



Universidad del Istmo

Campus Tehuantepec

DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO
MAESTRÍA EN CIENCIAS EN ENERGÍA EÓLICA

Análisis experimental del comportamiento a fatiga de material compuesto utilizado en manufactura de palas

T E S I S

que para obtener el título de:
Maestro en Ciencias en Energía Eólica

Presenta:

Ing. Jair Antonio Martínez Aquino

Director:

M.D.M. José Rafael Dorrego Portela

Codirector:

Dr. Hugo Francisco Abundis Fong

Resumen

Con la actual crisis energética que se está presentando a nivel mundial se está incrementado el fomento a la investigación y aplicación de energías renovables, ya sea por sus pocos agentes contaminantes, sustentabilidad y múltiples beneficios al medio ambiente. Las fuentes de energía renovable en el mundo comienzan a ser de gran interés, principalmente por motivos de diversificación de la matriz energética, seguridad del suministro y por temas medio ambientales. México ha basado históricamente su producción en energías renovables, concentrándose principalmente en la hidráulica, pero ahora se está en un proceso de promoción de las fuentes de energía renovable como lo son la eólica y solar para la generación de electricidad.

El presente proyecto se basa en el estudio de la energía eólica de pequeña y mediana potencia, capaces de convertir la energía cinética del viento a través del rotor de aerogenerador y poder generar electricidad para satisfacer las necesidades exactas del usuario; sin embargo, ocurren comportamientos negativos que causan problemas en la calidad de vida de los rotores. Esto surge cuando las palas se encuentran operando en entornos con alto potencial eólico, causando daño y degradación en la estructura interna resultado de fuerzas generadas por la variabilidad de las velocidades del viento y cambios extremos de intensidades. Es por eso la importancia del presente trabajo, que tiene como objetivo validar experimentalmente el análisis de fatiga de material compuesto, mediante la técnica de estudio basada en acelerómetro y la observación de la degradación de la rigidez del material.

Por lo que el desarrollo del proyecto queda dividido en cinco etapas distintas: estudio del fenómeno de fatiga y fundamentos de dinámica estructural, análisis modal experimental para la caracterización de los parámetros de diseño que rigen la dinámica de la pala, dimensionado y validación de un dispositivo de excitación por resonancia, análisis numérico para la estimación de los ciclos de fatiga utilizando el software ANSYS Workbench, y por último la experimentación y evaluación del comportamiento de fatiga a material compuesto en la manufactura de la pala, para observar la evolución de la degradación de la rigidez como propiedad primordial en este trabajo.

Dedicatoria

A mi abuela
OLGA MÁRQUEZ JACINTO

Agradecimientos

- **A Dios**

Hoy te agradezco padre bendito por haberme dotado de armas necesarias para seguir adelante, por darme la capacidad de estudiar y la sabiduría para entender las cosas más difíciles. Tú has hecho de mí lo que hoy soy un profesional y nunca me has abandonado por que siempre has estado ahí para guiarme por el buen camino. Gracias por iluminar mi vida y darme la dicha de poder lograr mis metas.

- **A mis Padres**

Hoy agradezco a dos personas muy importantes en mi vida, a Marco Antonio y María Elena quienes me heredaron el tesoro más valioso que se le puede dar a un hijo el amor. A ellos que sin escatimar esfuerzo alguno han sacrificado gran parte de su vida para formarme y educarme. A quienes la ilusión de su vida ha sido convertirme en persona de provecho. Se que nunca podré pagar todos sus desvelos ni aún con las riquezas más grandes del mundo. Nunca duden que siempre llevo presente el apoyo y confianza que en mí depositaron para que los esfuerzos y sacrificios hechos por ustedes no fueran en vano. Con admiración y respeto los amo.

- **A mi Hermano**

Agradezco a la vida, por dejarme tener la compañía de un hermano, Edson Armando has sido una fuente de superación y la causa de que me esfuerce por ser una persona correcta, se que a veces no lo digo pero valoro tu presencia en mi vida, espero hermano nunca fallarte y que sepas que conmigo puedes contar toda tu vida, gracias por estar en mi camino y recordarme con tu presencia que tengo que superarme cada día, quiero que sepas que en la vida nada es fácil pero con esfuerzo y perseverancia todo se puede lograr, gracias por todo lo que das a mi persona te quiero hermano.

- **A mi Esposa**

Hoy agradezco a esa persona que vino a cambiar mi forma de vivir, a ti Diana Laura por ser mi musa y fuente de inspiración, por acompañarme a lo largo de esta etapa que hoy culmino y por nunca soltar mi mano. Tu ayuda a sido fundamental para mi crecimiento y has estado conmigo incluso en los momento mas turbulentos, este proyecto que inicie a tu lado no fue fácil, pero siempre estuviste motivándome a superarme y ayudándome hasta donde tus alcances lo permitieran. Valoro cada palabra y muestra de cariño que expresas hacia mí, y podre seguir escribiéndote todo lo agradecido que estoy contigo por nunca dejarme caer pero no me alcanzarían las palabras. Solo quiero que sepas que te amo demasiado y bendigo el día que apareciste en mi vida gracias por todo.

■ **A mis Suegros**

Quiero agradecer a dos personas que llegaron a mi vida sin pensarlo, a Abraham Gómez y Cecilia Cano que con sus consejos me han enseñado el camino de la superación, gracias por compartir conmigo los golpes de la vida y la confianza que han depositado en mí, agradezco por creer en mí y sentirse orgullosos del hijo que le regalo la vida como ustedes me lo hacen sentir, quiero que sepan que nunca los defraudare y que valoro el apoyo incondicional como también los sentimientos que tienen hacia mi persona, solo me queda decir que agradezco a la vida por darme unos suegros como ustedes los quiero.

■ **Al M.D.M. José Rafael Dorrego Portela**

Agradezco por la confianza que puso en mí, los consejos y conocimientos que proporciono a lo largo de esta etapa, valoro el estímulo y el cariño expresado como ser humano; me siento contento de haber conocido a una gran persona que sin conocerme me acobijo y me abrió las puertas de su laboratorio, gracias maestro por todo apoyo incondicional que ha brindado a mi vida, usted me inculco las ganas de superación y crecimiento por tal motivo le estoy muy agradecido por esto y muchas cosas más.

■ **Al Dr. Hugo Francisco Abundis Fong**

Agradezco por las enseñanzas que dio a mi vida, los conocimientos y consejos dados a mi crecimiento profesional, valoro la amistad y el estímulo que a expresado hacia mí. Quiero que sepa que estoy agradecido por sus consejos, la confianza que a depositado en mi formación y la enseñanza que ha traído a mi vida; no siendo mas importante le agradezco el recibimiento y hospitalidad que tuvo usted durante mi estancia profesional, por eso y muchas cosas mas le estoy agradecido a un gran amigo que siempre me lo hizo sentir y saber.

■ **Al Dr. Eduardo Campos Mercado**

Agradezco por estímulo constante y cariño expresado hacia mi persona, además la amistad brindada fruto del respeto que le tengo, gracias por las pláticas y consejos dados en el desarrollo de esta etapa profesional, nunca me alcanzara las cosas para podre agradecer la paciencia y profesionalismo con la que se desempeña en la colaboración de este trabajo de tesis. Me es grato decirle que valoro todo lo que usted a dado a mi vida de manera incondicional, se y estoy consiente que la maestría me dejo un gran amigo muchas gracias por todo.

■ **Al Ing. Alcidez Díaz Sosa**

Agradezco a un amigo que a lo largo de esta etapa se porto como un hermano, aprecio todos los consejos que el me proporciono a mi persona como ser humano, además valoro las asesorías prestadas para la solución de dudas presentadas a lo largo de esta etapa profesional. Nunca olvidare la humildad y sencillez con la que se desarrollo nuestra amistad por eso y muchas cosas más te agradezco a la vida por haber puesto buenas personas en mi camino.

- Al Fondo SENER-CONACYT-Sustentabilidad Energética y al proyecto P-20. Programa de graduados en Energía Eólica del CEMIE-Eólico”por los apoyos económicos recibidos para realizar los estudios de maestría en ciencias en energía eólica en la Universidad del Istmo.

Nomenclatura

Símbolo	Significado
ACP	ANSYS Composite Prep/Post
ANSYS	Structural Analysis Software
BEM	Blade element momentum
CIDESI	Centro de Ingeniería y Desarrollo Industrial
e	Excéntrica
k	Constante de rigidez
ΔL	Incremento de la longitud
m	Masa
ω	Velocidad angular
FEA	Finite Element Analysis
FFT	Fast Fourier transform
FRF	Función de la Respuesta en Frecuencia
IEC	International Electrotechnical Commission
ITL	Instituto Tecnológico de la Laguna
LabVIEW	Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench
UNISTMO	Universidad del Istmo

Unidad	Significado
g	Gravedad (9.81 m/s ²)
Hz	Hertz
kg	Kilogramo
kHz	Kilohertz
kW	Kilowatts
m	Metro
mm	Milímetro
mV	Minivolts
N	Newton (kg m/s ²)
MPa	Megapascal
W	Watts

Índice general

Resumen	iii
Dedicatoria	iv
Agradecimientos	v
Nomenclatura	viii
Índice de figuras	xii
Índice de tablas	xiv
1 Introducción	1
1.1 Antecedentes	1
1.2 Planteamiento del problema	7
1.3 Justificación	7
1.4 Objetivos	8
1.5 Alcances	8
1.6 Limitaciones	9
1.7 Estructura de la tesis	9
1.8 Metodología	10
2 Marco teórico	12
2.1 Fundamentos de dinámica estructural	12
2.1.1 Grados de libertad de un sistema mecánico	12
2.1.2 Sistema de un grado de libertad	12
2.1.3 Vibración libre de un sistema de un grado de libertad	13
2.1.4 Vibración forzada de un sistema de un grado de libertad	14
2.1.5 Transformada rápida de Fourier (FFT)	14
2.1.6 La Función de la Respuesta en Frecuencia (FRF)	15
2.2 Análisis modal	16
2.3 Análisis modal experimental	17
2.3.1 Generalidades del análisis modal experimental	17
2.3.2 Métodos de análisis modal experimental	18
2.3.3 Adquisición de datos modales	18

Índice general

2.3.4 Validación de datos modales	18
2.4 Mecánica de fractura	18
2.4.1 Modos de fractura	19
2.4.2 Tenacidad a la fractura	19
2.4.3 Tipos de fractura	20
2.5 Aplicación de mecánica de fractura a fatiga de materiales	22
2.5.1 Proceso general de fatiga	22
2.5.2 Propagación de grietas por fatiga en régimen elástico – Ley de Paris	23
2.6 Estudio del comportamiento de fatiga	24
2.6.1 Tensiones cíclicas	24
2.6.2 La curva S-N	25
2.6.3 Falla por fatiga	26
2.7 Estudio de la teoría de degradación	27
2.7.1 Modelos de fatiga macromecánicos	27
2.8 Estudio de materiales compuestos	29
2.8.1 Introducción	29
2.8.2 Propiedades	30
2.8.3 Fatiga de compuestos	30
2.9 Técnica de estudio	31
2.9.1 Basada en acelerómetros	31
3 Análisis modal experimental a palas de aerogeneradores de material compuesto	33
3.1 Introducción	33
3.2 Descripción y características de los equipos y sensores utilizados	33
3.3 Respuesta libre	35
3.4 Respuesta forzada	39
3.4.1 Ante una entrada tipo impulso	40
4 Dimensionado, implementación y validación del dispositivo de excitación por resonancia	43
4.1 Introducción	43
4.2 Dimensionado del motor de excitación por resonancia	44
4.3 Implementación y validación del dispositivo de excitación en palas de aerogeneradores	46
5 Análisis del comportamiento a fatiga de palas de aerogeneradores	49
5.1 Introducción	49
5.2 Análisis numérico para la estimación de los ciclos de fatiga de experimentación	51
5.3 Análisis experimental del comportamiento a fatiga en palas de aerogeneradores	60
5.3.1 Evaluación de la variación de la degradación de la rigidez del material compuesto	60
5.3.1.1 Caracterización estática de la pala para la generación de la gráfica esfuerzo-deformación	61
5.3.1.2 Análisis modal experimental para caracterización dinámica del sistema Pre-experimentado y Post-experimentado	63

