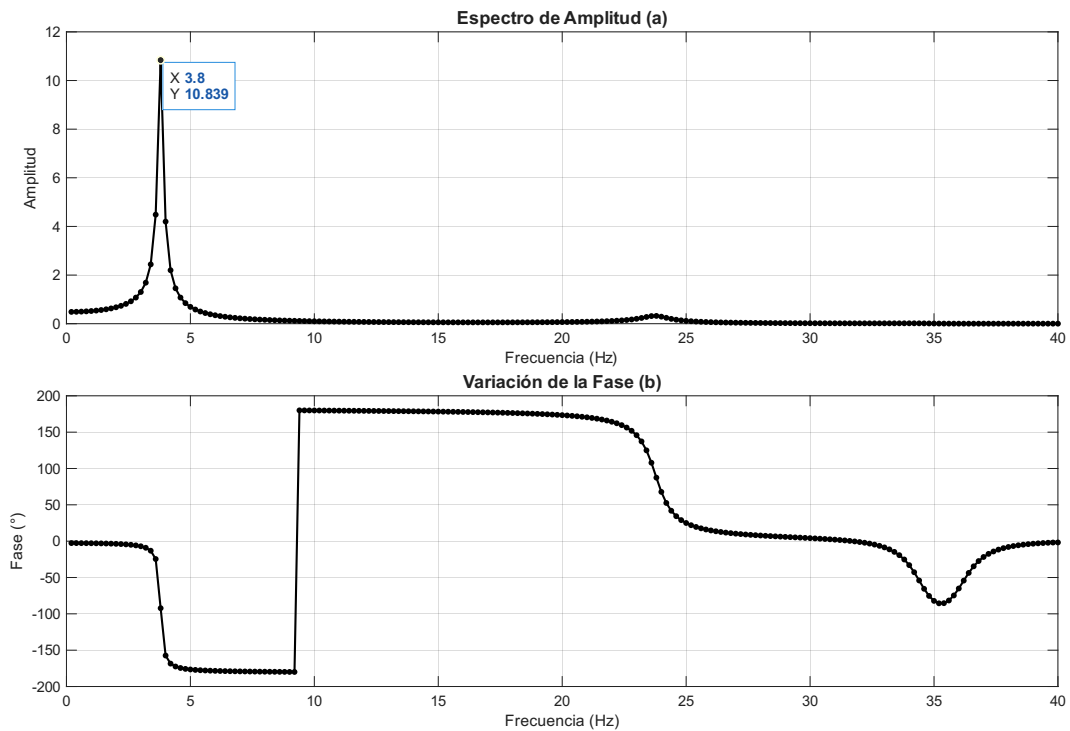


Figura 4.22 Respuesta en frecuencia del modelo dinámico con sensor para excitación unitaria. (a) Amplitud [mm] y (b) Fase °.

4.4.6. Modelo numérico dinámico de pala sin sensor

Una vez calibrado el modelo FEM (utilizando los datos experimentales que incluyen la masa del sensor), se procede a obtener las frecuencias naturales de la pala en su condición sin elementos externos.

El propósito de esta sección es caracterizar las propiedades dinámicas intrínsecas de la pala. Esta simulación numérica es fundamental, puesto que la obtención de estos valores de forma puramente experimental es metodológicamente inviable por limitaciones financieras y de equipamiento (como se mencionó anteriormente).

Para caracterizar los modos de flexión (los de más baja frecuencia), el punto de medición experimental más representativo es la punta de la pala, ya que es la zona de máximo desplazamiento modal. Sin embargo, al posicionar la masa del sensor (m_s) en este punto, se introduce la máxima perturbación dinámica posible.

Esta masa, ubicada en el extremo libre, posee el máximo brazo de palanca ($L = 900$ mm) respecto al empotramiento. Durante la vibración, esta masa (m_s) no solo añade un efecto traslacional, sino que incrementa significativamente el momento de inercia rotacional del sistema (con un efecto proporcional a $m_s \cdot L^2$). Este efecto de *mass loading* concentrado en el punto de máxima amplitud altera reduciendo las frecuencias naturales y modifica las formas modales que se estudian.

Por lo tanto, el modelo numérico validado (sin la masa del sensor) es la única herramienta fiable para determinar la dinámica de la pala sin perturbaciones, las frecuencias para los primeros 10 modos se encuentra en la Tabla 4.8. Se puede apreciar que la frecuencias es proporcional al n° de nodo.

Tabla 4.8 Frecuencias naturales de la pala sana.

Modo	Frecuencia [Hz]
1	7.1503
2	34.199
3	61.986
4	90.821
5	157.66
6	164.36
7	236.17
8	272.43
9	326.39
10	385.39

4.4.7. Interacción Fluido Estructura

Para obtener una representación realista del estado de esfuerzos al que se ve sometida la pala en operación, se desarrolla un estudio aerodinámico mediante dinámica de fluidos computacional (CFD). Este paso resulta fundamental, dado que permite estimar el campo de presiones que posteriormente actuará como carga distribuida sobre el modelo estructural en el análisis de interacción fluido-estructura (FSI) unidireccional.

La utilización de un túnel de viento a escala real queda descartada debido a las limitaciones impuestas por las dimensiones de la pala, cuya longitud excede la capacidad habitual de los equipos disponibles en Laboratorio de Termofluidos y del Laboratorio de Técnicas Aeroespaciales UdeC. Asimismo, incluso si fuera posible realizar un ensayo experimental, la fidelidad geométrica obtenida tras la reconstrucción digital presenta ciertas restricciones. La malla superficial debe ser simplificada para garantizar un tamaño de archivo manejable durante el preprocesamiento, lo que implica una reducción local de la curvatura y la pérdida de detalles finos del perfil aerodinámico. Este compromiso entre resolución geométrica y viabilidad computacional opera como una especie de *balanza*: a mayor calidad geométrica, mayor costo numérico; mientras que una mayor simplificación disminuye el tiempo de cálculo, pero introduce incertidumbre en la representación del flujo.

Bajo este contexto, el modelo CFD se emplea para aproximar el campo de presiones que realmente actuaría sobre la pala en condiciones de operación. Dicho campo de presiones, obtenido a partir de un régimen estacionario, es posteriormente transferido de manera unidireccional al modelo estructural, manteniendo desacoplados los dominios fluido y sólido. Esta metodología permite capturar la deformación inducida por el esfuerzo aerodinámico sin incurrir en los costos asociados a un FSI bidireccional, preservando al mismo tiempo una coherencia física aceptable para los objetivos del estudio.

Antes de describir las estrategias de refinamiento local, es necesario caracterizar globalmente el mallado generado para el análisis aerodinámico. El dominio fluido se discretiza mediante un esquema mixto *poly-hexcore*, una técnica ampliamente utilizada en simulaciones de flujos externos debido a su equilibrio entre precisión en regiones cercanas a superficies sólidas y eficiencia numérica en zonas alejadas del cuerpo. En este esquema, las celdas poligonales próximas a la pared permiten una aproximación adaptada a la curvatura de la pala, reduciendo el error geométrico y evitando distorsiones excesivas del mallado, mientras que el núcleo hexaédrico favorece un campo de velocidades más estable y con menor difusión numérica que otros tipos de malla. El tamaño mínimo de celda corresponde a 0,05 m, mientras que el tamaño máximo alcanza 0,16 m, obteniéndose un total de 33 765 nodos en el dominio. Las principales características del mallado y las condiciones de borde se resumen en la Tabla 4.9.

Tabla 4.9 Características generales del mallado y condiciones de borde del dominio fluido.

Parámetro	Valor
Estrategia de mallado	Poly-Hexcore
Tamaño mínimo de celda superficial	0,01 m
Tamaño máximo de celda superficial	0,16 m
Número total de elementos	264 083
Velocidad de entrada (<i>inlet</i>)	5 m/s
Dimensiones del volumen de control	$4 \times 4 \times 4$ m

La elección de un esquema *poly-hexcore* se justifica principalmente por la geometría de la pala y por la necesidad de capturar de manera adecuada las estructuras tridimensionales del flujo exterior. Las celdas poligonales cercanas a la superficie permiten una representación fiel de la curvatura local, evitando pérdidas de calidad asociadas a una discretización escalonada. Paralelamente, el núcleo hexaédrico ofrece un flujo convectivo ordenado y menos difuso, lo que resulta especialmente beneficioso para la simulación de estelas y vorticidades que se desarrollan aguas abajo. Este tipo de mallado proporciona un balance óptimo entre precisión

geométrica y costo computacional, condición relevante dado el tamaño reducido del dominio y la complejidad aerodinámica de la pala analizada.

Las dimensiones del volumen de control, definidas como $4 \times 4 \times 4$ m, equivalente a cuatro veces la envergadura de la pala y responden a criterios de estabilidad numérica y a la necesidad de evitar efectos de bloqueo (*blockage effects*). Para objetos alargados y relativamente delgados como esta pala, se recomienda que las fronteras del dominio se sitúen a distancias múltiples de su cuerda para no imponer gradientes artificiales en las paredes laterales del *enclosure*. En este caso, las dimensiones seleccionadas garantizan una separación suficiente respecto al cuerpo, permitiendo que las estructuras de vorticidad y la estela se desarrollen sin restricciones geométricas.

Respecto a la condición de velocidad en el *inlet*, se adopta un valor de 5 m/s, correspondiente a un rango típico de velocidades del viento a alturas operativas de turbinas eólicas con 200 W de potencia (entre 6 y 12 metros de altura), además es una aproximación utilizada en la literatura [15]. Este valor permite evaluar el comportamiento aerodinámico en condiciones de operación realistas y coherentes con la escala del proyecto, reflejando un régimen de viento adecuado para dispositivos de generación distribuida o de pequeña capacidad. Además, esta velocidad se selecciona de modo que garantice tanto la estabilidad de la solución como una adecuada representación de los gradientes de presión y esfuerzos aerodinámicos que alimentarán el posterior análisis FSI unidireccional.

En las superficies de la pala se implementa una estrategia de *inflation layers*, Figura 4.23, cuyo objetivo es resolver adecuadamente el gradiente de velocidades asociado a la capa límite y, con ello, capturar de manera fiel los esfuerzos cortantes locales. Esta zona de refinamiento próximo a la pared permite mantener valores controlados de y^+ y asegurar la correcta representación del flujo viscoso.

Posteriormente, se define un *body of influence*, Figura 4.24, alrededor de la pala con el fin de concentrar el refinamiento volumétrico en la región donde se generan vorticidades, desprendimientos locales y gradientes de presión pronunciados. Esta técnica permite capturar con mayor precisión los fenómenos tridimensionales asociados al flujo externo sin incrementar de manera innecesaria el número total de elementos del dominio.

El resto del *enclosure*, Figura 4.25, se discretiza con elementos gradualmente más grandes, lo que contribuye a la estabilidad computacional del modelo y reduce el costo numérico del análisis. Este enfoque jerárquico de refinamiento garantiza un equilibrio adecuado entre precisión y eficiencia en el estudio CFD previo al acoplamiento FSI unidireccional.

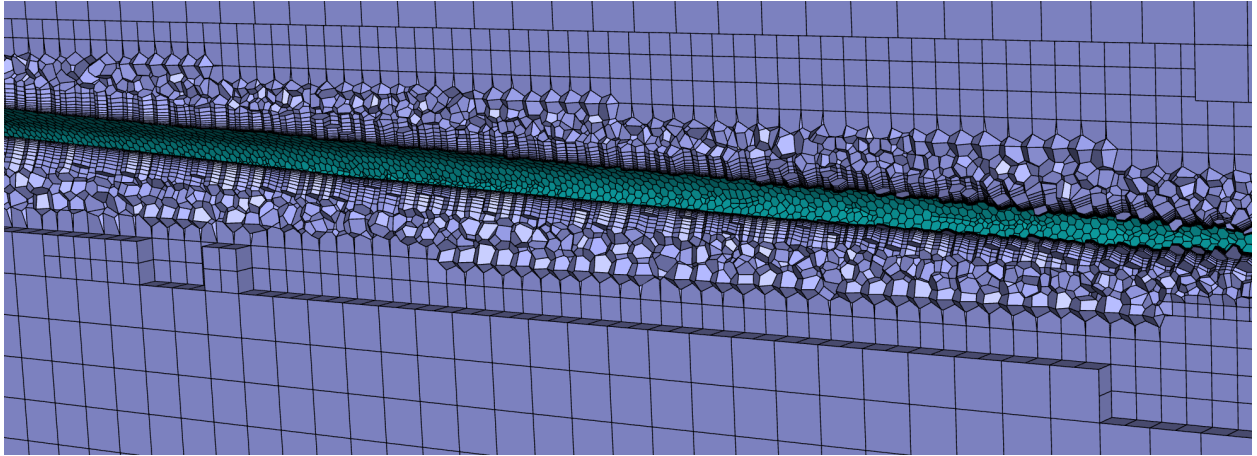


Figura 4.23 Grilla computacional para CFD - vista *inflation layers*.