5.3.2 Técnica de estudio basada en acelerómetros	65
6 Resultados	69
6.1 Análisis experimental del comportamiento a fatiga de palas de aerogeneradores .	69
6.2 Análisis de resultados de la prueba de la pre- experimentación a la pala del aerogenerador	70
6.3 Análisis de resultados de la prueba de la post- experimentación a la pala del aerogenerador	71
6.4 Comparación de los resultados obtenidos en las pruebas de la pre-experimentación y la post- experimentación	72
6.5 Resultado y validación del comportamiento de fatiga mediante la técnica de estudio basada en acelerómetros	73
7 Conclusión	75
Bibliografía	77

Índice de figuras

2.1	Sistema de un grado de libertad.	12
2.2	Sistema con amortiguamiento viscoso y excitación armónica.	14
2.3	Concepto de la Transformada de Fourier.	15
2.4	Modos de fractura.	19
2.5	Tipos de grietas según la geometría del problema.	20
2.6	Ciclos de tensiones de reversión completo.	24
2.7	Ciclos de tensiones repetitivas.	24
2.8	Ciclos de tensiones al azar.	25
2.9	Tipos de curvas S-N.	26
2.10	Funciones S_R para tensiones de características estacionarias σ	28
2.11	Evolución de la rigidez desde su valor inicial (E_0) hasta la rotura catastrófica del laminado para distintos niveles de tensión cíclica ($\sigma_A > \sigma_B > \sigma_C$).	29
2.12	Parámetros para definir una carga cíclica.	31
3.1	Tarjeta de adquisición NI 9234.	34
3.2	Martillo de impulso 9724A5000.	34
3.3	Acelerómetro tipo 8440A5.	35
3.4	Técnica para estudio de una respuesta libre.	36
3.5	Prueba de análisis modal en condición de respuesta libre.	36
3.6	Diagrama de bloques utilizado en la interfaz del modulo sound and vibration.	37
3.7	Interfaz de la DAQ Assistant.	37
3.8	Señal dominio del tiempo respuesta libre.	38
3.9	Función de la Respuesta en Frecuencia de la respuesta libre.	38
3.10	Análisis modal experimental.	38
3.11	Técnica para análisis modal con martillo de impacto	39
3.12	Prueba de análisis modal en condición respuesta forzada.	40
3.13	Señal en el dominio del tiempo respuesta forzada.	41
3.14	Función de respuesta frecuencial respuesta forzada.	41
3.15	Análisis modal experimental a la FRF respuesta forzada.	42
4.1	Motor DC con excéntrica modificada.	44
4.2	Sistema de la excéntrica con masa rotativa.	45
4.3	Implementación del dispositivo de excitación en taller de metal mecánica del ITL.	47
4.4	Validación del dispositivo de excitación utilizando la frecuencia de $4.37 Hz$	47

4.5	Validación del dispositivo de excitación utilizando la frecuencia de 6.973 Hz.	48
5.1	Degradación típica de la rigidez en los materiales compuestos.	50
5.2	Carga de tiro de la pala.	55
5.3	Interfaz del modulo ACP.	56
5.4	Configuración de las laminas de material compuesto.	56
5.5	Configuración final de la pala.	57
5.6	Pala con método del elemento finito.	57
5.7	Configuración del análisis.	58
5.8	Entorno del módulo fatigue tool.	58
5.9	Criterios de análisis.	59
5.10	Vida a la fatiga.	59
5.11	Prueba de caracterización estática.	61
5.12	Gráfica de esfuerzo-deformación de la pala de estudio.	62
5.13	Prueba de análisis modal en la pre-experimentación.	63
5.14	Señal en el dominio del tiempo respuesta libre pre-experimentación.	64
5.15	Prueba de análisis modal en la post-experimentación.	64
5.16	Señal en el dominio del tiempo respuesta libre post-experimentación.	65
5.17	Metodología experimental para experimentación del comportamiento a fatiga en palas de aerogeneradores.	65
5.18	Banco de pruebas estructurales del laboratorio de energía eólica de la UNIST-MO.	66
5.19	Técnica para la experimentación de un comportamiento a fatiga con dispositivo de excitación.	67
5.20	Medición del comportamiento en la hora 10.	67
5.21	Medición del comportamiento en la hora 20.	68
5.22	Medición del comportamiento en la hora 30.	68
5.23	Medición del comportamiento en la hora 40.	68
6.1	FRF obtenida en la etapa de la pre-experimentación.	70
6.2	FRF obtenida en la etapa de la post-experimentación.	71
6.3	Estudio de la amplitud de la señal por efecto de la degradación de la rigidez.	73

Índice de tablas

3.1	Resultado del análisis modal de la respuesta libre.	39
3.2	Resultados del análisis modal ante respuesta forzada.	42
4.1	Resultados del análisis modal de la pala manufacturada en la UNISTMO. . .	44
4.2	Datos técnicos de motores DC.	45
4.3	Parámetros de motor.	46
5.1	Propiedades mecánicas de la caracterización estática de la pala.	52
5.2	Propiedades de tensión.	52
5.3	Propiedades de compresión.	53
5.4	Curva S-N.	53
5.5	Configuración de manufactura de la pala (CIDESI).	54
5.6	Propiedades de la caracterización estática.	62
5.7	Parámetros obtenidos en el desarrollo de la metodología experimental.	66
6.1	Parámetros obtenidos con la técnica de análisis modal experimental en la etapa de la pre-experimentación.	71
6.2	Parámetros obtenidos con la técnica de análisis modal experimental en la etapa de la post-experimentación.	72
6.3	Comparativa de los resultados antes y después de la experimentación.	73

Capítulo 1.

Introducción

La energía eólica es muy importante a nivel mundial para la generación de electricidad, es bien sabido que forma parte de las tecnologías de energías renovables más avanzadas, de mayor utilización y actualmente una fuente de energía competitiva con otras fuentes de energías e incluso con las tradicionales no renovables. Como ya sabemos para la producción de la energía mediante aerogeneradores se convierte la energía cinética del viento en energía mecánica y posteriormente cumplir con el objetivo de producir energía eléctrica.

El rotor es el encargado de convertir la energía cinética del viento en energía mecánica, el cual está conformado por las palas, el buje y el eje. Cabe mencionar que las palas cuando se encuentran operando en entornos de alto potencial eólico con velocidad variable sufren daño en su estructura interna, esto debido a las fuerzas generadas por la variabilidad de las velocidades del viento y cambios extremos de intensidades que conllevan al límite de resistencia de los materiales de dichas palas. Estos daños son causados por repetidos ciclos de carga y descarga los cuales debilitan la estructura interna de los materiales a lo largo del tiempo, este fenómeno se le conoce como fatiga. Cada ciclo de fluctuación de la tensión deteriora o daña la pieza un poco y tras un determinado número de ciclos, la pieza se debilita y se rompe por fatiga.

1.1 Antecedentes

En [1] se implementó un programa computacional que puede tratar la complejidad de manejar cargas fluctuantes y sus efectos mecánicos en aspas de aerogeneradores, realizando una subrutina capaz de predecir el daño por fatiga en espacio y tiempo en aspas; mediante el acoplamiento de teorías que describen una modelación de degradación del daño por fatiga de materiales compuestos de Shokrieh [2], como a la vez implementando un análisis de degradación de fallas bajo condiciones de cargas aeroelásticas de Cárdenas [3]. En este caso el estudio que realizó Juan Andrés es llevar a un comportamiento numérico que permita observar el comportamiento de aspas de aerogeneradores bajo condiciones de cargas de fatiga, permitiendo observar que el modelo presentado en esta disertación es capaz de predecir adecuadamente la progresión del daño ocasionado por fatiga a amplitud constante en un aspa

Introducción

de aerogenerador de material compuesto y sección transversal constante, cumpliendo con los objetivos propuestos en la introducción.

En [2] se realizó una técnica de modelado para simular el comportamiento a fatiga de materiales compuestos laminados, la cual llamó modelado progresivo de la fatiga, todo esto debido a la complejidad y no homogeneidad que presentan los materiales compuestos haciendo que el comportamiento de fatiga sea muy complicado; en comparación con los materiales tradicionales. Dicho estudio fue integrado por tres estudios principales como lo son el análisis de tensión, análisis de falla y reglas de degradación de los materiales. El objeto fue establecer un modelo para simular el comportamiento de fatiga de los laminados compuestos bajo condiciones generales (carga, geometría, etc.). Utilizando los resultados de diversos tipos de fatiga uniaxial. El modelo determina el estado del daño a cualquier nivel de carga y número de ciclos, desde el inicio de la falla y propagación a una falla catastrófica, es capaz de predecir la resistencia residual, la vida residual, mecanismos finales de falla (dirección de propagación de la falla) y vida de fatiga final de los laminados compuestos en condiciones generales de carga por fatiga.

En [3] se utilizó un enfoque de viga de pared delgada (TWB), el cual es un modelo capaz de capturar las características esenciales de estructuras esbeltas. Y fue elegido porque permite recuperar las deformaciones y tensiones para todas las capas en cualquier posición de las uniones, por lo tanto permite la integración de modelos de falla capaces de predecir la propagación de daños de la estructura, es por ello que la plataforma computacional que integró es capaz de modelar la progresión del daño en estructuras compuestas delgadas y largas, tales como hélices de helicópteros y palas de aerogeneradores, integrando dinámicamente la interacción fluido-estructura y la progresión del daño; todo ese estudio validado mediante la comparación con un análisis numérico de elemento finito de orden superior llamado Shell.

En [4] se realizó la continuación del trabajo de tesis de maestría “Predicción de propagación de daños por fatiga a amplitud constante en aspas de aerogeneradores” realizada por Juan Andrés Rivera Santana, el objetivo fue implementar un modelo numérico que permita computar la cantidad de ciclos de la señal variable. Ya que los estándares de degradación mecánica están en función de la cantidad de ciclos de carga necesarios para la rotura de la pieza. En el desarrollo del análisis para el conteo se utilizó el método de Rainflow y por la parte de cuantificación el parámetro llamado “número de ciclos equivalentes” lo cual fue implementado para la conversión de números de ciclos entre diferentes bloques teniendo como límite la cantidad de ciclos a la falla. Con el método de elemento finito y la geometría proporcionada se ensambló cada una de las secciones nodales del aspa. Sabiendo de antemano que son 100 nodos los que conforman al aspa, solo se utilizaron noventa y ocho nodos ya que de las cien estaciones en las que está dividida el aspa, la estación correspondiente a la punta del aspa y a la parte del empotramiento al rotor, comparten una falla en la convergencia del algoritmo “BEM”. Posteriormente al analizar una señal estocástica de velocidad de viento, se obtuvo una señal variable en términos de cargas a la cual se aplicó el método de Rainflow para el conteo de los ciclos. Una vez contados los ciclos se obtienen los parámetros de amplitud de esfuerzo, esfuerzo promedio y esfuerzo máximo.

En [5] se realizó la aplicación de un método de detección de daños basado en la vibración bien establecida a una pala de turbina eólica Vestas V27. La pala se analizó en un total de cuatro estados, uno sin ningún efecto más tres dañados en los cuales se introdujeron aberturas en el borde posterior con tamaños crecientes. En cada estado, la pala se sometió a golpes controlados del actuador, produciendo vibraciones forzadas que se midieron con un total de 12 acelerómetros; de los cuales 11 detectaron los daños. La dimensionalidad de estos datos de aceleración se redujo por medio del análisis de componentes principales (PCA), y luego se utilizó un conjunto reducido de puntajes principales seleccionados como características de daño en la métrica de Mahalanobis para detectar anomalías inducidas por daños.

El comportamiento dinámico de una pequeña pala de un aerogenerador se analizó experimentalmente en [6]. En este estudio se usaron matrices de sensores de fibra óptica (FBG) y medidores de tensión para extraer las formas de modo de una pequeña pala hecha de plástico reforzado con fibra (FRP). La experimentación se llevó a cabo mediante una discretización en un sistema en voladizo midiendo las tensiones dinámicas de los sensores unidos desde las superficies superior e inferior de la pala. Las frecuencias fundamentales y los modos superiores del sistema en voladizo de la pala obtenidos de ambos sensores eran casi idénticos. Las formas de modo también fueron cercanas, pero ligeramente diferentes entre sí. Las diferencias entre ambas comparativas se debió al hecho de que las secciones superior e inferior no eran simétricas.

En [7] se implementó un sistema de control de deflexión que se puede detener ya estando operando las palas del aerogenerador. El sistema de supervisión que se desarrollo está conformado por un algoritmo de estimación el cuál permite detectar la deflexión de la pala y una red de sensores inalámbricos como un equipo de hardware. El método de estimación para la deflexión de la pala, propone un algoritmo de estimación basado en la deformación y una función objetivo para la disposición óptima del sensor. El algoritmo basado en la deformación utiliza una correlación lineal entre la deformación y las deflexiones, expresándose en forma de una matriz de transformación.

La conformación de estructuras a base de placas laminadas de material compuesto a venido ha ser ampliamente utilizado en la construcción de palas de aerogeneradores. En [8] se realizó una combinación de las características que te aporta la configuración de la lamina de material compuesto en el software de análisis de elementos finitos ANSYS, el objetivo de usar este software fue crear un modelo de elementos finitos basado en la configuración de las propiedades de material compuesto,posteriormente se analizó modalmente esto con el fin de obtener parámetros dinámicos tales como: frecuencias naturales y forma de modo de la pala del aerogenerador. Los resultados que se obtuvieron permitieron sentar las bases para el estudio de la vibración, dinámica estructural y otros problemas que pueden relacionar el comportamiento de la dinámica del sistema.

En [9] se desarrolló un modelo de elementos finitos (FEM) de un aerogenerador de eje horizontal de gran potencia, la torre y las palas se analizaron como estructuras flexibles utilizando ABAQUS. Además, el método del elemento finito que se desarrolló permite una mejor comprensión de los distintos efectos que pueden generar las grietas con diferentes formas y orien-

Introducción

taciones sobre los comportamientos dinámicos del aerogenerador. También se implementó un análisis modal con la finalidad de determinar los primeros dos conjuntos de cuatro frecuencias naturales y formas de modos correspondientes. El estudio de como influye la posición, el tamaño, la forma y el número de fisuras en la estructura del aerogenerador se investiga utilizando el FEM. Este estudio permitió sentar las bases para la realización de investigación sobre la influencia del daño estructural en la respuesta dinámica del aerogenerador estudiado. Esta investigación es muy valiosa para la detección de daños y los procesos de monitoreo de la vida útil del sistema.

Las interacciones que se puede presentar entre un fluido y una estructura, es decir, la interacción de una estructura deformable con un flujo de fluido interno, pertenecen hoy en día a los problemas de multifísica más importantes y desafiantes que se intentan tratar mediante simulaciones numéricas. Este tema juega un papel dominante en muchos campos de la ingeniería, por lo tanto, existe una gran necesidad de herramientas apropiadas de simulación numérica con una variedad de aspectos numéricos y físicos. En [10] la tarea primordial de este trabajo es cuidar la interacción fluido-estructura utilizando técnicas de simulación modernas, como el análisis de campo acoplado. El objetivo de este trabajo es ilustrar el uso del análisis físico acoplado por transferencia de carga para resolver un problema de interacción flujo-pala en estado estacionario, como también la técnica de análisis modal donde la frecuencia natural se obtiene con dos enfoques diferentes: determinístico y probabilístico. Los resultados numéricos se deducen de una aproximación de elementos finitos del problema acoplado con una formulación de presión y desplazamiento no simétrica.

Un sistema de rotor de turbina eólica que contiene palas tienen sus propias características. Las características de vibración de las palas con superficie aerodinámica especial pueden influir en las características de vibración del sistema de rotor. En [11] se analizó las características de vibración de un rotor de turbina eólica, incluidas las palas con superficie aerodinámica bidimensional. El objetivo de este trabajo es implementar el método de elementos finitos (FEM) para establecer el modelo del rotor y ajustar la geometría de las palas complejas para la obtención de las características de vibración de las palas. Las características modales se extraen según el modelo de aerogenerador establecido en el laboratorio. Implementando el análisis de armónicos de FEM, las fuerzas de excitación en las palas causadas por la carga de viento estocástica se imponen en el modelo de rotor y la respuesta estable del sistema de rotor se calcula utilizando ANSYS. Luego se analizan las características de la vibración y se estudia la respuesta armónica bajo diferentes fases de las fuerzas circunferenciales y axiales.

Las palas son componentes clave del aerogenerador a gran escala. Es importante hacer el diagnóstico de detección y daño para ello. Sin embargo, las circunstancias cambiantes y la carga variable siempre hacen que la señal de vibración de la pala sea compleja. Para detectar la información de daños de la pala en [12] se construyó un modelo de dinámica de un aerogenerador de 300 W utilizando el método del elemento finito. El análisis modal y la dinámica emulan, y con lo cual se obtienen propiedades dinámicas como lo son la frecuencia característica, la forma de la vibración y los datos de respuesta. Aplicando la teoría de la longitud en el sistema de vibración no lineal se determinó la dimensión fractal de longitud en la situación normal o dañada de la pala. La dimensión se puede usar como la característi-

ca topográfica para hacer el diagnóstico. El método presentado en este trabajo proporciona una referencia académica y un ejemplo para investigar aún más el diagnóstico de detección y daños para palas de aerogeneradores a gran escala.

Las palas de material compuestas de los aerogeneradores están conformadas por carcasas laminadas. Sin embargo, las palas a menudo se simplifican como un haz de Euler en el análisis de elementos finitos. En el diseño, tanto los códigos de elementos finitos especiales como los generales se utilizan en todo el mundo. En [13] se realizó la verificación de un código de elementos finitos especial para modelo de viga frente a un popular código de elementos finitos de propósito general en ANSYS, dicha evaluación se realiza a través de una pala uniforme en ambos casos de giro e inclinación. La prueba reveló que los códigos de elementos finitos generales, como el de ANSYS podría sobreestimar las frecuencias de retardo en caso de giro. Después de la verificación del modelo de la viga, el enfoque se aplica para completar el análisis modal de una pala de un aerogenerador práctico. Los resultados se compararon con un modelo de carcasa. La comparación valida el modelo de haz euleriano simplificado y da pauta de uso para estos dos modelos.

En los últimos años, con el concepto de alivio de la carga y acoplamiento por torsión, el acoplamiento entre los grados de libertad, como la flexión y la torsión de la aleta, se ha convertido en una cuestión de importancia para las modernas palas acopladas por torsión. Los intentos de capturar las propiedades mecánicas y los comportamientos dinámicos inspeccionando las secciones por sí solas inevitablemente descuidarán el importante efecto tridimensional, como deformación por efecto de tensión y deformación por corte. En esta situación, el comportamiento dinámico no se predecirá correctamente. En [14] una pala construida con el método preliminar fue reconstruida por Ansys. Como una de las inestabilidades acopladas a modos, se consideró el aleteo para mejorar el comportamiento de la pala con el método de análisis modal. Se realizó un enfoque para observar la relación entre la primera frecuencia natural de torsión de la pala y la de la segunda aleta, debido a su importancia especial para minimizar la posibilidad de aleteo. Se estudiaron dos formas de diseñar palas pasivamente adaptable por sus características modales como son analizar la pala a lo largo de la envergadura o nombrar un barrido previo y cambiar la dirección de las fibras de carga primarias. Se realizó estudios adicionales para que las palas tengan un cierto grado de precurva para aumentar la holgura de la torre de la pala que tienen un gran significado en el diseño de una pala acoplada por torsión.

Las pruebas de pala a gran escala son los medios más precisos para simular experimentalmente la evolución de daños bajo condiciones de operación, y por lo tanto se usan para demostrar que un tipo de pala cumple con los requisitos de confiabilidad a un grado aceptable de confianza. El método de prueba más avanzado para las palas de rotor en la industria se basa en la excitación por resonancia, donde típicamente una masa giratoria excita la pala cerca de su primera frecuencia natural. Durante el funcionamiento, la respuesta de la pala debido al forzamiento externo se rige por una combinación ponderada de sus modos propios. Las metodologías de prueba actuales que solo utilizan la frecuencia propia más baja inducen un daño ficticio cuando se requieren masas de sintonización adicionales para recuperar la distribución de daños deseada. Incluso con la técnica de amplificación de amplitud comúnmente adoptada, las pruebas de fatiga continúan siendo una tarea costosa y que requiere mucho tiempo. La

aplicación de masas de ajuste aumenta la complejidad del problema al disminuir la frecuencia natural de la pala y, por lo tanto, aumenta el tiempo de prueba. En [15] se presentó un nuevo método que tiene como objetivo acortar la duración del método de prueba de fatiga de última generación al excitar simultáneamente la pala con una combinación de dos o más frecuencias propias. Aprovechando las diferentes formas de los modos propios excitados, la distribución del daño espacial real se puede simular de forma más realista en las pruebas ajustando las amplitudes de la fuerza de excitación en lugar de agregar masas de sintonización. Esto implica que en porciones de la pala el modo más bajo gobierna el daño, mientras que en otros modos más altos contribuyen de manera más significativa debido a su mayor conteo de ciclos. Se utilizó un estudio de viabilidad numérica basado en una pala de rotor grande de utilidad pública para demostrar la capacidad del enfoque propuesto para superar el rendimiento del método de prueba de vanguardia sin comprometer los requisitos de prueba de fatiga.

En [16] se realizó un análisis numérico y experimental para obtener parámetros dinámicos de una pala de tipo retorcido, que compone un aerogenerador VERNE555 de la empresa brasileña ENERSUD, con sede en Río de Janeiro. El análisis experimental realizó la caracterización de los parámetros modales (frecuencias y forma modal) de la pala de 2,73 m de longitud. Las pruebas experimentales se estudiaron en tres configuraciones de condición de límite para la pala. El modelado numérico se realizó utilizando un elemento de haz Timoshenko de seis grados de libertad por nodo, y se llevó a cabo utilizando la herramienta de elementos finitos ANSYS. De esta manera, el objetivo de este trabajo fue evaluar los resultados numéricos y experimentales a través de un análisis comparativo de las caracterizaciones dinámicas realizadas.

El análisis modal es un método para describir una estructura en términos de sus propiedades dinámicas tales como frecuencia natural, amortiguación y formas de modo. Estos parámetros son esenciales en el diseño y análisis de ingeniería. En [17] se realizó un análisis modal teórico de viga en voladizo utilizando la teoría de haces Euler-Bernoulli y un análisis modal FEA de viga en voladizo en ANSYS Workbench, esto con el objetivo de determinar los parámetros dinámicos como lo son la frecuencia natural y formas de modo. De esta manera los resultados obtenidos en el análisis del método del elemento finito y el análisis de Euler-Bernoulli se compararon lo cual arrojó una similitud entre los parámetros modales.

1.2 Planteamiento del problema

Los estudios de las diferentes formas en las que los materiales pueden llegar a fallar, se han convertido en uno de los aspectos más importantes a considerar en el diseño de palas para aerogeneradores, debido a que cuando éstas se encuentran en operación en entornos de alto potencial eólico sufren daño en su estructura interna, esto debido a las fuerzas generadas por la variabilidad de las velocidades del viento y cambios extremos de intensidades que conlleven al límite de resistencia de los materiales de dichas palas.

Las palas al estar sometidas a estas condiciones tienden a sufrir fracturas, deformaciones y/o destrucción de las mismas, reduciendo así el rendimiento, producción y vida útil de los aerogeneradores. Un estudio previo de esfuerzos que establezcan las características y propiedades de los materiales a utilizar en la fabricación de estos elementos, garantizará una mayor eficiencia de este componente.

1.3 Justificación

El aprovechamiento de la energía eólica constituye una alternativa muy importante y competitiva, por lo que en la actualidad es demasiada su aplicación a nivel mundial para la transformación de la energía cinética del viento a energía mecánica a través del rotor para la generación de electricidad.

Cuando las palas se encuentran en operación en entornos que cuentan con alto potencial eólico sufren daño y degradación en la estructura interna, causado por las fuerzas generadas por la variabilidad de las velocidades del viento y cambios extremos de intensidades que conlleven al límite de resistencia mecánica de los materiales de dichas palas.

En efecto, dicha degradación depende de la resistencia mecánica del material, la cual puede ser modificada y reducida cuando sobre él actúan cargas cíclicas o fluctuantes, de manera que transcurrido un número determinado de ciclos de actuación de la carga, la pieza puede sufrir una rotura. El número de ciclos necesarios para generar la rotura de la pieza dependerá de diversos factores, entre los cuales se encuentran la amplitud de la carga aplicada, la presencia de pequeñas grietas, microfisuras e irregularidades en la pieza.

Por ello es necesario implementar una metodología adecuada que permita determinar y observar el comportamiento a fatiga de material compuesto utilizado en la manufactura de palas. La cual implementará una evaluación experimental que conlleve a una forma de comprobación rigurosa, transparente y repetible de una teoría científica. Dicha metodología ayudará a investigar, estudiar y observar el comportamiento de las palas de materiales compuestos sujetas a cargas cíclicas a amplitud constante bajo condiciones de fatiga y de entornos de alto potencial eólico; prediciendo la degradación interna de la estructura por efecto de la carga.