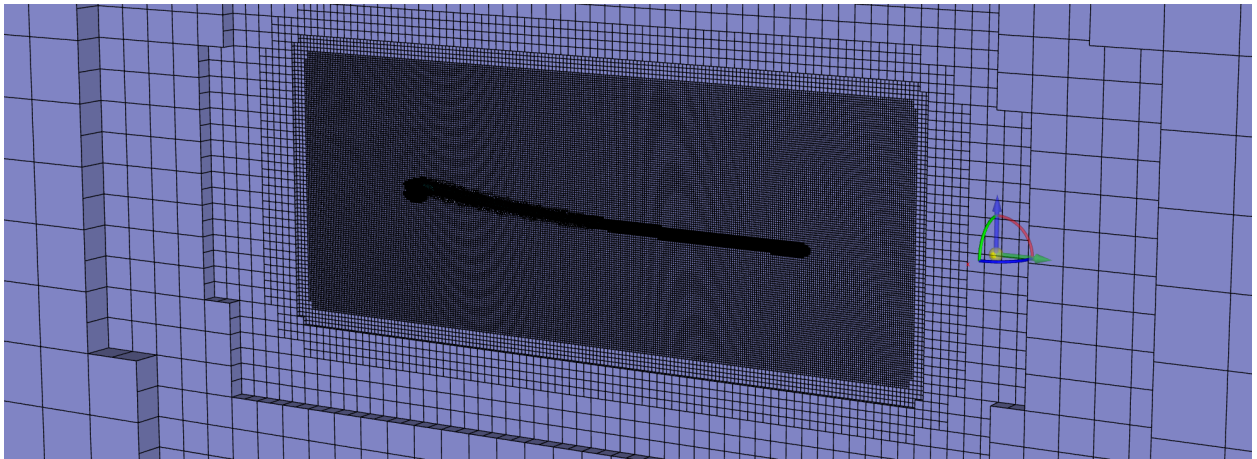


Figura 4.24 Grilla computacional para CFD - vista *body of influence*.

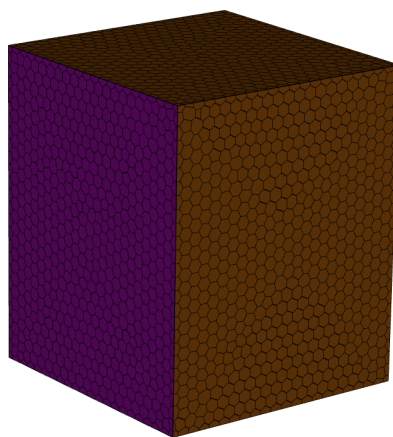


Figura 4.25 Grilla computacional para CFD - vista volumen de control.

Para la resolución de las ecuaciones promediadas de Navier–Stokes (RANS), se emplea el modelo de turbulencia $k-\omega$ SST, el cual corresponde al modelo por defecto recomendado en ANSYS Fluent para análisis de flujo externo con gradientes significativos de presión y presencia potencial de separación. Este modelo combina las ventajas del enfoque $k-\omega$ en regiones

próximas a la pared —donde ofrece una resolución más robusta del comportamiento de la capa límite— con las capacidades del modelo $k-\varepsilon$ en el flujo libre, reduciendo la sensibilidad al tratamiento del dominio lejano. Gracias a esta formulación híbrida, el modelo $k-\omega$ SST proporciona un equilibrio adecuado entre precisión y estabilidad numérica para el caso de estudio, permitiendo capturar fenómenos tridimensionales asociados al borde de ataque y a la estela generada por la pala sometida al flujo atmosférico.

En cuanto a los esquemas numéricos, la solución del campo de flujo se obtiene mediante el método SIMPLEC para el acoplamiento presión-velocidad, el cual mejora la convergencia frente al esquema SIMPLE tradicional debido a su tratamiento más eficiente de las correcciones de velocidad. Adicionalmente, tanto las discretizaciones de los términos convectivos como de los gradientes se implementan en segundo orden, con el fin de reducir la difusión numérica y asegurar una representación más precisa de las estructuras de flujo. Se utiliza el método *Cell-Based* con formulación *node-based* que permite una interpolación más suave del campo escalar y vectorial, especialmente útil en mallados no estructurados como el *poly-hexcore* empleado en este estudio.

Bajo condiciones de flujo incidente frontal, se observa el desarrollo de una zona de baja presión significativa sobre la superficie de la pala. La presión estática mínima alcanza una magnitud de -114.68 Pa, localizándose aguas abajo de la línea de máxima curvatura (extradós). Este fenómeno de succión es característico de la aceleración del fluido sobre el perfil aerodinámico y representa fielmente la interacción real entre el viento y la torre/pala en configuración de barlovento, tal como se ilustra en la Figura 4.26.

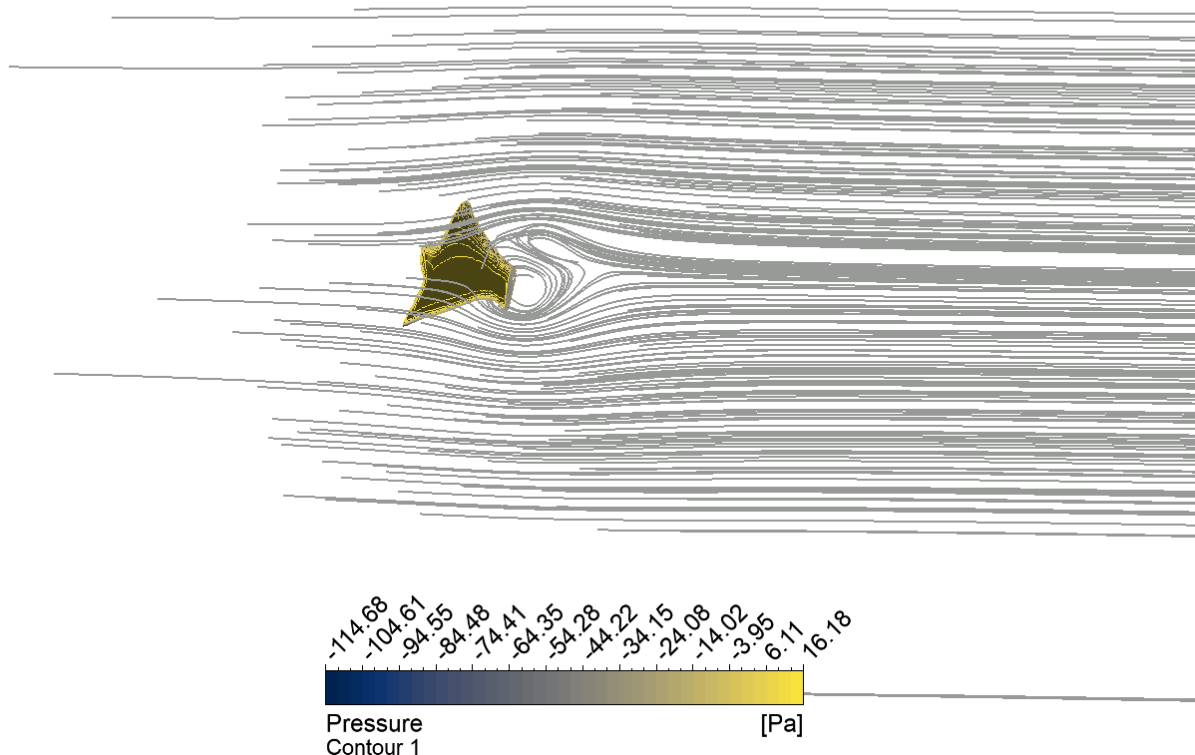


Figura 4.26 Distribución de presión y *streamline* para *inlet*.

Una vez transferido el campo de presiones aerodinámicas hacia el módulo *Static Structural*, se evalúa la distribución tensional inducida sobre la pala bajo la condición de incidencia del viento. Si bien el análisis de elementos finitos revela, en concordancia con la teoría de vigas en voladizo, que los esfuerzos máximos absolutos se concentran en la inmediación del empotramiento (raíz de la pala), este estudio desestima dicha región para la localización del daño por fatiga. Esta decisión se justifica técnicamente debido a que, en la práctica de diseño de aerogeneradores, la raíz es una zona estructuralmente reforzada y robusta, diseñada para soportar los altos momentos flectores, siendo menos susceptible a la iniciación de grietas en comparación con las secciones intermedias del perfil aerodinámico, las cuales están sujetas a mayores deflexiones y variaciones geométricas por defectos de fabricación.

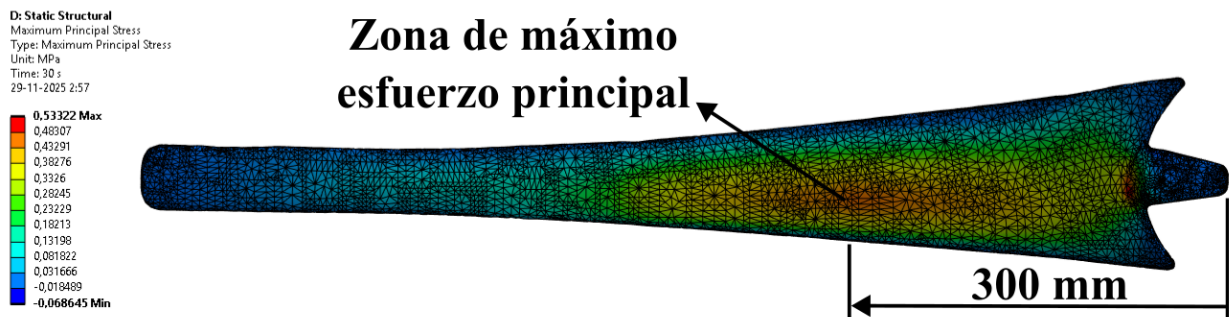


Figura 4.27 Zona de esfuerzo máximo principal a través de análisis interacción fluido-estructura unidireccional para viento frontal a extradós - vista superior.

Al examinar las zonas de interés aerodinámico (alejadas de la singularidad del empotramiento), los valores de tensión principal máxima obtenidos son de $\approx 0,5$ MPa para el caso de carga analizados. Si bien estas magnitudes son reducidas en comparación con la resistencia a la fluencia del material, su orden de magnitud es totalmente coherente y justificable bajo los principios de la mecánica estructural por tres razones fundamentales:

1. **Distribución del Momento Flector:** La pala se comporta estructuralmente como una viga en voladizo. Según la teoría de Euler-Bernoulli, el momento flector decrece progresivamente desde un máximo en la raíz hasta cero en el extremo libre. Dado que la tensión normal por flexión es directamente proporcional al momento local ($\sigma \propto M(x)$), es físicamente consistente que las tensiones en la envergadura media y superior sean fracciones minoritarias de la tensión en la base.
2. **Naturaleza Distribuida de la Carga Aerodinámica:** Existe una diferencia fundamental entre la magnitud de la carga global y la intensidad del esfuerzo local. Mientras que una carga puntual concentra toda la fuerza en un área infinitesimal (generando singularidades o picos de tensión artificialmente altos, $\sigma = F/A_{min}$), el flujo de aire ejerce una presión P distribuida uniformemente sobre la totalidad del área superficial de la pala (A_{surf}).

Matemáticamente, la fuerza total resultante es la integral de la presión sobre el área ($F = \int P dA$), pero el esfuerzo local en cada elemento finito es proporcional a la presión local, la cual es de baja magnitud. Al repartirse la carga sobre miles de milímetros cuadrados de superficie, el esfuerzo local disminuye drásticamente, evitando la aparición de concentradores de tensión que sí aparecerían bajo cargas mecánicas concentradas.

3. **Linealidad y Proporcionalidad:** El modelo numérico se fundamenta en la teoría de la elasticidad lineal, la cual establece una relación de proporcionalidad directa entre la

carga externa y la respuesta tensional ($\sigma = E \cdot \varepsilon$). Dado que la carga aerodinámica de entrada (presión dinámica a velocidad operativa) es de magnitud moderada, el modelo lineal predice, de manera consistente, una respuesta tensional proporcionalmente baja. Esto confirma que la estructura opera lejos de la zona de no-linealidad geométrica o material, validando el uso de un análisis estático lineal para esta etapa del estudio.

4.4.8. Definición del Escenario de Daño y Ubicación Crítica

Como etapa preliminar a la aplicación de los algoritmos de detección, se define un modelo de daño representativo basado en la respuesta tensional de la estructura bajo cargas operacionales. La simulación de la falla consistió en la introducción de una modificación geométrica controlada en el borde de la pala, reproduciendo una grieta abierta con morfología de cuña tal como se ve en la Figura 4.28, uno de los casos es la grieta de tamaño equivalente a un 15 % del largo de cuerda en dicha sección longitudinal de la pala.