1.4 Objetivos

General

Validar experimentalmente el análisis de fatiga de material compuesto, mediante la técnica de estudio basada en acelerómetro y la observación de la degradación de la rigidez del material.

Específicos

- Investigar las teorías de degradación y predicción del tiempo de vida de los materiales compuestos.
- Analizar el comportamiento de fatiga en materiales compuestos.
- Instrumentar el banco de pruebas donde se realizaran los experimentos.
- Caracterizar de forma estática y dinámica el material compuesto a utilizar en el desarrollo de la metodología experimental.
- Validar la metodología experimental utilizando una pala de aerogenerador.
- Diseñar e implementar el dispositivo de excitación por resonancia (base-control del motor-excéntrica).
- Experimentar el comportamiento a fatiga de una pala en el banco de prueba.

1.5 Alcances

El presente trabajo tiene como alcance diseñar y construir un banco de pruebas experimentales de cargas estáticas y dinámicas para palas de aerogeneradores de baja potencia, el cual será instalado en el laboratorio de Investigación de Energía Eólica de la Universidad del Istmo Campus Tehuantepec (UNISTMO). Los aspectos puntuales que comprenden la investigación de las cargas dinámicas están relacionados con la metodología adecuada que permita reconstruir el comportamiento a fatiga de material compuesto utilizado en la manufactura de palas. Dicha metodología ayudará a investigar, estudiar y observar el comportamiento de las palas de materiales compuestos sujetas a cargas cíclicas a amplitud constante bajo condiciones de fatiga y de entornos de alto potencial eólico; prediciendo la degradación interna de la estructura por efecto de la carga.

Un segundo alcance es obtener la metodología de investigación para la caracterización del primer modo de vibración a flexión del elemento estructural de las palas de aerogeneradores de baja potencia.

Por último, se obtendrá la metodología para la implementación de la técnica de análisis modal experimental para la obtención de los parámetros dinámicos más importantes de diseño como son: frecuencia natural y razón de amortiguamiento.

1.6 Limitaciones

- Recurso económico

El presente proyecto tiene esta limitación debido a que en el desarrollo del trabajo se están contemplando utilización de tecnologías para la medición y reconstrucción del comportamiento a fatiga para materiales compuestos, este factor recae en la compra de materiales y/o herramientas para la aplicación de los mismos.

- Recurso de tiempo

Cabe mencionar que el proyecto desarrolla metodologías para la observación del comportamiento a fatiga para palas de aerogeneradores de baja potencia bajo condiciones de variabilidad de viento, por lo tanto el tiempo es un factor de gran importancia debido a que la fatiga de componentes estructurales está en función de los ciclos de vida, por lo tanto será difícil observar de manera rápida fracturas en las palas atrasando los procesos de medición y comprobación.

1.7 Estructura de la tesis

En la presente tesis se desarrollará el tema de investigación con base a la siguiente estructura:

En el capítulo 1, se presenta una introducción de aspectos generales del tema; así mismo una serie de publicaciones relacionadas con el tema actual. También se muestra la problemática, justificación, objetivos, alcances y limitaciones para el desarrollo del trabajo de tesis.

En el capítulo 2, se describe brevemente el marco teórico de los conceptos básicos de dinámica estructural, análisis modal, mecánica de fractura, estudio del comportamiento de fatiga. Por otro lado, se menciona el estudio de la teoría de degradación y el estudio del comportamiento de los materiales compuestos.

En el capítulo 3, se muestra el análisis modal experimental aplicado a palas de aerogeneradores, se describen los equipos y sensores utilizados en el estudio de respuesta libre y forzada para la obtención de los parámetros dinámicos del sistema.

En el capítulo 4, se presenta el dimensionado, implementación y validación del dispositivo de excitación por resonancia, en el se describen las etapas necesarias para construcción del un sistema capaz de reconstruir un comportamiento dinámico.

En el capítulo 5, se presenta el análisis del comportamiento a fatiga para palas de aerogeneradores, en el se puede encontrar el análisis numérico para la obtención de los ciclos a fatiga necesarios para la experimentación en el banco de pruebas y el análisis experimental de la

evaluación de la variación de la degradación de la rigidez mediante la técnica de análisis modal experimental.

En el capítulo 6, se presenta los resultados de análisis experimental del comportamiento a fatiga de palas de aerogeneradores.

Finalmente, se presentan las conclusiones del presente trabajo.

1.8 Metodología

La metodología general para el análisis experimental del comportamiento a fatiga de material compuesto utilizado en manufactura de palas se detalla a continuación.

■ Primera etapa

Se estudia una pala de aerogenerador de baja potencia ante cargas dinámicas. La pala bajo estudio es de un aerogenerador de 1.5 kW de potencia nominal, diseñado por profesores-investigadores de la división de estudios de posgrado de la Unistmo. El objetivo principal es la caracterización del primer modo de vibración a flexión del elemento estructural antes mencionado. Para esto, se opta por una configuración tipo viga en cantilever, donde la excitación es un impulso, la cual es proporcionada por un martillo de impacto, donde las vibraciones forzadas resultantes son medidas por un acelerómetro de baja frecuencia colocado en el extremo libre de la pala. La respuesta temporal del sistema es procesada al dominio de la frecuencia para después utilizar técnicas de análisis modal experimental y obtener así los valores de los parámetros dinámicos más importantes de diseño como son: frecuencia natural y razón de amortiguamiento.

■ Segunda etapa

Después de haber obtenido los parámetros dinámicos de la pala del aerogenerador se procede a dimensionar el sistema de excitación que se ubicará sobre la pala de material compuestos, mediante el estudio de las fuentes de vibraciones en máquinas rotativas logramos conocer que una de la principal fuente común que produce un efecto en las máquinas es el desbalanceo. La cual es una condición donde el centro de masa de rotor no coincide con su centro de rotación, produciendo fuerzas centrífugas que afectan al sistema. El efecto centrífugo del mecanismo está en función de la masa de balanceo, su excéntrica y su velocidad de rotación al cuadrado. Mediante la implementación de la teoría de vibraciones, se determinará la fuerza de excitación en función del tiempo que nos permitirá observar el comportamiento a fatiga del material compuesto.

■ Tercera etapa

Al haber obtenido las dimensiones y el peso real del sistema de excitación, se procederá a implementar y validar el dispositivo de excitación por resonancia en la pala del aerogenerador de 1.5 kW con la finalidad de observar si se reconstruye el comportamiento de resonancia al igualar las frecuencias natural de la pala con la de rotación de motor.

■ Cuarta etapa

Seguidamente de la validación del dispositivo de excitación se estudia el análisis del comportamiento a fatiga de palas de aerogeneradores, esta etapa se divide en dos jerarquías la primera analiza numéricamente un comportamiento de fatiga para la estimación de los ciclos de fatiga necesarios para la experimentación en el banco de pruebas. La segunda analiza experimentalmente el comportamiento de fatiga en dos técnicas diferentes una mide la evolución de la degradación de la rigidez del material como técnica de estudio no destructiva y finalmente la otra sensa el comportamiento de la amplitud de la señal obtenida a lo largo del ciclo experimental, de esta manera se busca observar el efecto causado por el dispositivo excitador en la respuesta de la pala.

■ Etapa final

Finalmente, se realiza la predicción del daño acumulativo en pala de aerogeneradores mediante la comparación de las respuesta vibratorias obtenidas mediante la técnica de análisis modal experimental, y también se observa gráficamente el comportamiento de las señales sensadas en la experimentación del comportamiento a fatiga en palas de aerogeneradores.

2.1 Fundamentos de dinámica estructural

2.1.1 Grados de libertad de un sistema mecánico

En términos prácticos se puede decir que el número de grados de libertad de un sistema corresponde al número mínimo de coordenadas que se requieren para especificar completamente su condición cinemática; los grados de libertad de un sistema mecánico, en general, podrá ser un número cualquiera entre 1 hasta infinito, lo cual dependerá de las características del sistema en estudio.

2.1.2 Sistema de un grado de libertad

Para lograr entender el análisis modal, es necesario comprender el sistema de un grado de libertad. La completa familiarización con el sistema de un grado de libertad para ser evaluado y presentado en el dominio del tiempo y frecuencia (Fourier), sirven como base para muchos de los modelos que son usados para la estimación de los parámetros modales. La real importancia de estos resultados es el hecho que para un sistema con múltiples grados de libertad puede ser visto como una simple superposición lineal de sistemas de un grado de libertad ver Figura 2.1.

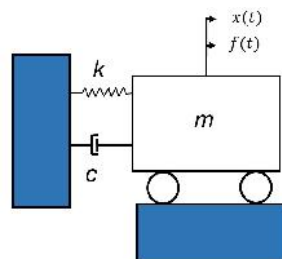


Figura 2.1. Sistema de un grado de libertad.

Fuente: [18]

En general la representación matemática de un sistema de un grado de libertad es expresada en la siguiente ecuación (2.1) :

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = f(t), \quad (2.1)$$

donde:

- m : constante de masa,
- c : constante de amortiguación,
- k : constante de rigidez.

2.1.3 Vibración libre de un sistema de un grado de libertad

Solución de la ecuación diferencial ordinaria homogénea ($F = 0$) comprende a la vibración libre del sistema, en tanto la solución factible cuando $F \neq 0$ corresponde a la vibración forzada. A continuación se muestra la ecuación (2.2) donde se aprecia el modelo matemático que rige la dinámica de un sistema mecánico de un grado de libertad para una vibración libre.

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = 0. \quad (2.2)$$

La solución de la ecuación anterior queda expresada de la siguiente manera:

$$x = e^{-\left(\frac{c}{2m}\right)t} \left(A e^{\sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \left(\frac{k}{m}\right)t} + B e^{-\sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \left(\frac{k}{m}\right)t} \right),$$

donde A y B son constantes arbitrarias y dependen de las condiciones iniciales.

Para caracterizar de manera adecuada y práctica este movimiento se determina el coeficiente de amortiguamiento mediante la ecuación (2.3):

$$C_c = 2\sqrt{(m k)} = 2 m \omega_n, \quad (2.3)$$

donde ω_n es la frecuencia natural del sistema vibratorio y esta dada por:

$$\omega_n = 2\pi f = \sqrt{\frac{k}{m}}.$$

La relación entre el amortiguamiento real y el coeficiente de amortiguamiento crítico, se conoce como la razón de amortiguamiento y se representa en la ecuación (2.4):

$$\zeta = \frac{C}{C_c}. \quad (2.4)$$

Las características de la respuesta dependerá de los valores que tome ζ hay tres situaciones de interés posible:

- $\zeta < 1$ Sistema sub-amortiguado,
- $\zeta = 1$ Sistema con amortiguamiento crítico,

- $\zeta > 1$ Sistema sobre-amortiguado.

Es pertinente poner el análisis cuando zeta es menor a uno (sistema sub-amortiguado) ya que el análisis posterior (experimental) cae en este caso.

2.1.4 Vibración forzada de un sistema de un grado de libertad

La excitación armónica es frecuente en sistemas de ingeniería. Fuerzas armónicas simples son comunes en máquinas rotatorias, y producidas por masa desbalanceada. Un entendimiento de la conducta de un sistema que sufre excitación armónica es esencial para comprender cómo el sistema responderá a tipos más generales de excitación. En la Figura 2.2 se puede apreciar el comportamiento de una excitación armónica, la cual puede presentarse en la forma de una fuerza o un desplazamiento en algún punto del sistema.

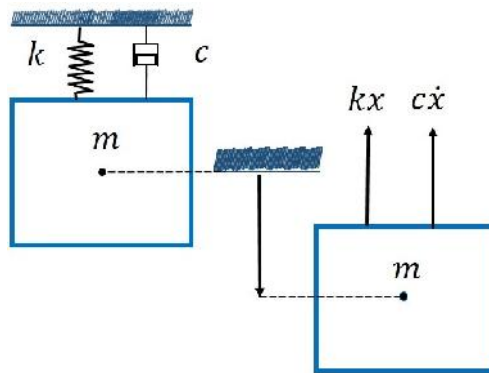


Figura 2.2. Sistema con amortiguamiento viscoso y excitación armónica.

Fuente: [18]

En la ecuación (2.5) se muestra el comportamiento de un sistema mecánico de un grado de libertad con amortiguamiento viscoso excitado por una fuerza armónica:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F_0 \text{sen}\omega t. \quad (2.5)$$

2.1.5 Transformada rápida de Fourier (FFT)

La Transformada Rápida de Fourier está basada en el Análisis de Fourier, el cual establece que por muy compleja que sea una onda, si la forma de dicha onda es periódica, entonces se puede representar con una precisión arbitraria, mediante la superposición de un número suficientemente grande de ondas senoidales las cuales forman una serie armónica como se puede ver en la Figura 2.3, por lo tanto toda función $f(t)$ periódica de periodo T , se puede representar en forma de una suma infinita de funciones armónicas, como se puede ver en la siguiente expresión:

$$f(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{i=1}^{\infty} (a_i \cos(i\omega t)) + (b_i \text{sen}(i\omega t)).$$

Donde a_0, a_1, \dots, a_i y b_0, b_1, \dots, b_i son los denominados coeficientes de Fourier. Los coeficientes a_0, a_i y b_i están determinados mediante las siguientes expresiones:

$$a_0 = \frac{1}{T} \int_{t_1}^{t_1+T} F(t) dt,$$

$$a_i = \frac{1}{T} \int_{t_1}^{t_1+T} F(t) \cos(i\omega t) dt, \quad i = 1, 2, 3, \dots$$

$$b_i = \frac{1}{T} \int_{t_1}^{t_1+T} F(t) \text{sen}(i\omega t) dt. \quad i = 1, 2, 3, \dots$$

donde el periodo esta definido de la siguiente manera $T = \frac{2\pi}{\omega}$.

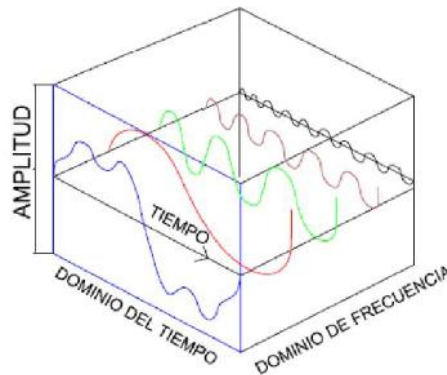


Figura 2.3. Concepto de la Transformada de Fourier.

Fuente: [18]

2.1.6 La Función de la Respuesta en Frecuencia (FRF)

Usando técnicas de análisis de señales, se puede medir vibraciones en estructuras y realizar análisis de frecuencias. La descripción del espectro de frecuencia de cómo varía el nivel de vibración con la frecuencia puede ser comparado con un patrón. Este tipo de prueba entrega resultados que son relevantes para las condiciones medidas. El resultado será producto de la respuesta estructural y el espectro de una fuerza de excitación conocida o desconocida. El análisis Modal es una técnica de análisis de sistema en donde un analizador FFT (Transformada Rápida de Fourier), puede ser usado para medir la respuesta a una fuerza conocida. La medición de la Función de la Respuesta en Frecuencia (FRF) describe la respuesta estructural inherente entre los puntos de medición. Usando un conjunto de mediciones de la FRF realizadas en puntos definidos de una estructura, se puede comenzar a construir una imagen de su respuesta.

Una FRF es normalmente usada para describir la relación entrada-salida de algún sistema, en este caso, es usada para describir la relación entre la fuerza aplicada y la respuesta obtenida a través de un acelerómetro.

La respuesta en frecuencia es una característica de un sistema que tiene una respuesta medida, que es el resultado de una entrada conocida aplicada. En el caso de una estructura mecánica, la respuesta de frecuencia es el espectro de la vibración de la estructura, dividido entre el espectro de la fuerza de entrada al sistema. Para medir la respuesta en frecuencia de un sistema mecánico, hay que medir los espectros de la fuerza de entrada al sistema y de la respuesta de vibración.

La estimación de la función de respuesta en frecuencia depende de la transformación de datos desde el tiempo al dominio de frecuencia. La transformada de Fourier sirve para este cálculo. Desafortunadamente, la definición de la integral de la transformada de Fourier requiere una recolección de datos en el tiempo que va desde el infinito negativo hasta el infinito positivo. Como esto no es posible experimentalmente, la computación es realizada digitalmente usando un algoritmo de transformación rápida de Fourier, que se basa en un historial de tiempo limitado (la transformada rápida de Fourier). De esta forma las ventajas teóricas de la transformada de Fourier pueden ser implementadas en un esquema digital computacional [18].

2.2 Análisis modal

El análisis modal es el proceso de determinación de los parámetros dinámicos inherentes de un sistema en forma de frecuencias naturales, factores de amortiguamiento y las formas de modos, y se formula un modelo matemático para este comportamiento dinámico. El modelo matemático es referido al modelo modal del sistema y de la información de las características que nosotros sabemos es la información modal.

La dinámica de la estructura es físicamente descompuesta por frecuencia y posición. Esto se hace claramente evidente por la solución analítica de las ecuaciones diferenciales parciales de un sistema continuo de vigas. El análisis modal se basa en el hecho de las respuestas de vibración de un sistema dinámico lineal que no varía con el tiempo, esto se puede expresar como la combinación lineal de movimientos simples armónicos, los cuales son llamados modos naturales de la vibración. Este concepto es semejante a la combinación de Fourier de las ondas de senos y cosenos para representar una complicada forma de onda. Los modos naturales de la vibración son inherentes a un sistema dinámico y completamente determinados por las propiedades físicas (masa, rigidez, amortiguamiento) y por la distribución espacial. Cada modelo es descrito en términos de cada parámetro modal: frecuencia natural, el factor de amortiguamiento modal y la trayectoria de desplazamiento llamado forma modal. Cada una corresponde a una frecuencia natural. El grado de participación de cada modo natural de vibración es determinado por las propiedades de excitación (fuente) y por los modos de forma del sistema.

El análisis modal se basa en técnicas tanto experimentales como teóricas. El análisis modal teórico recae en el modelo físico del sistema dinámico abarcando las propiedades como masa, rigidez y amortiguamiento. Estas propiedades se obtienen de las ecuaciones diferenciales parciales. Un modelo físico real comprendería las propiedades de masa, rigidez y amorti-

guamiento de forma de la distribución espacial, esto es llamado matriz de masa, rigidez y amortiguamiento. Esta matriz es incorporada por una ecuación diferencial de segundo orden. El principio de superposición en un sistema lineal dinámico nos permite transformar el problema en un sistema lineal más fácil de comprender. Esta solución es dada por los datos modales del sistema. Los nuevos software de análisis de elementos finitos aumenta la discretización de la mayoría de las estructuras dinámicas lineales y el fortalecimiento de sus capacidades y el avance del análisis modal teórico. Por otro lado una rápida evolución en las décadas pasadas sobre la información adquirida y capacidad de procesamiento ha arrojado grandes avances en el área del análisis experimental [18].

2.3 Análisis modal experimental

El análisis modal experimental es el proceso para determinar los parámetros modales como las frecuencias, amortiguación y modos de vibrar de un sistema lineal e invariante en el tiempo a través de una aproximación experimental. Los parámetros modales pueden ser determinados a través de análisis numérico, como el método de elementos finitos y una de las razones comunes para el análisis modal experimental es la verificación u/o corrección de los resultados numéricos. A menudo, sin embargo, un modelo analítico no existe y los parámetros modales determinados experimentalmente sirven de modelo (base) para futuras evaluaciones como por ejemplo modificaciones estructurales. Generalmente, un análisis modal experimental es usado para explicar un problema o comportamiento dinámico, que no es obvio o intuitivo, modelos analíticos o experiencias previas similares. Es importante recordar que la mayoría de los problemas de vibración son funciones de ambos, las funciones de fuerza (o condiciones iniciales) y las características del sistema descritas por los parámetros modales [18].

2.3.1 Generalidades del análisis modal experimental

El proceso de determinar los parámetros modales desde datos experimentales implica varias fases. Mientras estas fases pueden ser, en casos simples, muy abreviadas, el análisis modal experimental depende del entendimiento de la base de cada fase. Como en la mayoría de las situaciones experimentales, el éxito del proceso de análisis modal experimental consiste en tener metas muy específicas para el momento de la prueba. Tales metas específicas afectan cada fase del proceso en términos de reducir los errores asociados con esa fase. Mientras hay varias formas de descomponer el proceso, una posible delineación de estas fases sería la siguiente [19]:

- Métodos de análisis modal experimental.
- Adquisición de datos modales.
- Validación de los datos modales.

2.3.2 Métodos de análisis modal experimental

Consiste en la relación teórica entre las cantidades medidas y la teoría clásica de vibración usualmente representada como las ecuaciones diferenciales matriciales. Todos los métodos modernos siguen el rastro de las ecuaciones diferenciales matriciales pero producen una forma matemática final en términos de datos medidos. Esta información medida puede ser información de entrada de datos brutos y de salida en los dominios del tiempo o de frecuencia o una cierta forma de información procesada como la respuesta de impulso o las Funciones de la Respuesta en Frecuencia (FRF) [19].

2.3.3 Adquisición de datos modales

Involucra los aspectos prácticos de la adquisición de información que es requerido como la entrada de datos para la fase de estimación de parámetros modales.

Esta relacionada con el problema práctico de estimar los parámetros modales, basado en una elección de modelo matemático, y justificado por el método modal experimental de análisis, de los datos medidos [19].

2.3.4 Validación de datos modales

Es el proceso de suministrar una interpretación o vista física de los parámetros modales. Por ejemplo, ésta simplemente puede ser la tabulación numérica de la frecuencia, amortiguamiento, y los vectores modales junto con la geometría asociada de los grados de libertad medidos. Más a menudo, la presentación modal de datos involucra la esquematización y la animación de tal información [19].

2.4 Mecánica de fractura

La razón definitiva por la que una pieza o estructura falla no es por la superación de un límite elástico en un punto o región, sino por la aparición y propagación de grietas que, en última instancia, llevan a la fragmentación de ésta y a la pérdida completa de su capacidad resistente. El estudio de la propagación de grietas es complejo, pero necesario para identificar de forma definitiva la capacidad mecánica de un cuerpo. A diferencia del estudio de la elasticidad, la predicción de la aparición de grietas y el cálculo explícito de su crecimiento no se comprende del todo y sigue siendo tema de investigación [20].

Se puede definir a la fractura como la culminación del proceso de deformación plástica. En general, se manifiesta como la separación o fragmentación de un cuerpo sólido en dos o más partes bajo la acción de un cierto estado de cargas [21].

2.4.1 Modos de fractura

Dadas dos superficies correspondientes a la fractura de un cuerpo deformable, ésta se puede propagar desplazando una superficie relativamente a la otra. Este desplazamiento relativo puede descomponerse en tres direcciones: la dirección del fondo de grieta, la dirección normal a las superficies de la grieta y la tercera dirección ortonormal [20].

Dando como resultado las tres condiciones de fractura, las cuales se designan como modo I, II y III, como se muestra en la Figura.2.4; son las posibles formas de separar o partir en dos una placa transversalmente agrietada en su borde, donde los modos II y III son fundamentalmente de ruptura por cortante pero en el modo II los esfuerzos y la deformación permanecen en el plano de la pieza, mientras III corresponde a un efecto fuera del plano.

Se observa que los modos de fractura son la representación de esquemas de cargas que no pueden transmitirse a través del plano de la grieta, lo que ocasiona una concentración de esfuerzos en su punta [22].

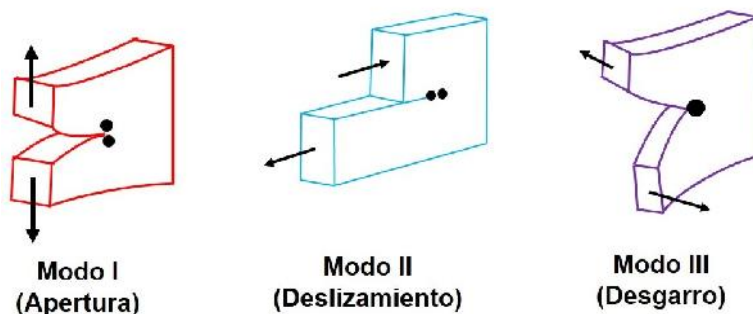


Figura 2.4. Modos de fractura.
Fuente: [22]

2.4.2 Tenacidad a la fractura

Análogamente, puesto que las tensiones en el entorno del fondo de la grieta quedan definidas en términos del factor de intensidad de tensiones, debe existir un valor crítico de este parámetro, el cual puede utilizarse para especificar las condiciones de fractura frágil; este valor crítico se denomina tenacidad a la fractura, K_c . En general, puede ser expresado como se muestra en la ecuación (2.6):

$$K_c = Y\sigma\sqrt{\pi a}, \quad (2.6)$$

donde Y es un parámetro sin dimensiones que depende de la geometría de la pieza y de la grieta, σ es la tensión aplicada y a es la mitad de la longitud de una grieta interna. Por ejemplo, para placa plana de anchura infinita $Y=1,0$; ó bien, para una placa plana de anchura semiinfinita que contiene una grieta en el borde de longitud a , $Y=1,1$ ver Figura 2.5.