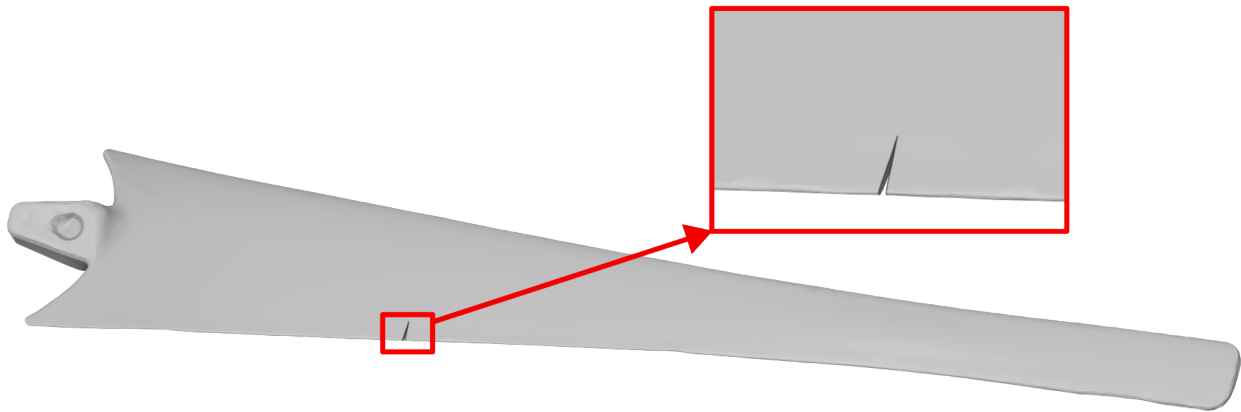


Figura 4.28 Geometría de la pala con un largo de grieta de 15mm en dirección de la cuerda del perfil aerodinámico.

La ubicación longitudinal de este defecto se determina a partir de los resultados obtenidos en el análisis previo de Interacción Fluido-Estructura (FSI). Específicamente, se selecciona la coordenada longitudinal donde se registraron los máximos esfuerzos principales de tracción, identificando esta zona como la región crítica susceptible a la iniciación y propagación de grietas por fatiga aerodinámica. Sobre este modelo geométrico modificado se realizaron las simulaciones modales posteriores para evaluar la sensibilidad de los parámetros dinámicos.

Para la localización espacial y evaluación de la severidad del daño en la pala eólica, se aplica un algoritmo computacional fundamentado en el análisis de las variaciones de las propiedades modales dinámicas. El procedimiento integra técnicas de procesamiento de señales y correlación geométrica para superar las limitaciones de la comparación directa entre modelos de elementos finitos con topologías disímiles.

En una primera etapa, se abordó la discrepancia en la escala de los vectores propios obtenidos mediante el análisis modal. Dado que la amplitud de las formas modales es relativa a la matriz de masa y no representa un desplazamiento físico absoluto, se normalizaron los campos de desplazamiento de la estructura sana (ϕ_S) y dañada (ϕ_D) respecto a su valor máximo absoluto [34]:

$$\hat{\phi}_S = \frac{\phi_S}{\max(|\phi_S|)}, \quad \hat{\phi}_D = \frac{\phi_D}{\max(|\phi_D|)} \quad (7)$$

Esta normalización permite aislar las variaciones geométricas inducidas exclusivamente por la pérdida de rigidez local, eliminando factores de escala arbitrarios. Posteriormente, para resolver la incompatibilidad de mallas generada por la introducción de la grieta (donde el número y posiciones de nodos difiere entre modelos), se implementa una técnica de sincronización basada en interpolación espacial 3D, siguiendo los principios del Método de Interpolación de Daño (IDDM) [35]. Se aplica una función interpolante $F(\mathbf{x})$ a partir de la superficie sana, la cual fue proyectada sobre las coordenadas nodales de la estructura dañada, generando una *referencia virtual* topológicamente equivalente, el código se presenta en el Apéndice C.

La localización del daño se realiza mediante el cálculo del índice de diferencia de forma modal local ($\Delta\phi$), definido como el residual entre la forma modal dañada y la proyección sana. Las zonas que presentan altos valores de $\Delta\phi$ revelan discontinuidades locales en la curvatura de la deformación, asociadas directamente a la presencia de la grieta.

Para cuantificar el impacto global del daño en la integridad estructural, se evaluaron dos indicadores macroscópicos. Se calcula el Criterio de Aseguramiento Modal (MAC) para verificar la correlación vectorial entre los modos, donde valores inferiores a la unidad evidencian una degradación en la ortogonalidad de la forma modal. Complementariamente, se analizó la variación porcentual de las frecuencias naturales, parámetro que refleja la reducción de la rigidez global del sistema ante el avance del daño.

5. Resultados

5.1. Detección cuantitativa: Frequency Response Function

Para complementar la localización espacial del daño, se realizó un análisis cuantitativo basado en la Función de Respuesta en Frecuencia (FRF). Esta técnica permite evaluar la respuesta dinámica global de la estructura en el dominio de la frecuencia, facilitando la identificación de cambios en los parámetros modales que no son evidentes en la inspección visual de las formas modales. A continuación, se presenta el diagrama de Bodé en la Figura 5.1 obtenido para los distintos escenarios de daño, donde se comparan las variaciones en la amplitud de los picos de resonancia y las fases del sistema respecto al estado sano.

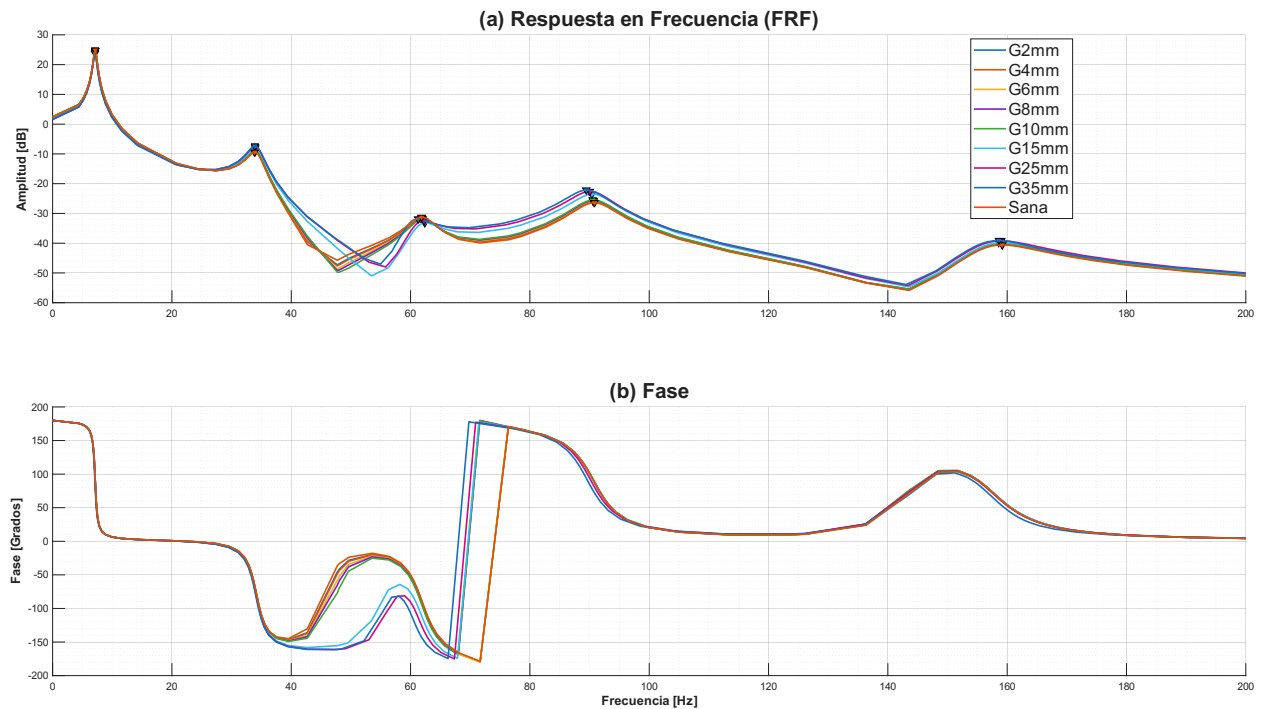


Figura 5.1 Diagrama de Bodé para daños de 2, 4, 6, 8, 10, 15, 25, 35mm y sin daños. (a) Amplitud [dB] y (b) fase (°).

5.2. Degradación de rigidez global en función del daño

Con el objetivo de determinar la sensibilidad del sistema ante la propagación del defecto, se evalúa la variación porcentual de las frecuencias naturales en función del tamaño de la grieta. Dado que la frecuencia natural es proporcional a la raíz cuadrada de la rigidez ($\omega \propto \sqrt{K/M}$), una disminución en este parámetro constituye un indicador directo de la degradación estructural global. En esta sección se las curvas de tendencia en la Figura 5.2 para los primeros 6 modos de vibración, permitiendo identificar los umbrales críticos de daño a partir de los cuales la pérdida de integridad estructural se vuelve significativa y detectable mediante instrumentación estándar.

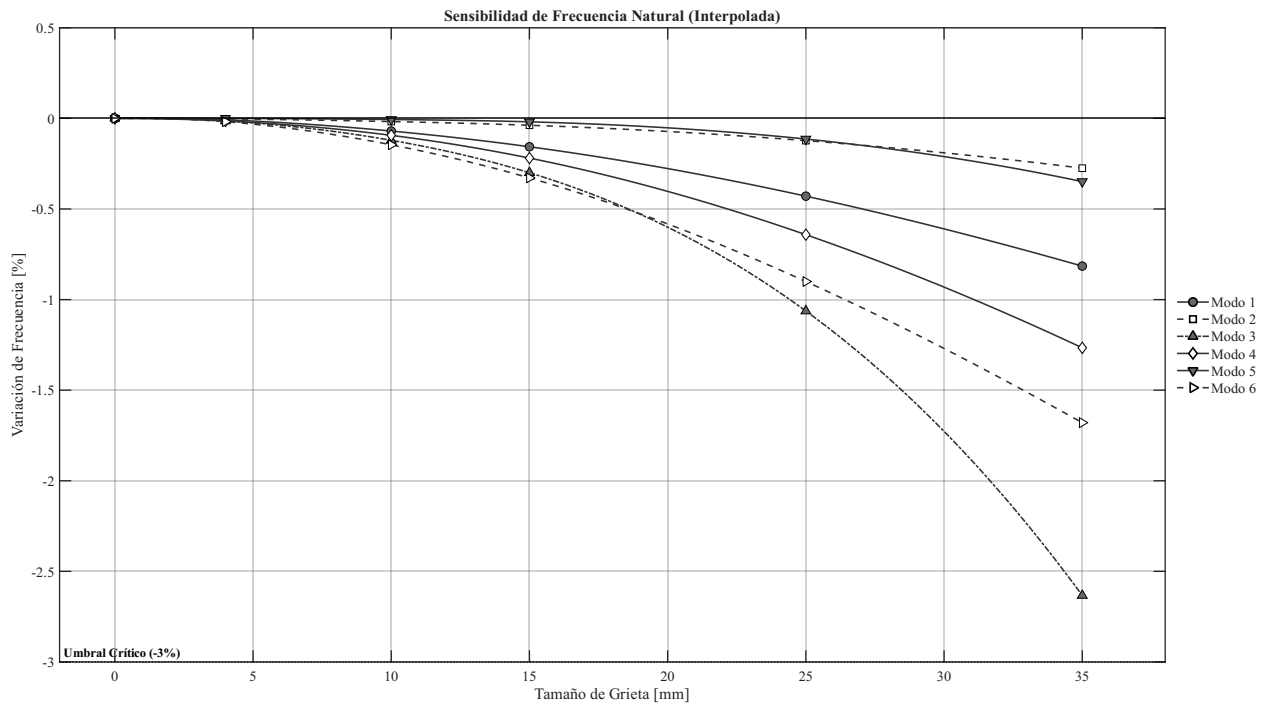


Figura 5.2 Curvas de Tendencia: Evolución de Frecuencia Natural en función de la longitud de grieta.

5.3. Detección modal: cualitativa

En las Figuras 5.3–5.6 se ilustran los resultados para la grieta de 15 mm. Estos mapas de contorno permiten una evaluación cualitativa de la integridad estructural, donde la ubicación del daño se manifiesta claramente como una singularidad prominente en el campo escalar de diferencias.