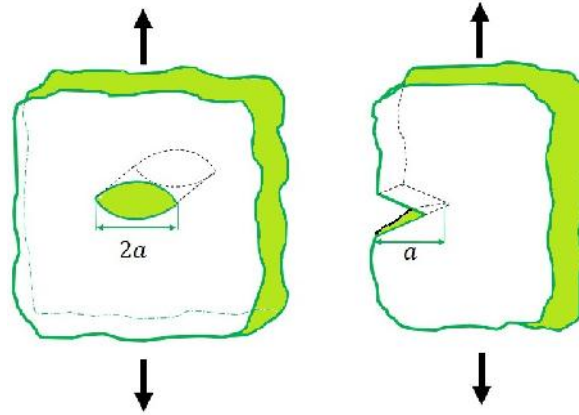


Figura 2.5. Tipos de grietas según la geometría del problema.

Fuente: [23]

Por definición, la tenacidad a la fractura es una propiedad que es una medida de la resistencia del material a la fractura frágil cuando una grieta está presente [23].

2.4.3 Tipos de fractura

Una fractura se puede definir como la separación de un sólido que es sometido a un esfuerzo en dos o más partes. En general, las fracturas que sufren los materiales se pueden clasificar en tres tipos [24]:

- Fractura dúctil.
- Fractura frágil.
- Fractura por fatiga.

A continuación se describen cada una de ellas.

■ Fractura dúctil

Ocurre después de que un material es sometido a una deformación plástica excesiva, esto quiere decir que este tipo de fractura aparece en aquellos materiales que tienen una zona de deformación plástica considerable. Este tipo de fractura se puede reconocer por las siguientes características:

- Formación de cuello de botella en el área fracturada.
- Deformación plástica permanente.
- Elongación del material.
- Reducción del área transversal.

Otra consideración importante es que la carga máxima y la carga de fractura no es la misma, esto se debe a que el material se deforma plásticamente alcanza su carga máxima y después empieza a ceder hasta el punto de fracturarse. Se ha comprobado que una de las principales causas que ocasionan que se origine este tipo de fractura son las impurezas del material y las inclusiones que este pueda tener (carburos, óxidos, etc.) [24].

■ Fractura frágil

Es aquella que ocurre antes o durante el momento en el que se presenta una deformación plástica. Este tipo de fractura se presenta principalmente en aquellos materiales no cristalinos, en presencia de temperaturas muy bajas (cuando las temperaturas son muy bajas no existe ningún movimiento atómico, esto evita que se presente una deformación plástica) y en la aplicación de esfuerzos muy elevados.

La forma en la que se presenta una fractura frágil se puede definir en dos pasos:

- Inicio de la fractura a nivel intragranular.
- Propagación de la fractura.

Para iniciar una fractura a nivel intragranular, es necesario desarrollar un esfuerzo normal en un área determinada de un par de planos cristalinos, este esfuerzo debe ser mayor a la resistencia de adhesión de los planos.

Diferentes teorías muestran que el esfuerzo que se requiere es mayor a 10^6 psi en el caso de que no se presenta ninguna concentración de esfuerzos en el material. En algunos casos este esfuerzo se puede generar mediante la presencia de una deformación plástica [24].

Existen dos condiciones para que el esfuerzo intragranular aparezca por medio de una deformación plástica:

- Las dislocaciones provocadas por la deformación deben de interactuar entre sí para generar largas concentraciones de esfuerzos.
- El material no debe de aumentar su resistencia a los esfuerzos a causa de la deformación.

La propagación de la fractura en el material depende principalmente de las características plásticas del material [24].

■ Fractura por fatiga

Se produce al someter estructuras y elementos de máquinas a esfuerzos dinámicos y fluctuantes. La cual se puede producir bajo estas circunstancias a niveles bajos de esfuerzo. Debido a que la fractura se produce generalmente después de un período de esfuerzos repetitivos o

cíclicos, se determina que la falla se produjo por fatiga. Este tipo de fractura es catastrófica y ocurre rápidamente sin aviso.

La fractura por fatiga se presenta en dos etapas la iniciación y la propagación de fisuras, cuya superficie es perpendicular a la dirección de los esfuerzos de tracción aplicados.

Las curvas de Whoeler (S – N) representan una de las principales características de la fatiga, las cuales relacionan la amplitud de los esfuerzos cíclicos y el número de ciclos para su rotura [24].

2.5 Aplicación de mecánica de fractura a fatiga de materiales

2.5.1 Proceso general de fatiga

En un proceso general de fatiga pueden diferenciarse tres etapas que se presentan de forma sucesiva hasta la rotura del componente. Estas etapas son:

- Periodo de nucleación e iniciación de la grieta en zonas en las que las concentraciones de tensión provocan deformaciones plásticas cíclicas, N_i (medido en número de ciclos). Se trata, por tanto, de una acumulación de daño plástico sobre ciertos accidentes microestructurales, defecto de superficie o de volumen de la masa metálica, que origina la aparición de una grieta o fisura de frente o borde de propagación afilado.
- Propagación inicial de la grieta a través de la zona plástica en que se originó, $(N_p)_p$.
- Propagación de la grieta en la pieza, fuera de la zona de influencia de la concentración de tensiones originaria, en régimen macroscópicamente elástico, $(N_p)_e$, hasta el fallo final.

En la ecuación (2.7) esta definida la vida total de una pieza sometida a fatiga::

$$N_f = N_i + (N_p)_p + (N_p)_e. \quad (2.7)$$

La importancia relativa a cada una de ellas en la vida de una pieza puede ser muy variable dependiendo de muchos factores. Así, en el campo experimental tradicional de la fatiga, iniciado por Wöhler a finales del siglo XIX, en el campo de la fatiga de baja amplitud o fatiga de alto número de ciclos, como se puede apreciar en la ecuación (2.8) se establece mediante la siguiente expresión de forma general que:

$$\Delta\varepsilon_p < \Delta\varepsilon_e; N_f > 10^5. \quad (2.8)$$

Donde:

- $\Delta\varepsilon_p$ es la variación en el módulo de elasticidad en la etapa plástica.
- $\Delta\varepsilon_e$ es la variación en el módulo de elasticidad en la etapa elástica.

En este caso la vida de la pieza está ocupada principalmente por el periodo de iniciación de la grieta, que constituye el 90 % o más de la vida total de forma que: $N_f \approx N_i$. Por otra parte, en el campo más reciente de la fatiga de gran amplitud o fatiga de bajo número de ciclos, la expresión anterior puede simplificarse para que quede expresada de tal manera:

$$\Delta\varepsilon_p > \Delta\varepsilon_e; N_f < 10^5.$$

En este caso la vida de la pieza está ocupada preferentemente por la etapa de propagación de la grieta en régimen plástico, siendo irrelevante en esas condiciones la etapa de nucleación: $N_f = (N_p)_p$ [25].

2.5.2 Propagación de grietas por fatiga en régimen elástico – Ley de Paris

Hasta los años 60 se realizaron numerosos intentos de caracterizar la propagación de grietas en función del rango de tensiones aplicado, $\Delta\sigma$, y de la longitud de grieta, a , con expresiones del tipo:

$$\frac{da}{dN} \propto \Delta\sigma^p a^q,$$

siendo p y q constantes experimentales. Con el desarrollo de la mecánica de fractura aparecieron métodos más apropiados [25].

En [25] se menciona que Paul C. Paris y colaboradores sugirieron que para una variación cíclica de tensiones, la variación del factor de intensidad de tensiones caracteriza el crecimiento de grietas. Esta variación se expresa en la ecuación (2.9):

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m, \quad (2.9)$$

donde $\frac{da}{dN}$ es el incremento de longitud de la grieta por cada ciclo de fatiga, ΔK el intervalo cíclico del factor de intensidad de tensiones, definido anteriormente; C y m son constantes que dependen del material y se determinan experimentalmente. El exponente m está situado entre dos y cuatro para aleaciones dúctiles. Estas constantes dependen de valores propios del material como lo es la microestructura y de condiciones ambientales como el propio ambiente y su temperatura, sin embargo C puede depender de la relación de cargas R , la cual esta definida por la ecuación (2.10):

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{K_{min}}{K_{max}}. \quad (2.10)$$

La ecuación de Paris, suele representarse en coordenadas doblemente logarítmicas, dando lugar a una recta de pendiente m como se presenta a continuación en la ecuación (2.11) [25]:

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m \Rightarrow \log \frac{da}{dN} = \log C + m \log \Delta K. \quad (2.11)$$

2.6 Estudio del comportamiento de fatiga

2.6.1 Tensiones cíclicas

Las tensiones aplicadas pueden ser de naturaleza: axial (tracción-compresión), flexionales (flexión) o torsionales. En general son posibles tres modos diferentes de fluctuaciones tensión-tiempo, representados esquemáticamente en la Figura 2.6. En ella se muestra el caso en que la amplitud es oscilante en torno a un nivel de tensiones promedio 0, por ej., alternando desde una tensión máxima de tracción (σ_{max}) a una tensión de compresión (σ_{min}) de igual magnitud; esto se conoce como ciclo de reversión completo. Otro tipo llamado ciclo de tensiones repetitivas se ilustra en la Figura 2.7. El máximo y el mínimo no son equidistantes al nivel de tensiones 0. Finalmente en el caso de ciclos de tensiones al azar el nivel de tensiones puede variar al azar en amplitud y frecuencia como se ejemplifica en la Figura 2.8.

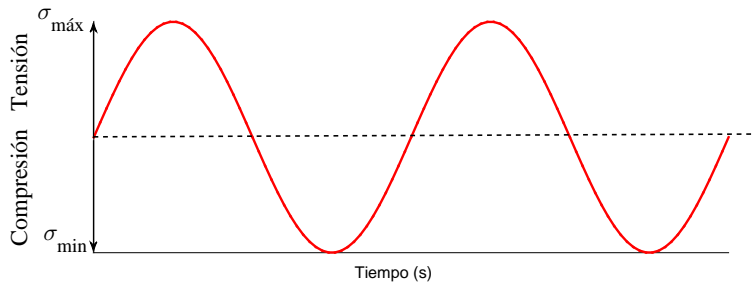


Figura 2.6. Ciclos de tensiones de reversión completo.

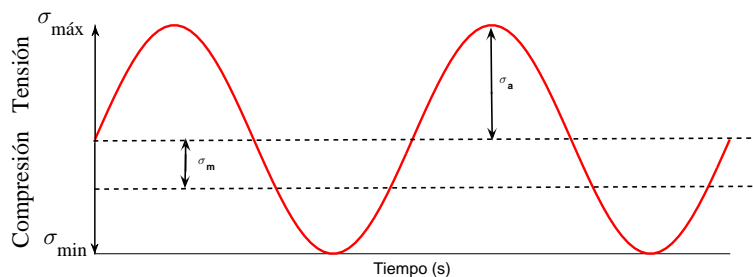


Figura 2.7. Ciclos de tensiones repetitivas.

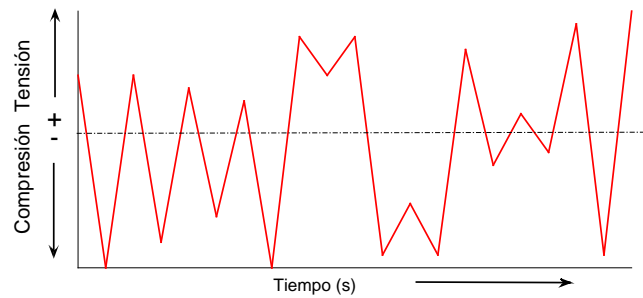


Figura 2.8. Ciclos de tensiones al azar.

Los parámetros utilizados normalmente para definir o identificar al ciclo son:

- Tensión media (σ_m): está definida como el promedio de las tensiones máximas y mínimas en el ciclo y dadas por la ecuación (2.12):

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}. \quad (2.12)$$

- El rango de tensiones (R): es la diferencia entre σ_{max} y σ_{min} dado por la ecuación (2.13):

$$R = \sigma_{max} - \sigma_{min}. \quad (2.13)$$

- Amplitud de tensión o tensión alterna (σ_a): es la mitad de este rango de tensiones y dado por la ecuación (2.14):

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}. \quad (2.14)$$

- Coeficiente de ciclo o razón de tensiones es la relación entre amplitud de las tensiones mínima y máxima, dada por la ecuación (2.15) [26]:

$$IR = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}. \quad (2.15)$$

2.6.2 La curva S-N

Las propiedades de fatiga de los materiales pueden ser determinadas a partir de ensayos de simulación en el laboratorio. El equipo de ensayo debería ser diseñado para duplicar tanto como sea posible las condiciones del servicio, el nivel de tensiones, frecuencia de tiempo, patrón de tensiones, etc. Las series de ensayos se comienzan sometiendo la probeta a ensayar a tensiones cíclicas con una amplitud de las tensiones máximas (S) relativamente altas, usualmente en el orden de dos tercios de la tensión de tracción estática, contándose el número de

ciclos a la rotura (N). Este procedimiento se repite en otras probetas disminuyendo progresivamente la amplitud de las tensiones máximas. Se grafican los datos como tensión versus el logaritmo del número de ciclos a la rotura para cada una de las probetas [27].

Habitualmente los resultados de los ensayos de fatiga se suelen representar en un diagrama S-N (Tensión - número de ciclos), tal como se puede representar en la Figura 2.9.

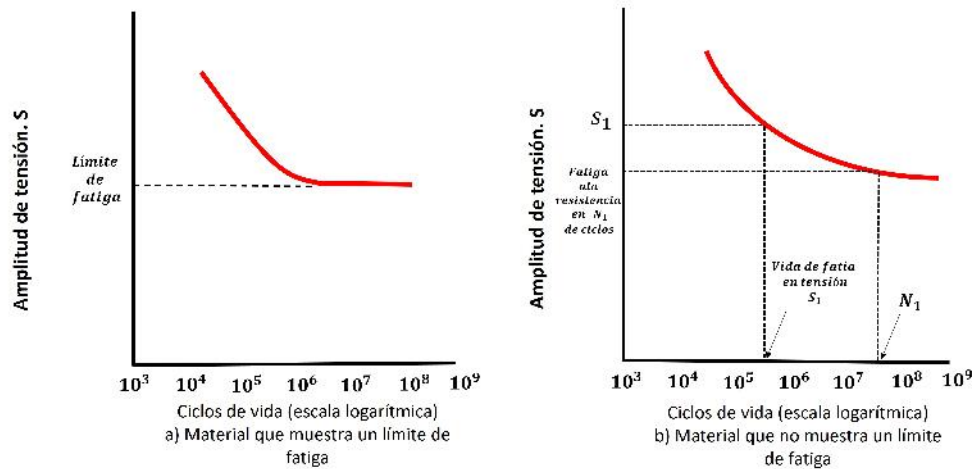


Figura 2.9. Tipos de curvas S-N.

Fuente: [27]

2.6.3 Falla por fatiga

Este fenómeno por el cual los materiales pierden resistencia cuando están sometidos a ciclos de esfuerzos variables en el tiempo, se denomina, "fatiga". Ésta ocurre porque hay deformaciones plásticas cíclicas que provocan cambios irreversibles en la dislocación de la microestructura de los materiales.

La historia de una grieta que se desarrolla en un componente sometido a fatiga tiene típicamente tres etapas: una de iniciación, una de propagación estable y finalmente una propagación acelerada que conduce a la falla del componente [27].

- Etapa I, corresponde a una fase donde se producen los primeros cambios microestructurales, con aumento de la densidad de dislocaciones y formación de microfisuras y posterior localización de las zonas con daño irreversible.
- Etapa II, en esta se inician las macrogrietas y la formación de fisuras con tamaños similares al tamaño de grano del material, con tendencia a la propagación total de las grietas.

- Etapa III, se produce un proceso de propagación inestable, provocando la fractura o fallo total de la pieza.

La magnitud de la concentración de deformación plástica en el extremo de la grieta controla el radio de crecimiento de la misma. La duración de cada una de las etapas descritas anteriormente puede variar considerablemente en función del tipo de material, carga aplicada, geometría, temperatura e irregularidades. A menudo resulta difícil distinguir estas etapas antes mencionadas [27].

2.7 Estudio de la teoría de degradación

2.7.1 Modelos de fatiga macromecánicos

En la actualidad los modelos fenomenológicos macromecánicos son, por mucho, los más utilizados a pesar de requerir un volumen importante de datos experimentales; esta preponderancia es debida a la complejidad de los modelos mecanicistas. Estos últimos requieren un profundo conocimiento de la interacción de los mecanismos del daño que progresa durante la vida a fatiga del material y de su dependencia con el nivel de carga y las demás condiciones de servicio, conocimiento que hoy aún no se tiene de forma generalizada [28].

- **Teorías de fatiga fundamentalmente empíricas**

Las teorías de fatiga empíricas son usadas para caracterizar la fatiga a partir de las curvas de comportamiento del material en el plano S-N y generalizar su aplicación a estados de carga más complejos. La selección de una teoría empírica particular depende de la naturaleza de los datos de la curva S-N y de la experiencia del usuario. Como ya se ha comentado estos modelos parten, en general, de la determinación experimental de curvas S-N uniaxiales. A partir de los resultados obtenidos en estos experimentos con cargas de amplitud constante es posible trazar las curvas S-N de los valores medios de vida de material para cada nivel de carga. Para la regresión de los valores medios existen diferentes expresiones características: lineales en el plano logarítmico ($\log S$ - $\log N$), lineales en el plano semilogarítmico (S - $\log N$), bilineales en el plano semilogarítmico, funciones de regresión exponenciales, etc [28].

- **Teorías de fatiga de degradación de la resistencia residual**

Dado que la degradación progresiva que aparece en una pieza sometida a fatiga afecta a sus propiedades mecánicas desde un punto de vista estructural, es importante conocer la evolución de la rigidez y de la resistencia residual a lo largo de la vida de la pieza. Esta información no queda reflejada en las curvas de vida S-N. Cada carga cíclica genera para cada material una distinta evolución de estas dos características. Su evolución a lo largo de la aplicación de carga es siempre decreciente. Sólo se puede observar un incremento en circunstancias muy determinadas. Por ejemplo, con la reorientación que pueden sufrir fibras a 0° (en la misma

dirección de la carga) mal alineadas sometidas a tracción en matrices de comportamiento visco-elástico .

Los métodos de predicción de vida más aceptados para los polímeros reforzados con fibras son los basados en el uso de la resistencia residual como la métrica de degradación. La resistencia residual (S_R) indica la capacidad de absorber cargas estáticas que tiene el material en un determinado estado de degradación. En cuanto a su evolución en función del número de ciclos es generalmente decreciente y continua. En tensiones de amplitud constante presenta valores superiores a la curva S-N y se cruza con ella en el número de ciclos esperados de vida del material (N_F) ver Figura 2.10 [28].

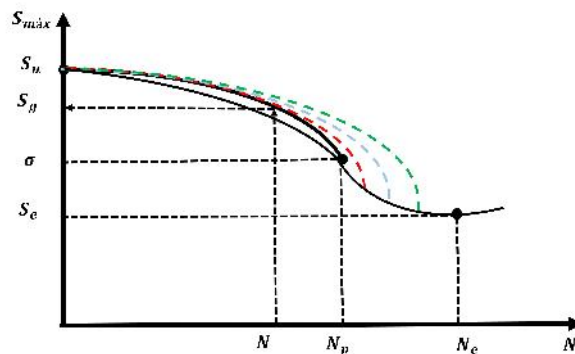


Figura 2.10. Funciones S_R para tensiones de características estacionarias σ .

Fuente: [28]

■ Teorías de fatiga basadas en la degradación de la rigidez

Las teorías de degradación a fatiga basadas en el seguimiento de la evolución de la resistencia residual tienen dos debilidades. La primera es que para la obtención de la resistencia se necesita un ensayo destructivo, lo que obliga a realizar una gran cantidad de experimentos para obtener su evolución. La segunda problemática es que la resistencia residual cambia muy lentamente hasta que el laminado se encuentra cerca del punto de rotura, donde su variación se acelera rápidamente (este fenómeno se le denomina muerte súbita del material), lo que hace difícil observar la degradación a fatiga para ciertas configuraciones de material a partir de esta métrica.

Se han desarrollado diversas pruebas para superar las carencias de las teorías basadas en la degradación de la resistencia residual. Estas pruebas necesitan de una formulación basada en una métrica de daño a fatiga alternativa que, por una parte se pueda obtener a través de medidas obtenidas de ensayos no destructivos (NDE) y que, por otra parte, presente grandes variaciones en su valor a lo largo de la vida a fatiga.

Una de las métricas de daño más estudiadas es la rigidez. Tal y como se observa en la Figura 2.11, la rigidez decrece monótonicamente en carga cíclica siendo una medida directa de la degradación del laminado [28].

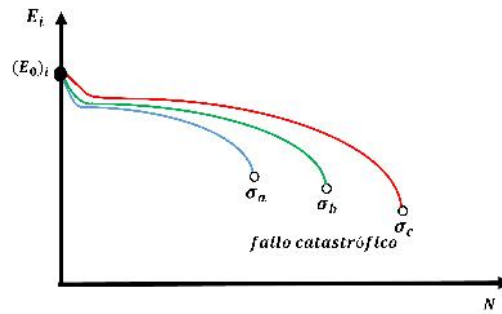


Figura 2.11. Evolución de la rigidez desde su valor inicial (E_0) hasta la rotura catastrófica del laminado para distintos niveles de tensión cíclica ($\sigma_A > \sigma_B > \sigma_C$).

Fuente: [28]

2.8 Estudio de materiales compuestos

2.8.1 Introducción

Es conocido que prácticamente todos los materiales sufren degradación de sus propiedades mecánicas a lo largo del tiempo por la aplicación de cargas cíclicas, o simplemente como consecuencia de su exposición a condiciones ambientales. La mayoría de elementos de materiales compuestos también son sensibles a la fatiga por cargas cíclicas lo que puede conducir al fallo del elemento estructural [29].

Micro estructuralmente

Un material compuesto puede definirse como aquel que tiene dos o más constituyentes diferentes (estructuras moleculares o fases). Por ello, muchos de los materiales considerados homogéneos son considerados como compuesto [30].

Macro estructuralmente

Un material compuesto se define como un material constituido por la combinación de diferentes materiales, difiriendo en su composición o forma con el objetivo de obtener propiedades y características específicas [30].

En ingeniería

Se entiende por material compuesto aquel sistema integrado por una mezcla o combinación de dos o más micro o macro constituyentes, que difieren en forma y composición química y que son insolubles entre sí. El rasgo más característico de este tipo de materiales es que las propiedades del conjunto son mejores que las propiedades de sus constituyentes actuando por separado [30].

2.8.2 Propiedades

Las propiedades de un material compuesto dependen de las propiedades de los constituyentes, de la geometría y de la distribución de las fases. Uno de los parámetros más importantes es la fracción de volumen o la concentración del refuerzo. La distribución del refuerzo es una medida de homogeneidad, mientras que su orientación afecta a la anisotropía del sistema. Los materiales compuestos son materiales muy anisótropos, frágiles y sensibles a golpes.

Las ventajas de este tipo de materiales son:

- Alta relación resistencia-peso.
- Elevada rigidez.
- Alta resistencia a fatiga.
- Alta flexibilidad.
- Mejoran las superficies aerodinámicas.
- Posibilidad de construir formas más o menos complejas.
- Excelentes propiedades mecánicas.

Naturalmente, en un material compuesto no pueden ser mejoradas todas estas propiedades, sino que algunas son mejoradas en detrimento de las restantes [31].

2.8.3 Fatiga de compuestos

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

El comportamiento a fatiga de cualquier material, y también de un polímero reforzado, no sólo depende del nivel máximo de tensión a que está sometido sino también al tipo de tensión cíclica que recibe. De todos los parámetros que definen la evolución temporal de la tensión cíclica se admite comúnmente que los valores de tensión máxima y mínima (σ_{max} y σ_{min}) y su cociente (denominado índice de reversión $R = \sigma_{min}/\sigma_{max}$) son los valores imprescindibles para su caracterización y, en cambio, otros como la frecuencia o la forma de la evolución temporal del ciclo de tensión puede considerarse que tienen una influencia más bien escasa. Otros parámetros que permiten identificar correctamente la tensión cíclica son la tensión media ($\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$) y la tensión alterna ($\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$). En la Figura 2.12 podemos observar los parámetros definidos para identificar una tensión cíclica [29].