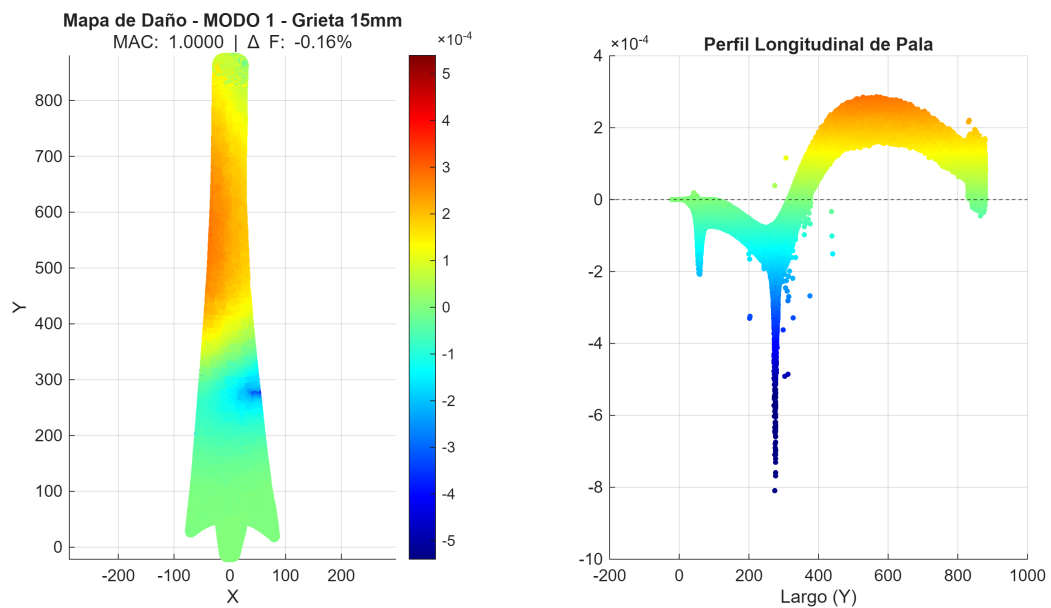


Figura 5.3 Distribución espacial del Índice de Diferencia de Forma Modal (MSDI) para la detección de daño en el Modo 1. Caso de estudio: Grieta de 15 mm.

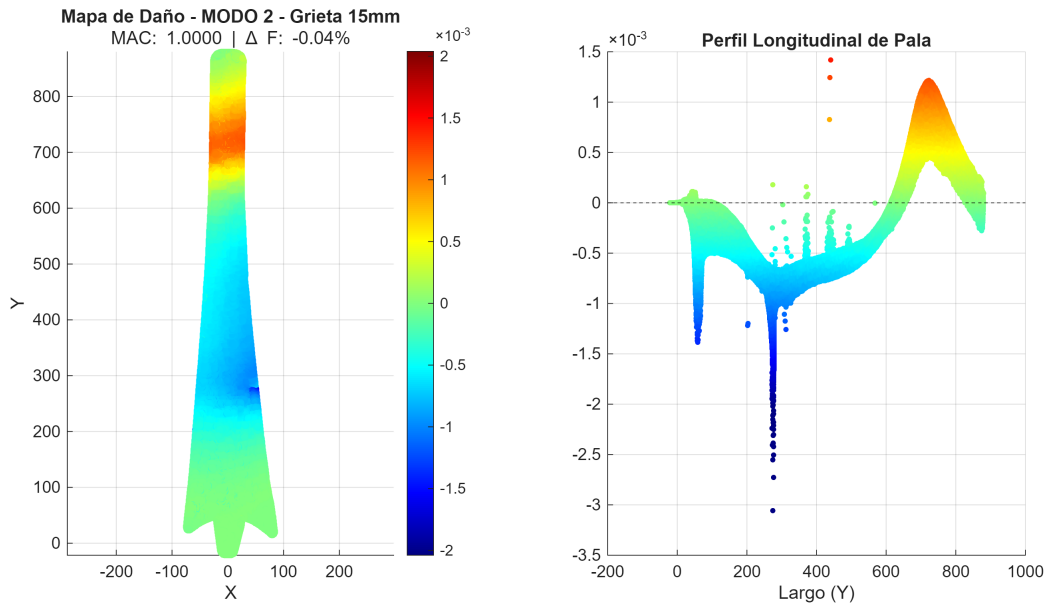


Figura 5.4 Distribución espacial del Índice de Diferencia de Forma Modal (MSDI) para la detección de daño en el Modo 2. Caso de estudio: Grieta de 15 mm.

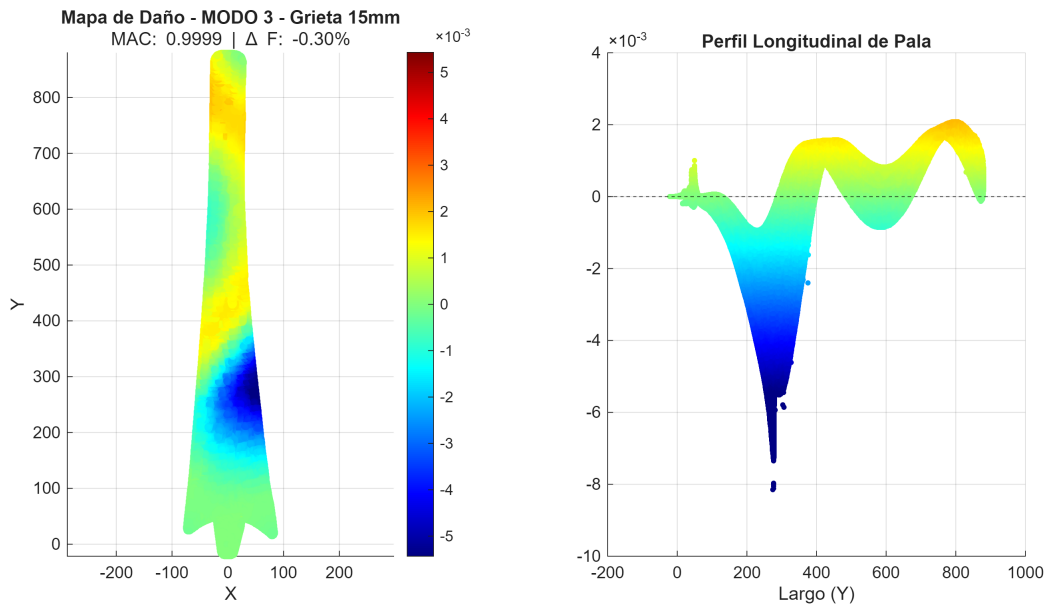


Figura 5.5 Distribución espacial del Índice de Diferencia de Forma Modal (MSDI) para la detección de daño en el Modo 3. Caso de estudio: Grieta de 15 mm.

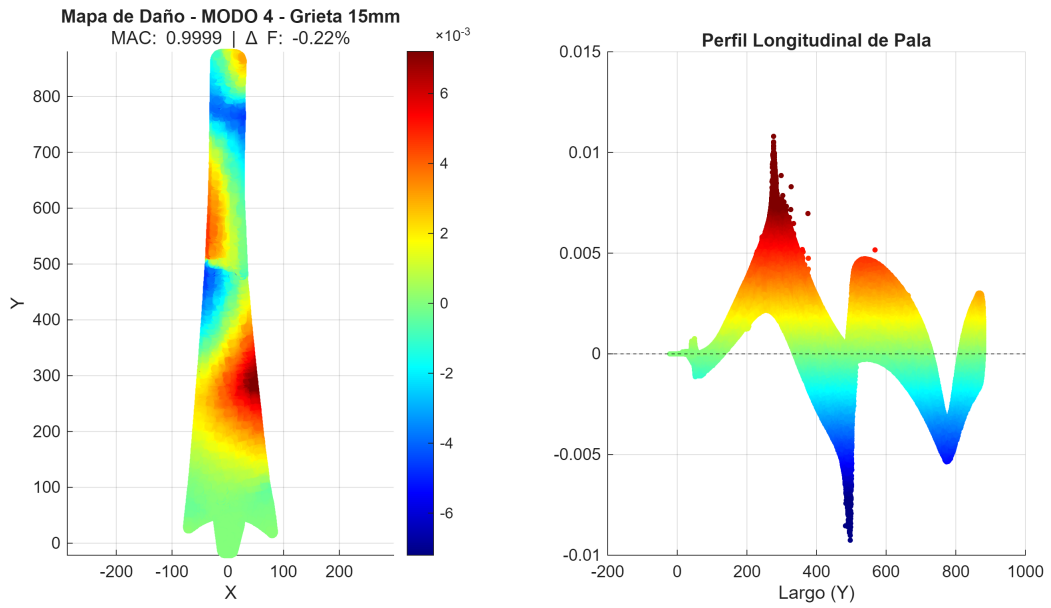


Figura 5.6 Distribución espacial del Índice de Diferencia de Forma Modal (MSDI) para la detección de daño en el Modo 4. Caso de estudio: Grieta de 15 mm.

Adicionalmente, se presentan en las Figuras 5.7–5.12 los mapas de daño filtrados. En estos gráficos se distingue nítidamente la localización de la falla, caracterizada por un máximo local en la variación de la forma modal. Se confirma, además, una correlación directa entre la severidad geométrica de la grieta y la amplitud del índice de daño calculado.

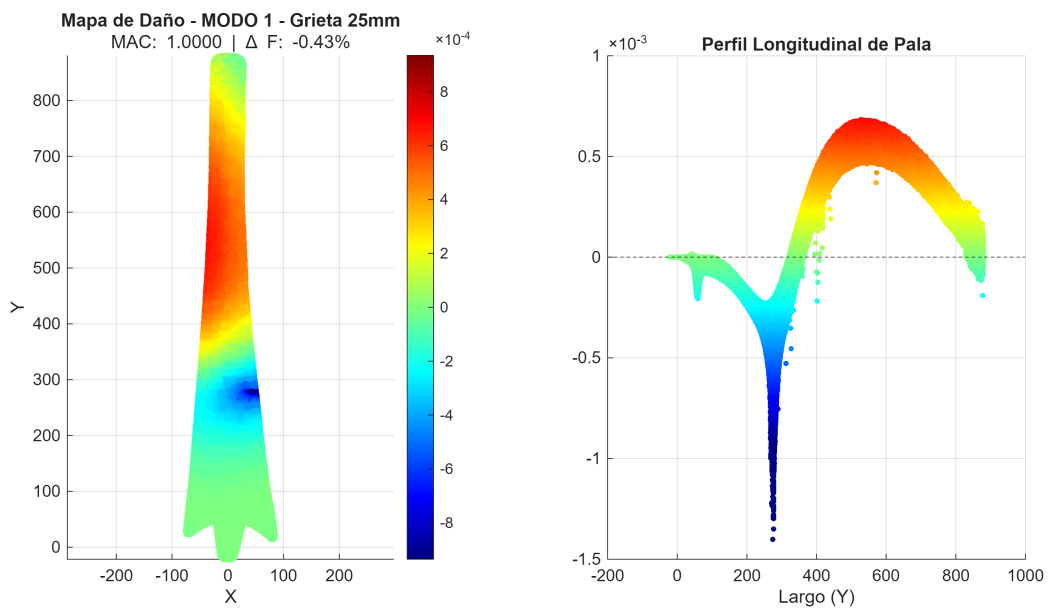


Figura 5.7 Distribución espacial del Índice de Diferencia de Forma Modal (MSDI) para la detección de daño en el Modo 1. Caso de estudio: Grieta de 25 mm.

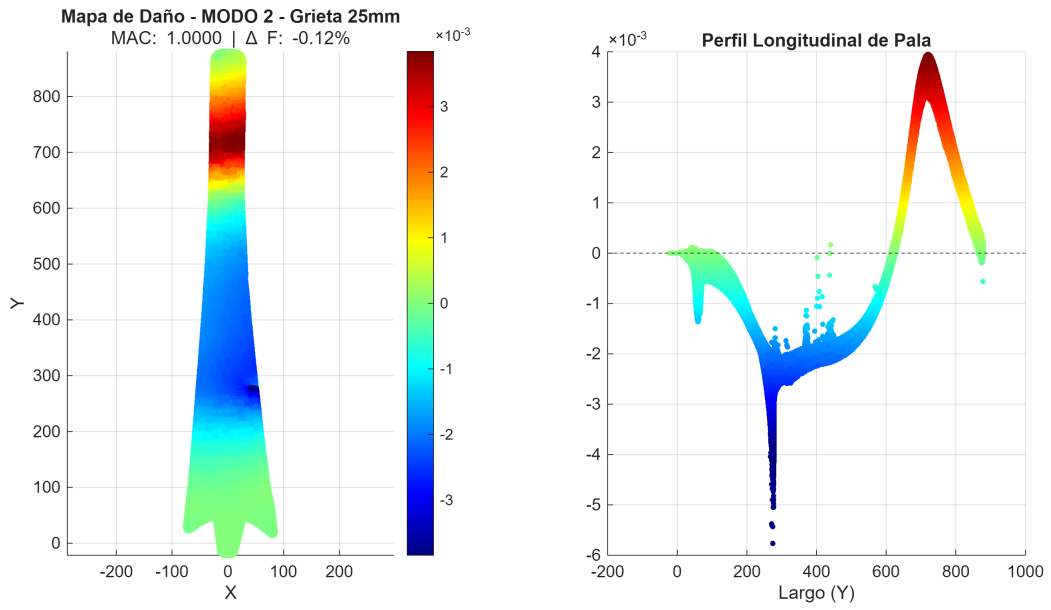


Figura 5.8 Distribución espacial del Índice de Diferencia de Forma Modal (MSDI) para la detección de daño en el Modo 2. Caso de estudio: Grieta de 25 mm.

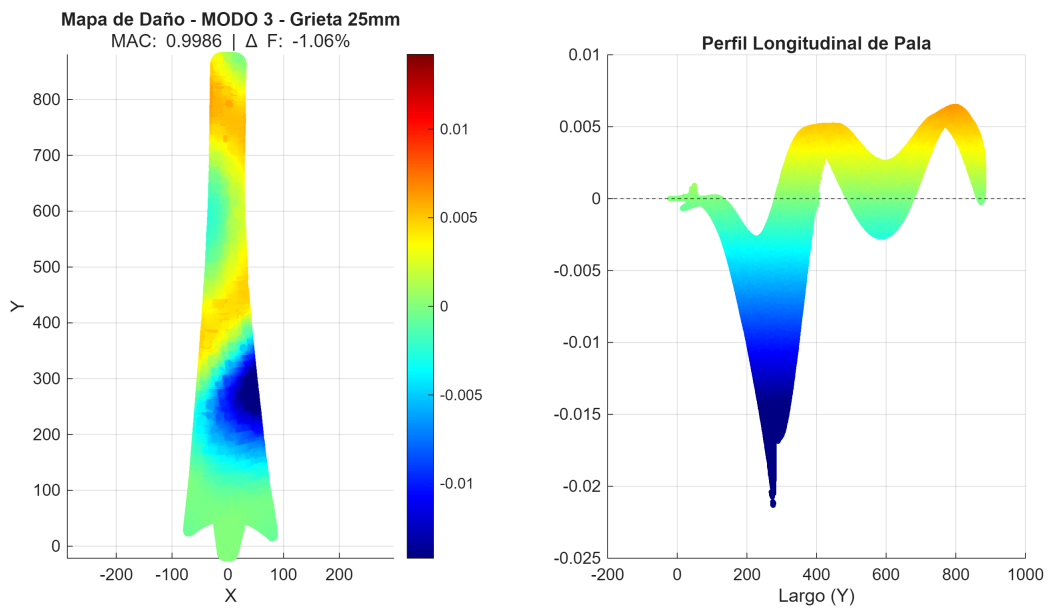


Figura 5.9 Distribución espacial del Índice de Diferencia de Forma Modal (MSDI) para la detección de daño en el Modo 3. Caso de estudio: Grieta de 25 mm.

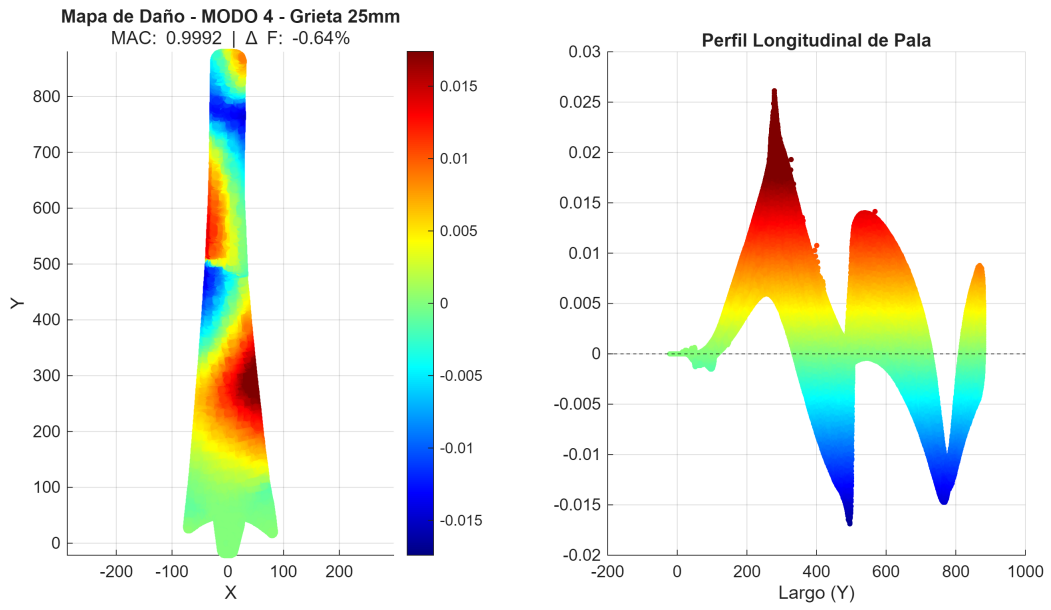


Figura 5.10 Distribución espacial del Índice de Diferencia de Forma Modal (MSDI) para la detección de daño en el Modo 4. Caso de estudio: Grieta de 25 mm.

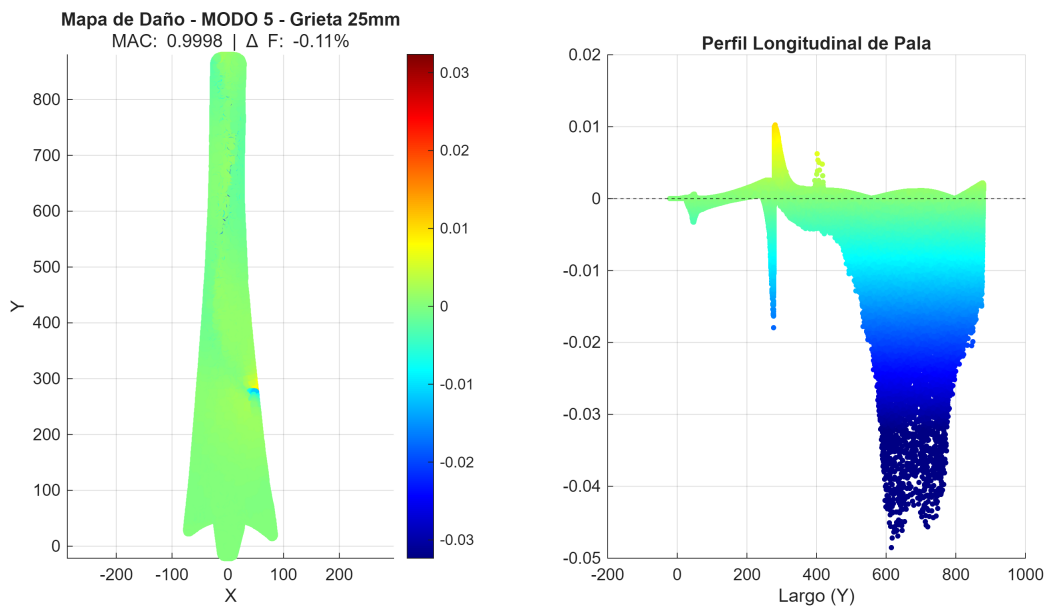


Figura 5.11 Distribución espacial del Índice de Diferencia de Forma Modal (MSDI) para la detección de daño en el Modo 5. Caso de estudio: Grieta de 25 mm.

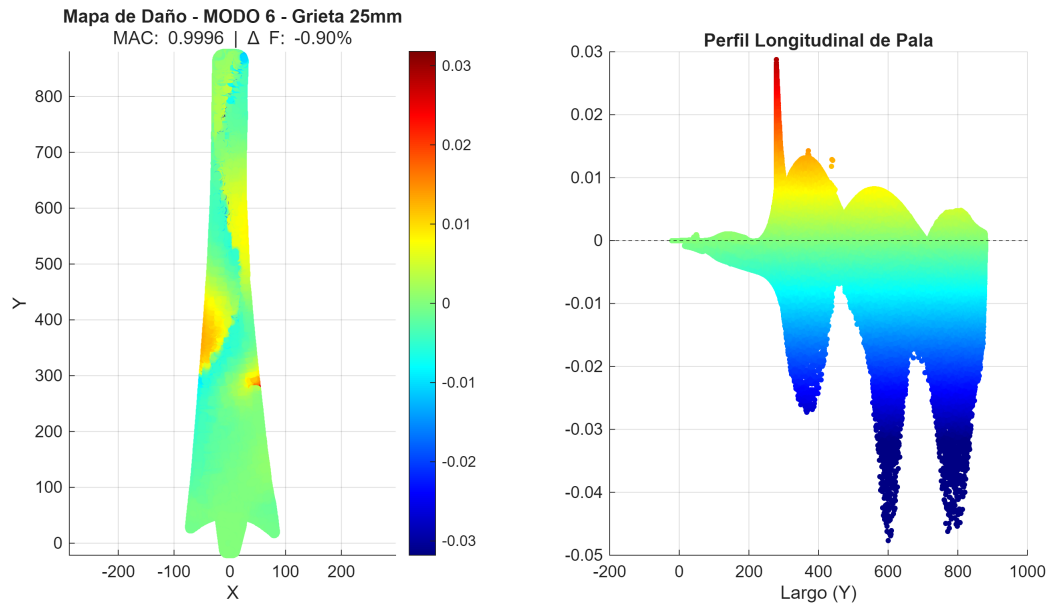


Figura 5.12 Distribución espacial del Índice de Diferencia de Forma Modal (MSDI) para la detección de daño en el Modo 6. Caso de estudio: Grieta de 25 mm.

6. Discusión de Resultados

6.1. Análisis de la Respuesta en Frecuencia (FRF) y Comportamiento de Fase

El análisis cuantitativo inicial se centró en las Funciones de Respuesta en Frecuencia (FRF), las cuales permiten caracterizar la dinámica global del sistema. Al comparar las diferentes FRF entre el estado sano y los distintos escenarios de daño, se observa una reducción sistemática en la frecuencia de los picos de resonancia, consistente con la pérdida de rigidez estructural esperada.

Un fenómeno particular de interés se presenta en el comportamiento de la fase para las grietas de mayor severidad, específicamente la de 15 mm, 25 mm y 35 mm (ver Figura 5.1(b)), específicamente en el intervalo frecuencial comprendido entre el segundo y tercer modo de vibración. En esta región, se detecta una alteración significativa en la transición de fase. Este cambio se justifica debido a la modificación de las antiresonancias del sistema. La introducción de una grieta de tamaño considerable altera la distribución de masa y rigidez local, lo que no solo desplaza las frecuencias naturales, sino que también reposiciona los ceros de la función de transferencia. Dado que la fase experimenta cambios abruptos en las cercanías de las resonancias y antiresonancias, el desplazamiento de estos puntos críticos debido a la flexibilidad inducida por la grieta genera un desfase observable respecto a la referencia sana. Este comportamiento es un indicador sensible de que el daño ha alcanzado una magnitud suficiente para alterar la interacción dinámica entre modos adyacentes.

6.2. Degradación de la Rigidez Global y Relevancia Modal

Posteriormente, se evalúa la evolución de las frecuencias naturales como indicador directo de la integridad estructural ($\omega \propto \sqrt{K}$). Al analizar la variación porcentual de frecuencia en función del tamaño de la grieta, se evidencia una tendencia no lineal donde la pendiente de degradación se acentúa para defectos superiores al 15 % de la cuerda.

Es fundamental contrastar esta degradación con la Masa Modal Efectiva de cada modo, ya que esto determina la relevancia física de la caída de rigidez. La Tabla 6.1 resume la participación de masa para la dirección dominante junto con la degradación máxima observada para la grieta de 35 mm.

Tabla 6.1 Relación entre Masa Efectiva y Degradación de Frecuencia (Caso: Grieta 35mm).

Modo	Freq. Sana [Hz]	Masa Efec. [%]	Carácter del Modo	Degrad. [%]
1	7.15	78.4	Global Dominante	0.82
2	34.19	3.1	Local / Ortogonal	0.27
3	61.99	8.5	Flexión 2do Orden	2.63
4	90.82	4.2	Torsional Acoplado	1.27
5	157.66	0.8	Local Superior	0.35
6	164.36	2.1	Local Superior	1.68

Se observa una relación inversa entre la participación másica y la sensibilidad al daño:

- Los Modos Globales (como el Modo 1, que moviliza el 78.4 % de la masa) presentan variaciones porcentuales de frecuencia menores (**0.82 %**). Esto indica que la grieta, aunque severa, no compromete catastróficamente la rigidez global ante cargas de viento primarias, garantizando cierta estabilidad operativa.
- Por el contrario, los modos de mayor orden (destacando los **Modos 3 y 6**), a pesar de tener una participación de masa menor, exhiben las mayores tasas de degradación (**2.63 % y 1.68 % respectivamente**). Esto valida su uso como *indicadores tempranos de falla*, ya que su menor longitud de onda interactúa más en comparación con modos inferiores con la discontinuidad local de la grieta, actuando como sensores de alta sensibilidad.

Mientras que los modos basales aseguran la estabilidad (alta masa, baja degradación), los modos superiores son los diagnosticadores críticos (baja masa, alta degradación).

6.3. Localización de Daño mediante Mapas de Diferencia Modal

Finalmente, para complementar la detección global, se procede a la localización espacial del defecto utilizando los mapas de diferencia de forma modal. Esta técnica permitió traducir las alteraciones dinámicas observadas en la FRF y las frecuencias naturales a una representación topológica visual.

Los resultados gráficos confirman que la metodología es capaz de aislar la ubicación del daño mediante la identificación de singularidades en el campo de desplazamiento normalizado. Para las grietas superiores al 15 % del largo de cuerda, los mapas de color exhiben máximos locales o concentraciones de alto valor MSDI que coinciden con precisión con la coordenada geométrica de la falla simulada. Esta correlación espacial valida que las variaciones globales discutidas anteriormente (cambios de fase y caída de frecuencia) tienen su origen físico en la discontinuidad local generada por la grieta, cerrando así el ciclo de diagnóstico desde la detección de la anomalía hasta su localización precisa.

7. Conclusiones

Tras finalizar el desarrollo experimental y numérico de esta investigación, se declara el cumplimiento satisfactorio de los objetivos específicos planteados. Se logró caracterizar el comportamiento dinámico de la pala, modelar escenarios de daño representativos basados en la física del problema y aplicar un algoritmo de detección capaz de correlacionar alteraciones modales con fallas estructurales. A partir de la integración de estos resultados, se derivan las siguientes conclusiones categóricas:

- **Umbral Crítico de Detectabilidad:** Se estableció un límite de sensibilidad situado en el 15 % del largo de la cuerda. Para grietas inferiores a este porcentaje, la detección depende exclusivamente de instrumentación de alta resolución (análisis cuantitativo de la FRF), mientras que, para magnitudes superiores, la identificación es robusta tanto en indicadores globales como locales.
- **Estimación de la Magnitud del Daño:** La severidad de la falla es estimable mediante la tasa de degradación de la rigidez global. Se concluye que los modos de mayor orden (específicamente los **Modos 3 y 6**) actúan como indicadores diagnósticos de alta sensibilidad, reflejando degradaciones máximas cercanas al **2.6 %** que correlacionan proporcionalmente con la magnitud física de la grieta, a diferencia de los modos globales que mantienen la estabilidad operativa.
- **Capacidad de Localización Espacial:** El objetivo de localizar la falla fue alcanzado exitosamente mediante los mapas de diferencia de forma modal (MSDI). El algoritmo logra aislar la posición exacta del defecto, donde las singularidades del índice de daño coinciden con la coordenada geométrica real de la falla simulada.
- **Fase de Detección Óptima:** La identificación del daño presenta mayor claridad en el análisis de Fase de la FRF, específicamente por las alteraciones en las antiresonancias dentro del intervalo comprendido entre el segundo y tercer modo de vibración para una grieta del 15 % del largo de la cuerda.

7.1. Recomendaciones y Trabajo Futuro

A la luz de los hallazgos y las limitaciones observadas en el enfoque, se proponen las siguientes recomendaciones estratégicas para la evolución e implementación industrial del sistema:

7.1.1. Viabilidad Económica de la Instrumentación Embarcada

Se recomienda enfáticamente la integración de sensores inerciales (acelerómetros MEMS) embebidos en la estructura interna de la pala durante su fabricación o mantenimiento mayor. El costo marginal de estos sensores y su electrónica asociada es insignificante en comparación con el valor de activo de una pala de turbina eólica y, más aún, frente a los costos operativos (OPEX) derivados de una falla catastrófica no detectada. La relación costo-beneficio justifica plenamente la inversión en hardware para habilitar el monitoreo continuo.

7.1.2. Validación en Materiales Compuestos y Escalamiento a Gran Envergadura

Es fundamental destacar que el algoritmo de detección propuesto posee una arquitectura intrínsecamente escalable. Sin embargo, la presente investigación validó la metodología bajo un supuesto de isotropía material (caso ideal). Como trabajo futuro inmediato, es imperativo extender la validación experimental hacia palas fabricadas con materiales compuestos (GFRP/CFRP). La naturaleza anisotrópica y la heterogeneidad de estos materiales introducen acoplamientos modales complejos (e.g., flexión-torsión) que deben ser caracterizados para calibrar los umbrales de detección del algoritmo.

Una vez validado el comportamiento en modelos ortotrópicos, el siguiente hito consiste en escalar la aplicación a turbinas eólicas de gran envergadura (clase Multi-MW u *Offshore*). En estas estructuras, las grandes deflexiones y la no linealidad geométrica juegan un rol preponderante, por lo que adaptar el modelo para operar en estos regímenes dinámicos es el paso definitivo para su consolidación industrial.

7.1.3. Transición hacia Mantenimiento Predictivo Basado en Datos (Data-Driven)

Si bien este estudio valida la física detrás de la detección de daño, se debe realizar una crítica a la escalabilidad del mantenimiento predictivo basado puramente en modelos físicos (*Physics-Based*). La implementación de modelos de elementos finitos para cada escenario de daño en tiempo real es computacionalmente costosa y sensible a las incertidumbres del entorno operativo real (ruido, viento variable, temperatura).

Dado que los parques eólicos operan con flotas compuestas por miles de turbinas idénticas, la estrategia óptima no es depender únicamente del análisis fenomenológico individual, sino migrar hacia sistemas estadísticos de gestión de alarmas. Se sugiere el entrenamiento de algoritmos de *Machine Learning* que se alimenten de la base de datos masiva de la flota.

Referencias

- [1] IIEA, “Curtailment: The overlooked challenge to meeting ireland’s renewable energy targets,” 2023. Consultado: 29 Agosto 2025.
- [2] IIEA, “Germany: Steering the winds of change,” 2020. Consultado: 29 Agosto 2025.
- [3] World Economic Forum, “What is the future of offshore wind farms?,” Nov. 2022. Consultado: 29 Agosto 2025.
- [4] Nueva Minería y Energía, “Chile se suma a la alianza global de energía eólica marina,” July 2025.
- [5] Ember, “Chile supera por primera vez el 40 % de energía eólica y solar en diciembre,” 2024.
- [6] Comisión Nacional de Energía, “Evolución de la capacidad instalada neta desde 1898,” 2024. Energía Abierta.
- [7] InvestChile, “Energía eólica offshore en chile: impulso a la transición energética,” 2025.
- [8] P. Jamieson, *Innovation in Wind Turbine Design*. Wiley, 3 2018.
- [9] D. Zhang, Z. Xu, C. Li, R. Yang, M. Shahidehpour, Q. Wu, and M. Yan, “Economic and sustainability promises of wind energy considering the impacts of climate change and vulnerabilities to extreme conditions,” *The Electricity Journal*, vol. 32, pp. 7–12, 7 2019.
- [10] O. Donnelly, F. Anderson, and J. Carroll, “Operation and maintenance cost comparison between 15mw direct-drive and medium-speed offshore wind turbines,” *Wind Energy Science*, vol. 9, pp. 1345–1362, June 2024.
- [11] P. Tchakoua, R. Wamkeue, M. Ouhrouche, F. Slaoui-Hasnaoui, T. Tameghe, and G. Ekemb, “Wind turbine condition monitoring: State-of-the-art review, new trends, and future challenges,” *Energies*, vol. 7, pp. 2595–2630, 4 2014.
- [12] G. C. Larsen, M. H. Hansen, A. Baumgart, and I. Carlén, “Modal analysis of wind turbine blades,” 2002.
- [13] J. L. Arana and J. J. González, *Mecánica de Fractura*. Bilbao: Servicio Editorial de la Universidad del País Vasco (EHU), 2002. Depósito Legal: BI-2150-02.
- [14] M. Dimitrova, A. Aminzadeh, M. S. Meiabadi, S. S. Karganroudi, H. Taheri, and H. Ibrahim, “A survey on non-destructive smart inspection of wind turbine blades based on industry 4.0 strategy,” *Applied Mechanics*, vol. 3, pp. 1299–1326, 11 2022.
- [15] P. Y. Sevilla-Camacho, J. B. Robles-Ocampo, J. Rodríguez-Resendíz, S. De la Cruz-Arreola, M. A. Zuñiga-Reyes, and E. N. Hernández-Estrada *Vibration*, vol. 8, 2025.
- [16] C. Kanellakis and G. Nikolakopoulos, “Survey on computer vision for uavs: Current developments and trends,” *Journal of Intelligent & Robotic Systems*, vol. 87, pp. 141–168, 7 2017.
- [17] N. Michael, S. Shen, K. Mohta, V. Kumar, K. Nagatani, Y. Okada, S. Kiribayashi, K. Otake, K. Yoshida, K. Ohno, E. Takeuchi, and S. Tadokoro, *Collaborative Mapping of an Earthquake Damaged Building via Ground and Aerial Robots*, pp. 33–47. 2014.

- [18] S. S. Mansouri, C. Kanellakis, E. Fresk, D. Kominiak, and G. Nikolakopoulos, “Cooperative coverage path planning for visual inspection,” *Control Engineering Practice*, vol. 74, pp. 118–131, 5 2018.
- [19] O. Moolan-Feroze, K. Karachalios, D. N. Nikolaidis, and A. Calway, “Simultaneous drone localisation and wind turbine model fitting during autonomous surface inspection,” in *2019 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, pp. 2014–2021, IEEE, 11 2019.
- [20] L. Wang and Z. Zhang, “Automatic detection of wind turbine blade surface cracks based on uav-taken images,” *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 64, pp. 7293–7303, 9 2017.
- [21] W. Qiao and D. Lu, “A survey on wind turbine condition monitoring and fault diagnosis—part i: Components and subsystems,” *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 62, pp. 6536–6545, 10 2015.
- [22] B. LeBlanc, C. Niezrecki, P. Avitabile, J. Chen, and J. Sherwood, “Damage detection and full surface characterization of a wind turbine blade using three-dimensional digital image correlation,” *Structural Health Monitoring*, vol. 12, pp. 430–439, 9 2013.
- [23] I. Garrido, J. Erazo-Aux, S. Lagüela, S. Sfarra, C. Ibarra-Castanedo, E. Pivarčiová, G. Gargiulo, X. Maldague, and P. Arias, “Introduction of deep learning in thermographic monitoring of cultural heritage and improvement by automatic thermogram pre-processing algorithms,” *Sensors*, vol. 21, p. 750, 1 2021.
- [24] Y. Liu, M. Hajj, and Y. Bao, “Review of robot-based damage assessment for offshore wind turbines,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 158, p. 112187, 4 2022.
- [25] M. Bahaghighat and S. Motamedi, “Vision inspection and monitoring of wind turbine farms in emerging smart grids,” *Facta universitatis - series: Electronics and Energetics*, vol. 31, no. 2, pp. 287–301, 2018.
- [26] T. Chady, “Wind turbine blades inspection techniques,” *Przegląd ElektroTechniczny*, vol. 1, pp. 3–6, 5 2016.
- [27] R. Marks, C. Gillam, A. Clarke, J. Armstrong, and R. Pullin, “Damage detection in a composite wind turbine blade using 3d scanning laser vibrometry,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 231, pp. 3024–3041, 8 2017.
- [28] F. P. G. Márquez and A. M. P. Chacón, “A review of non-destructive testing on wind turbines blades,” *Renewable Energy*, vol. 161, pp. 998–1010, 12 2020.
- [29] P. Rizk, N. A. Saleh, R. Younes, A. Ilinca, and J. Khoder, “Hyperspectral imaging applied for the detection of wind turbine blade damage and icing,” *Remote Sensing Applications: Society and Environment*, vol. 18, p. 100291, 4 2020.
- [30] B. Chen, S. Yu, Y. Yu, and Y. Zhou, “Acoustical damage detection of wind turbine blade using the improved incremental support vector data description,” *Renewable Energy*, vol. 156, pp. 548–557, 8 2020.
- [31] Y. Wang, M. Liang, and J. Xiang, “Damage detection method for wind turbine blades based on dynamics analysis and mode shape difference curvature information,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 48, pp. 351–367, 10 2014.

- [32] B. F. Sørensen, L. Lading, P. Sendrup, M. McGugan, C. P. Debel, O. J. Kristensen, G. C. Larsen, A. M. Hansen, J. Rheinländer, J. Rusborg, *et al.*, “Fundamentals for remote structural health monitoring of wind turbine blades-a preproject,” 2002.
- [33] P. Shakya, M. Thomas, A. C. Seibi, M. Shekaramiz, and M. Masoum, “Fluid-structure interaction and life prediction of small-scale damaged horizontal axis wind turbine blades,” *Results in Engineering*, vol. 23, p. 102388, 2024.
- [34] Y. Wang, M. Liang, and J. Xiang, “Damage detection method for wind turbine blades based on dynamics analysis and mode shape difference curvature information,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 48, no. 1, pp. 351–367, 2014.
- [35] M. Limongelli, “The interpolation damage detection method for frames under seismic excitation,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 330, no. 22, pp. 5474–5489, 2011.

A. Carta Gantt

A continuación se presenta la planificación del desarrollo de la Memoria de Título organizada en un modelo Gantt como muestra la Figura A.1.

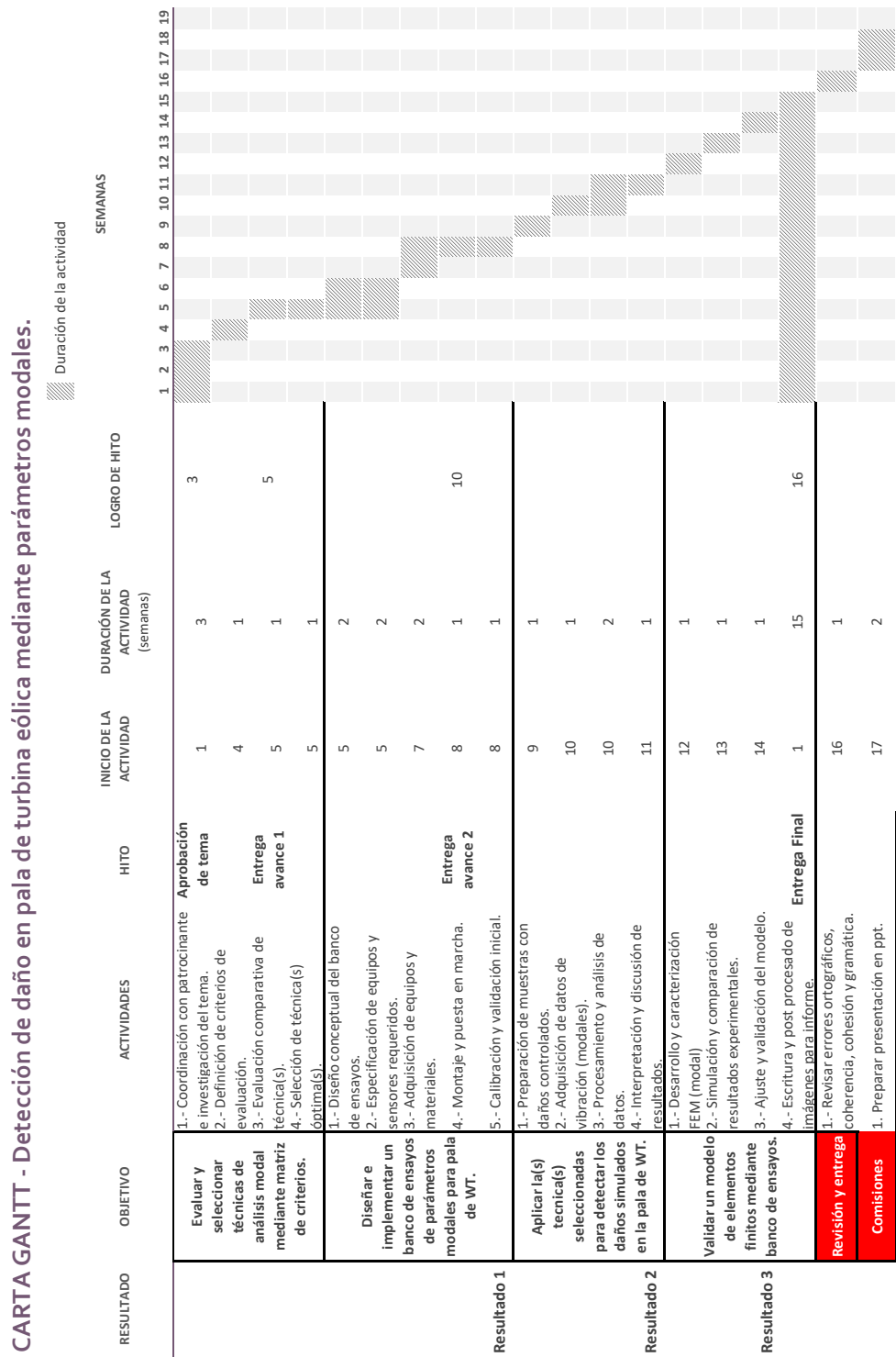


Figura A.1 Carta Gantt del proyecto.

B. Movimiento Discreto de la Pala (DBM)

Para describir el movimiento de una sección transversal de la pala —por ejemplo, un corte a una determinada distancia desde la raíz— no es factible medir el desplazamiento de todos los puntos que la componen. En su lugar, se emplea un conjunto reducido de tres sensores, ubicados en posiciones y orientaciones específicas, cada uno de los cuales registra un grado de libertad (DOF, por sus siglas en inglés).

A partir de estas tres mediciones es posible reconstruir el movimiento de cuerpo rígido de la sección, el cual se compone de:

1. Traslación en la dirección x (edgewise).
2. Traslación en la dirección y (flapwise).
3. Rotación pequeña alrededor del eje de $pitch$ (torsión).

El Apéndice B desarrolla el procedimiento matemático que permite obtener estos tres movimientos básicos a partir de las lecturas de los sensores. Dicho procedimiento se basa en una matriz $\mathbf{A}$, cuyas componentes dependen de la ubicación de los sensores y de la dirección en la que realizan la medición.

Asimismo, se destaca que la configuración de los sensores es un factor crítico para la precisión de los resultados:

- Una ubicación u orientación inadecuada puede incrementar la sensibilidad de los cálculos a errores de medición, generando resultados poco fiables.
- La disposición óptima de los sensores debe minimizar dicha sensibilidad, garantizando la robustez de la estimación.

Finalmente, se señala que, disponiendo de las amplitudes modales correspondientes en varias secciones a lo largo de la pala, es posible reconstruir la forma modal completa. Consideraciones adicionales sobre la selección adecuada de los DOF para asegurar la precisión de las mediciones se encuentran en Larsen [12].

La Figura B.1 muestra una sección transversal equipada con tres transductores, cada uno midiendo la traslación en un DOF definido por una dirección $(\alpha_i, \alpha_{i+1}, \alpha_{i+2})$ y una posición $(\mathbf{r}_i, \mathbf{r}_{i+1}, \mathbf{r}_{i+2})$ respecto al eje de pitch. Cuando la sección experimenta un movimiento rígido compuesto por traslaciones u_x y u_y , y una rotación θ alrededor del eje de pitch, el vector de desplazamiento $\mathbf{w}_i$ en el punto de medición i se expresa como:

$$\mathbf{w}_i = \begin{Bmatrix} u_x \\ u_y \end{Bmatrix} + (\mathbf{T} - \mathbf{I}) \mathbf{r}_i \quad (\text{B.1})$$

donde $\mathbf{I}$ es una matriz identidad de 2×2 , y $\mathbf{T}$ es una matriz de transformación:

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} \cos \theta & -\sin \theta \\ \sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix} \quad (\text{B.2})$$

La amplitud medida en el GL i , denotada x_i , corresponde a la proyección del vector $\mathbf{w}_i$ sobre la dirección α_i . Bajo la hipótesis de que la rotación de la sección es pequeña ($\theta \ll 1$), se obtiene una relación lineal entre el movimiento rígido y la amplitud x_i obtenida es:

$$x_i = u_x \cos \alpha_i + u_y \sin \alpha_i + (r_i^x \sin \alpha_i - r_i^y \cos \alpha_i) \theta \quad (\text{B.3})$$

De manera similar, las amplitudes medidas en los tres GL producen un conjunto de tres ecuaciones que, al invertirse, pueden escribirse como:

$$\begin{Bmatrix} u_x \\ u_y \\ \theta \end{Bmatrix} = \mathbf{A} \begin{Bmatrix} x_i \\ x_{i+1} \\ x_{i+2} \end{Bmatrix} \quad (\text{B.4})$$

donde la matriz $\mathbf{A}$ está dada por:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \cos \alpha_i & \sin \alpha_i & r_i^x \sin \alpha_i - r_i^y \cos \alpha_i \\ \cos \alpha_{i+1} & \sin \alpha_{i+1} & r_{i+1}^x \sin \alpha_{i+1} - r_{i+1}^y \cos \alpha_{i+1} \\ \cos \alpha_{i+2} & \sin \alpha_{i+2} & r_{i+2}^x \sin \alpha_{i+2} - r_{i+2}^y \cos \alpha_{i+2} \end{bmatrix}^{-1} \quad (8)$$

Nota que el movimiento del cuerpo rígido de la sección transversal no está descrito por la relación de B.4 para todas las configuraciones de Grados de Libertad porque la matriz $\mathbf{A}$ no puede existir.

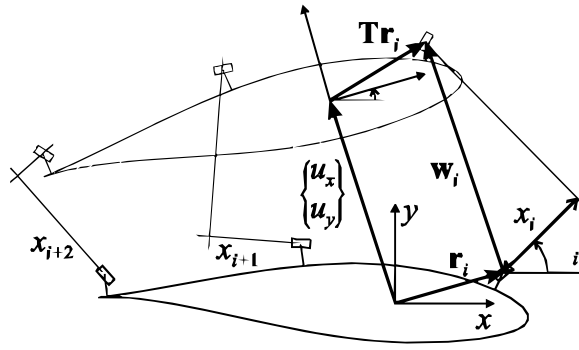


Figura B.1 Movimiento de cuerpo rígido (u_x, u_y, θ) de una sección transversal para tres grados de libertad (x_i, x_{i+1}, x_{i+2}) . Cortesía de Larsen (2002).

C. Código de Procesamiento en MATLAB

A continuación se presenta el código utilizado para el análisis integral de daño, incluyendo la lectura de frecuencias y la exportación de resultados. Para leerlo, es necesario contar con los archivos exportados desde ANSYS en formato .txt de la deformación direccional en los 3 ejes, seleccionando un *named-selection* de toda solamente las superficies de la pala.

```
1  %% Script: ANÁLISIS INTEGRAL (Lectura Exacta de Frecuencias +
Exportación)
2  clear; clc; close all;
3  disp('=====');
4  disp('      SISTEMA INTEGRAL DE ANÁLISIS DE DAÑO (S.I.A.D)');
5  disp('=====');
6
7  %% 1. CONFIGURACIÓN
8  grieta_txt = input('1. Tamaño de grieta (ej: 35mm): ', 's');
9  if isempty(grieta_txt)
10 error('Debes ingresar el tamaño de la grieta.');
```

```
11 end
12
13 % --- CREACIÓN DE CARPETA DE RESULTADOS ---
14 carpeta_salida = ['Resultados_Grieta_' grieta_txt];
15 if ~exist(carpeta_salida, 'dir')
16 mkdir(carpeta_salida);
17 end
18 fprintf(' >>> Las imágenes se guardarán en: %s\n', carpeta_salida);
19
20 disp(' ');
21 disp(' >>> SELECCIÓN DE RUTAS');
```

```
22 path_sana = uigetdir(pwd, 'Selecciona la CARPETA SANA');
23 if path_sana == 0, error('Cancelado.');
```

```
24 end
25 path_dano = uigetdir(path_sana, 'Selecciona la CARPETA DAÑADA');
26 if path_dano == 0, error('Cancelado.');
```

```
27 end
28 %% 2. LECTURA AUTOMÁTICA DE FRECUENCIAS (Sección Modificada)
29 disp(' ');
30 disp('-----');
31 disp('Buscando archivos de Frecuencias Naturales...');
```

```
32
33 % --- A. Frecuencias SANA ---
34 % Busca genérico "FrecNat" o específico "PalaSana-FrecNat"
35 file_freq_s = buscar_archivo_flexible(path_sana, 'PalaSana-FrecNat');
```

```
36 if isempty(file_freq_s)
37 file_freq_s = buscar_archivo_flexible(path_sana, 'PalaSana-FrecNat');
```

```
38 end
39 fprintf(' > Archivo Frec. SANA:   %s\n', file_freq_s);
40 freq_sana = leer_frecuencias(file_freq_s);
41 disp(['    [OK] Frecuencias leídas: ' num2str(freq_sana)']);
42
43 % --- B. Frecuencias DAÑADA (Búsqueda Exacta por Grieta) ---
44 % Construye el nombre específico: "Pala-Dano35mm-FrecNat"
45 nombre_freq_dano = ['Pala-Dano' grieta_txt '-FrecNat'];
46 file_freq_d = buscar_archivo_flexible(path_dano, nombre_freq_dano);
47 fprintf(' > Archivo Frec. DAÑADA: %s\n', file_freq_d);
48 freq_dano = leer_frecuencias(file_freq_d);
49 disp(['    [OK] Frecuencias leídas: ' num2str(freq_dano)']);
50
```

```

51 % Verificación de seguridad
52 if length(freq_sana) < 6 || length(freq_dano) < 6
53 warning('¡Cuidado! Se leyeron menos de 6 frecuencias. ');
54 end
55
56 %% 3. BUCLE MAESTRO (Procesa Modos 1 al 6)
57 MAC_vals = zeros(1, 10);
58 Freq_Diff = zeros(1, 10);
59
60 fprintf('\nIniciando procesamiento y guardado de imágenes...\n');
61
62 for i = 1:10
63 modo_txt = num2str(i);
64 fprintf('>> Procesando MOD0 %d... ', i);
65
66 try
67 % --- A. CARGA DE ARCHIVOS ---
68 % SANA: Intenta formatos con y sin guion
69 prefix_s = ['PalaSana-Modo' modo_txt '-Superficie'];
70 try
71 Tx_s = leer_univ(buscar_f(path_sana, [prefix_s 'X']));
72 Ty_s = leer_univ(buscar_f(path_sana, [prefix_s 'Y']));
73 Tz_s = leer_univ(buscar_f(path_sana, [prefix_s 'Z']));
74 catch
75 prefix_s_alt = ['Pala-Sana-Modo' modo_txt '-Superficie'];
76 Tx_s = leer_univ(buscar_f(path_sana, [prefix_s_alt 'X']));
77 Ty_s = leer_univ(buscar_f(path_sana, [prefix_s_alt 'Y']));
78 Tz_s = leer_univ(buscar_f(path_sana, [prefix_s_alt 'Z']));
79 end
80
81 % DAÑADA: Usa el formato estándar con grieta
82 prefix_d = ['Pala-Dano' grieta_txt '-Modo' modo_txt '-Superficie'];
83 Tx_d = leer_univ(buscar_f(path_dano, [prefix_d 'X']));
84 Ty_d = leer_univ(buscar_f(path_dano, [prefix_d 'Y']));
85 Tz_d = leer_univ(buscar_f(path_dano, [prefix_d 'Z']));
86
87 fprintf('(Cargado) -> ');
88
89 % --- B. PREPARACIÓN ---
90 Xs = Tx_s(:,2); Ys = Tx_s(:,3); Zs = Tx_s(:,4);
91 Xd = Tx_d(:,2); Yd = Tx_d(:,3); Zd = Tx_d(:,4);
92 Coords_S = [Xs, Ys, Zs];
93 Coords_D = [Xd, Yd, Zd];
94
95 Us = Tx_s(:,5); Vs = Ty_s(:,5); Ws = Tz_s(:,5);
96 Ud = Tx_d(:,5); Vd = Ty_d(:,5); Wd = Tz_d(:,5);
97
98 Mag_S = sqrt(Us.^2 + Vs.^2 + Ws.^2);
99 Mag_D = sqrt(Ud.^2 + Vd.^2 + Wd.^2);
100
101 % --- C. CÁLCULOS ---
102 Freq_Diff(i) = ((freq_dano(i) - freq_sana(i)) / freq_sana(i)) * 100;
103
104 F_u = scatteredInterpolant(Coords_S, Us, 'linear', 'nearest');
105 F_v = scatteredInterpolant(Coords_S, Vs, 'linear', 'nearest');
106 F_w = scatteredInterpolant(Coords_S, Ws, 'linear', 'nearest');
107 F_mag = scatteredInterpolant(Coords_S, Mag_S/max(Mag_S), 'linear', 'nearest');
108

```

```

109     Us_proj = F_u(Coords_D); Vs_proj = F_v(Coords_D); Ws_proj = F_w(
Coords_D);
110     MagS_proj = F_mag(Coords_D);
111
112     % Cálculo MAC
113     Vec_S = [Us_proj; Vs_proj; Ws_proj];
114     Vec_D = [Ud; Vd; Wd];
115     numer = abs(Vec_S' * Vec_D)^2;
116     denom = (Vec_S' * Vec_S) * (Vec_D' * Vec_D);
117     MAC_vals(i) = numer / denom;
118
119     % Cálculo Mapa Diferencia
120     Norm_D = Mag_D / max(Mag_D);
121     Diff_Map = Norm_D - MagS_proj;
122
123     fprintf('MAC: %.4f | Freq: %+.2f%%\n', MAC_vals(i), Freq_Diff(i));
124
125     % --- D. GRÁFICO INDIVIDUAL ---
126     name_fig = ['Modo_' modo_txt '_Detalle'];
127     % Nota: Visible off para no saturar pantalla
128     fig_handle = figure('Name', name_fig, 'Color', 'w', ...
129 'Position', [50, 50, 1000, 500], 'Visible', 'off');
130
131     subplot(1, 2, 1);
132     scatter(Xd, Yd, 15, Diff_Map, 'filled');
133     colormap(jet); colorbar;
134     title(['Mapa de Daño - MODO ' modo_txt ' - Grieta ' grieta_txt]);
135     subtitle(['MAC: ' num2str(MAC_vals(i), '%.4f') ' | \Delta F: ' num2str
(Freq_Diff(i), '%+.2f') '%']);
136     xlabel('X'); ylabel('Y'); axis equal; grid on;
137     lim = max(abs(Diff_Map)); if lim<1e-6, lim=1; end
138     caxis([-lim/1.5, lim/1.5]);
139
140     subplot(1, 2, 2);
141     scatter(Yd, Diff_Map, 10, Diff_Map, 'filled');
142     yline(0, 'k--');
143     title('Perfil Longitudinal de Pala'); xlabel('Largo (Y)'); grid on;
144     caxis([-lim/1.5, lim/1.5]);
145
146     % Guardar PNG
147     nombre_archivo = fullfile(carpeta_salida, ['Análisis_Grieta_'
grieta_txt '_Modo_' modo_txt '.png']);
148     print(fig_handle, nombre_archivo, '-dpng', '-r300');
149     close(fig_handle); % Cerramos para no llenar la pantalla
150
151     catch ME
152     fprintf('\n[!] ERROR en Modo %d: %s\n', i, ME.message);
153     end
154     end
155
156     %% 4. RESUMEN FINAL (Estilo Académico)
157     fig_resumen = figure('Name', 'Resumen Tesis', 'Color', 'w', 'Position'
, [150, 150, 900, 700], 'Visible', 'on');
158
159     % --- Subplot 1: MAC (Gris Oscuro) ---
160     subplot(2,1,1);
161     b1 = bar(MAC_vals, 'FaceColor', [0.3 0.3 0.3], 'EdgeColor', 'k', '
LineWidth', 1.0, 'BarWidth', 0.6);
162     hold on;

```

```

163 ylim([0.8 1.05]); % Espacio para etiquetas
164 yline(1, 'k--', 'LineWidth', 1.5, 'Alpha', 0.7);
165
166 % Estética de Texto
167 title(['Criterio de Aseguramiento Modal (MAC) - Grieta ' grieta_txt],
...
168 'FontName', 'Times New Roman', 'FontSize', 14, 'FontWeight', 'bold');
169 ylabel('Valor MAC [-]', 'FontName', 'Times New Roman', 'FontSize', 12)
;
170 set(gca, 'FontName', 'Times New Roman', 'FontSize', 11, 'GridAlpha',
0.3);
171 grid on;
172
173 % Etiquetas de valor
174 text(1:10, MAC_vals, string(round(MAC_vals,4)), ...
175 'Vert','bottom', 'Horiz','center', 'FontName', 'Times New Roman', '
FontSize', 10);
176
177 % --- Subplot 2: Frecuencias (Gris Claro) ---
178 subplot(2,1,2);
179 b2 = bar(Freq_Diff, 'FaceColor', [0.7 0.7 0.7], 'EdgeColor', 'k', '
LineWidth', 1.0, 'BarWidth', 0.6);
180 hold on;
181 yline(0, 'k-', 'LineWidth', 1.2); % Línea cero sólida
182
183 title(['Variación de Frecuencia Natural - Grieta ' grieta_txt], ...
184 'FontName', 'Times New Roman', 'FontSize', 14, 'FontWeight', 'bold');
185 ylabel('Cambio de Frecuencia (%)', 'FontName', 'Times New Roman', '
FontSize', 12);
186 xlabel('Modo de Vibración', 'FontName', 'Times New Roman', 'FontSize',
12);
187 set(gca, 'FontName', 'Times New Roman', 'FontSize', 11, 'GridAlpha',
0.3);
188 grid on;
189
190 % Etiquetas con signo %
191 text(1:10, Freq_Diff, string(round(Freq_Diff,2))+"%", ...
192 'Vert','bottom', 'Horiz','center', 'FontName', 'Times New Roman', '
FontSize', 10);
193
194 % --- Guardado ---
195 nombre_archivo = ['Mac_Frec_Grieta_', grieta_txt, '.png'];
196 nombre_resumen = fullfile(carpetas_salida, nombre_archivo);
197 print(fig_resumen, nombre_resumen, '-dpng', '-r300');
198 fprintf('\n>>> Gráfico académico guardado en: %s\n', carpetas_salida);
199
200 %% 5. TABLA DE TEXTO
201 disp(' ');
202 disp('=====
');
203 disp(['          TABLA FINAL - GRIETA ' grieta_txt]);
204 disp('=====
');
205 disp('Modo | Freq Sana (Hz) | Freq Daño (Hz) | Diff (%) | MAC ');
206 disp('-----|-----|-----|-----|-----');
207 for k=1:10
208 fprintf(' %d | %8.2f | %8.2f | %+6.2f%% | %.4f \n',
...
209 k, freq_sana(k), freq_dano(k), Freq_Diff(k), MAC_vals(k));

```

```

210     end
211     disp('=====');
212
213     %% --- FUNCIONES AUXILIARES ROBUSTAS ---
214     function full = buscar_f(path, name)
215     f_csv = fullfile(path, [name '.csv']);
216     f_txt = fullfile(path, [name '.txt']);
217     if isfile(f_csv), full=f_csv; elseif isfile(f_txt), full=f_txt;
218     else, error('Falta archivo de superficie: %s', name); end
219     end
220
221     function found_file = buscar_archivo_flexible(path_folder, keyword)
222     % Busca archivos que contengan la keyword
223     files = dir(fullfile(path_folder, ['*' keyword '*.txt']));
224     if isempty(files), files = dir(fullfile(path_folder, ['*' keyword '*.csv'])); end
225
226     if isempty(files)
227         found_file = '';
228     else
229         found_file = fullfile(path_folder, files(1).name);
230     end
231     end
232
233     function data = leer_univ(ruta)
234     opts = detectImportOptions(ruta);
235     opts.VariableNamingRule = 'preserve';
236     opts.VariableTypes = repmat({'char'}, 1, length(opts.VariableTypes));
237     if contains(ruta, '.txt'), opts.Delimiter = '\t'; else, opts.Delimiter = ','; end
238     T = readtable(ruta, opts);
239     raw = strrep(table2cell(T), ',', '.');
240     data = str2double(raw);
241     if all(isnan(data(1,:))), data(1,:) = []; end
242     end
243
244     function freqs = leer_frecuencias(ruta)
245     if isempty(ruta), error('No se encontró archivo de Frecuencias.');
```

```

246
247     opts = detectImportOptions(ruta);
248     opts.VariableNamingRule = 'preserve';
249     opts.VariableTypes = repmat({'char'}, 1, length(opts.VariableTypes));
250     if contains(ruta, '.txt'), opts.Delimiter = '\t'; else, opts.Delimiter = ','; end
251
252     T = readtable(ruta, opts);
253     raw = table2cell(T);
254     raw = strrep(raw, ',', '.');
255     data_mat = str2double(raw);
256
257     % Buscar columna válida (de atrás hacia adelante)
258     [~, cols] = size(data_mat);
259     candidate = [];
260     for c = cols:-1:1
261         col_data = data_mat(:, c);
262         if sum(~isnan(col_data)) > 3
263             candidate = col_data;
264             break;

```

```

265     end
266     end
267
268     if isempty(candidate), error('Error leyendo columnas numéricas de
frecuencias. '); end
269     freqs = candidate(~isnan(candidate));
270     if length(freqs) > 10, freqs = freqs(1:10); end
271     end

```

Listing 1 Script: Análisis Integral (S.I.A.D)