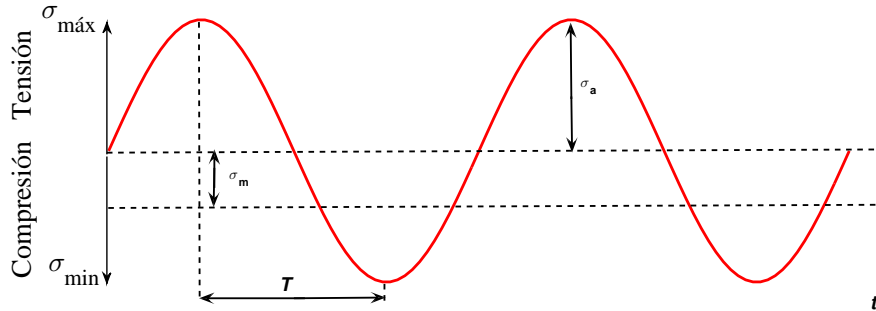


Figura 2.12. Parámetros para definir una carga cíclica.

2.9 Técnica de estudio

2.9.1 Basada en acelerómetros

Los sensores utilizados para medir la aceleración se denominan acelerómetros. Un acelerómetro como se intuye por su nombre es un instrumento para medir la aceleración de un objeto al que va unido, lo hace midiendo respecto de una masa inercial interna.

Los acelerómetros son sensores inerciales que miden la segunda derivada de la posición con respecto al tiempo. Un acelerómetro mide la fuerza de inercia generada cuando una masa es afectada por un cambio de velocidad.

Hay dos parámetros principales a la hora de escoger el medidor adecuado, los rangos de funcionamiento de temperatura y frecuencia [32].

- Teoría de aceleración

La aceleración se define como la razón entre el cambio de velocidad y el intervalo en el cual ésta ocurre. Es decir mide que tan rápidos son los cambios de velocidad de un objeto. La aceleración es una cantidad vectorial, es decir, tiene una magnitud, la cual define el tamaño de la aceleración y una dirección que define hacia donde apunta dicha aceleración.

Es por eso que se puede decir que:

- Una aceleración grande significa que la velocidad cambia rápidamente.
- Una aceleración pequeña significa que la velocidad cambia lentamente.
- Una aceleración cero significa que la velocidad no cambia (i.e., es constante).

Por convención se ha determinado que si un móvil está disminuyendo su rapidez, entonces su aceleración va en el sentido contrario al movimiento. En cambio si este aumenta su rapidez, la aceleración tiene el mismo sentido que el propio objeto. Las técnicas convencionales para

Marco teórico

detectar y medir aceleraciones se basan en el principio descubierto por Isaac Newton y que se encuentran descritos en su Principio de Newton (1687). Este principio es también conocido como La segunda ley de Newton la cual nos dice: “que la fuerza neta aplicada sobre un cuerpo es proporcional a la aceleración que adquiere dicho cuerpo”. Una forma más rigurosa y clara sería su expresión matemática, la cual relaciona tres magnitudes como son fuerza, masa y aceleración (esta última será fundamental y a partir de ella se realizará todo este estudio) [33]:

$$F(t) = m a(t). \quad (2.16)$$

Análisis modal experimental a palas de aerogeneradores de material compuesto

3.1 Introducción

En este capítulo se presenta el análisis modal realizado en un banco de pruebas experimentales para palas de aerogeneradores de baja potencia ante cargas dependientes del tiempo. La pala bajo estudio es de un aerogenerador de 1.5 kW de potencia nominal, diseñado por profesores-investigadores de la división de estudios de posgrado de la UNISTMO, el perfil aerodinámico utilizado es el FX 63137 y manufacturada de fibra de vidrio con resina epoxica.

El objetivo principal de la técnica de estudio, es la caracterización de los modos de vibración a flexión del elemento estructural antes mencionado. Para esto, se opta por una configuración tipo viga en cantilever, donde se estudia el comportamiento de una respuesta libre y a su vez también se excita el sistema en respuesta forzada la cual es proporcionada por un martillo de impacto, donde las vibraciones forzadas resultantes son medidas por un acelerómetro de baja frecuencia colocado a un 75 % de la longitud de la pala. La respuesta temporal del sistema es procesada al dominio de la frecuencia para después utilizar técnicas de análisis modal experimental y obtener así los valores de los parámetros dinámicos más importantes de diseño como son: frecuencia natural y razón de amortiguamiento.

3.2 Descripción y características de los equipos y sensores utilizados

- Tarjeta de adquisición de señales

La tarjeta NI 9234 de la National Instruments como se muestra en la Figura 3.1 es un módulo de cuatro canales de la serie C de adquisición de señales dinámicas para realizar

■ Acelerómetros

Se utilizarán acelerómetros que serán ubicados de distinta posición en la longitud de la estructura, estos acelerómetros medirán la respuesta del sistema cuando sea excitada por el impacto del martillo.

Esta serie de acelerómetros de eje único en miniatura y peso liviano se aplican con frecuencia para realizar análisis modal de canales múltiples en componentes pequeños. La señal enviada desde el sensor es procesada y mostrada en unidades de gravedad (g) igual a $9,8 \text{ m/s}^2$, la sensibilidad para este instrumento es de 1067 mV/g con una frecuencia de respuesta de 17.0 (kHz) ver Figura 3.3.

La instalación de este instrumento es por medio de un cable coaxial directamente conectado a la tarjeta de adquisición, además está provisto de un cabezal magnético para su montaje que hace que su aplicación sea mucho más fácil.



Figura 3.3. Acelerómetro tipo 8440A5.

3.3 Respuesta libre

Al excitar en forma arbitraria a una estructura elástica, esta adquiere un estado vibratorio que resulta de la composición de un conjunto de movimientos independientes bien definidos, conocidos como modos de vibración. Un modo de vibración es una propiedad global de la estructura y esta caracterizado por una frecuencia natural, un factor de amortiguamiento y una forma modal, los cuales describen en forma completa, la dinámica de la estructura.

En la Figura 3.4 se muestra un sistema ideal de estudio para la caracterización dinámica de una pala y el senso de un comportamiento de una respuesta libre, la prueba realizada en el taller de metal mecánica del Instituto Tecnológico de la Laguna se puede observar en la Figura 3.5 en ella se desarrolló una configuración de un entorno de trabajo utilizando un acelerómetro de la marca Kistler tipo 8640A5 con sensibilidad de 1067 mV/g , el equipo de medición se ubicó en la punta del sistema debido a que se busca observar el comportamiento a una deformación de 8 cm de condición inicial.

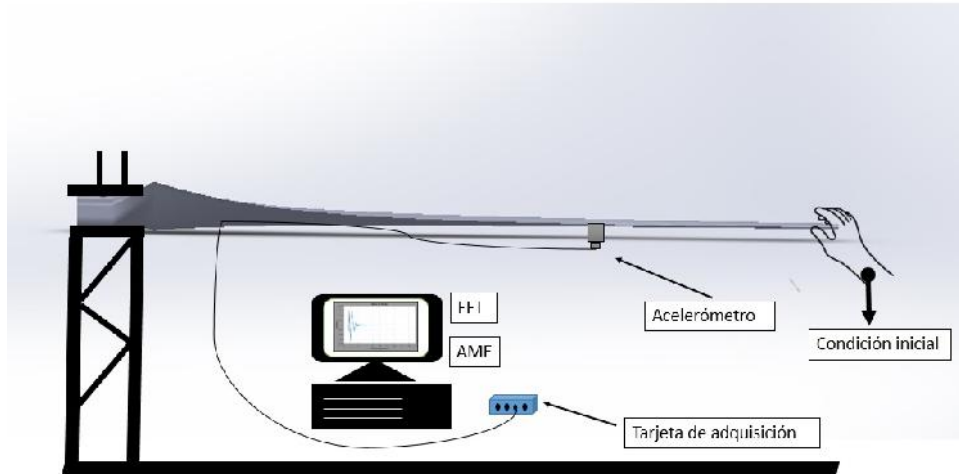


Figura 3.4. Técnica para estudio de una respuesta libre.



Figura 3.5. Prueba de análisis modal en condición de respuesta libre.

Para la adquisición de la señal del acelerómetro se elaboró un programa en el software LabVIEW con el módulo Sound and Vibration como se puede ver en la Figura 3.6, es configurado para que realice la doble integración de la señal adquirida con el fin de apreciar el desplazamiento que sufre la pala a estudiar.

En la Figura 3.7 se observa el entorno de la interfaz de configuración del bloque DAQ Assistant el cual permite configurar los parámetros técnicos del sensor y la cantidad de muestras que se requieren medir para obtener la señal. Para el análisis experimental desarrollado se configuró de manera que sensara 2000 muestras por segundo y que el tiempo de experimentación sea de 10 segundos.

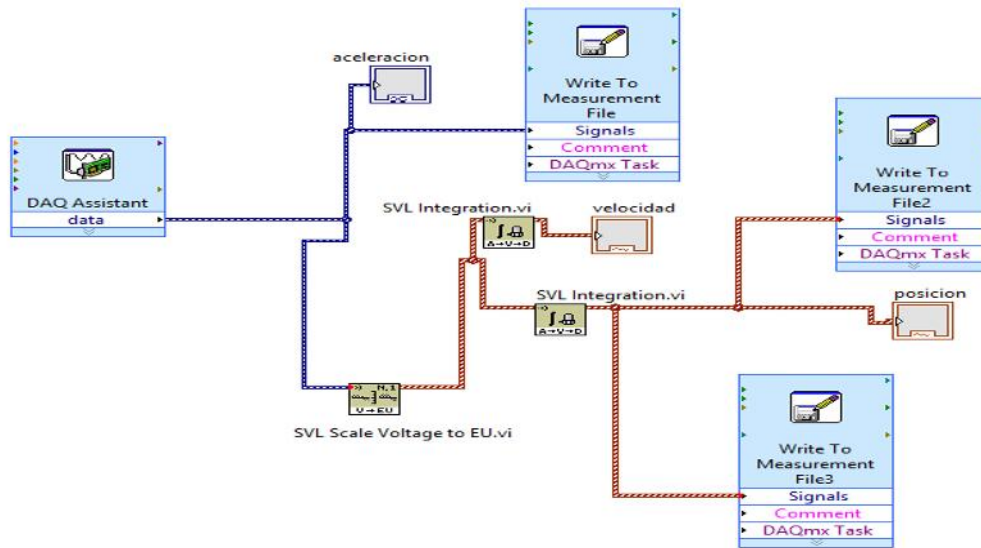


Figura 3.6. Diagrama de bloques utilizado en la interfaz del modulo sound and vibration.

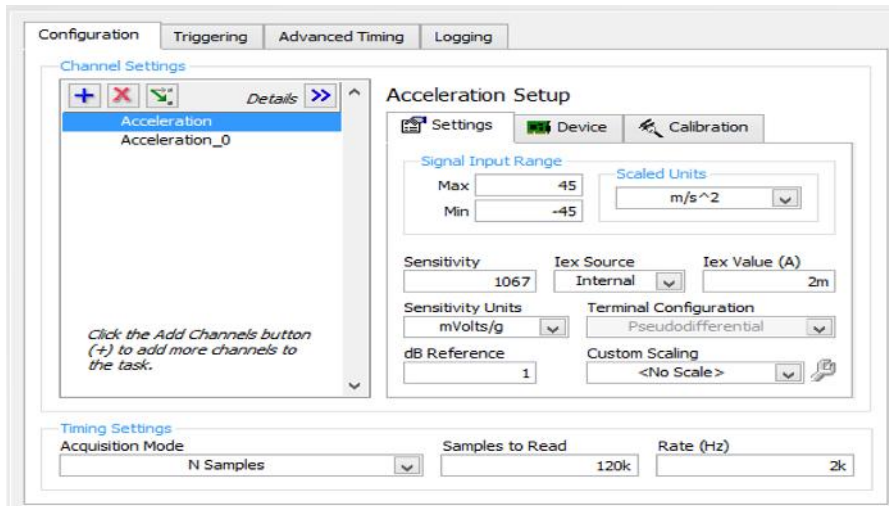


Figura 3.7. Interfaz de la DAQ Assistant.

En la Figura 3.8 se muestra la señal de la doble integración sensada por el acelerómetro en parámetros de amplitud en el dominio del tiempo, dicho comportamiento permite medir la magnitud del desplazamiento de la respuesta de la pala presentada en el desarrollo de la experimentación.

Utilizando el algoritmo de análisis modal experimental que se desarrolló en el trabajo de tesis titulada “Evaluación experimental de técnicas de identificación de parámetros modales en sistemas mecánicos” [34], se aplicó el método de la transformada rápida de Fourier (FFT) a la señal antes mencionada para la obtención de la Función de la Respuesta en Frecuencial (FRF) la cual se puede observar en la Figura 3.9.

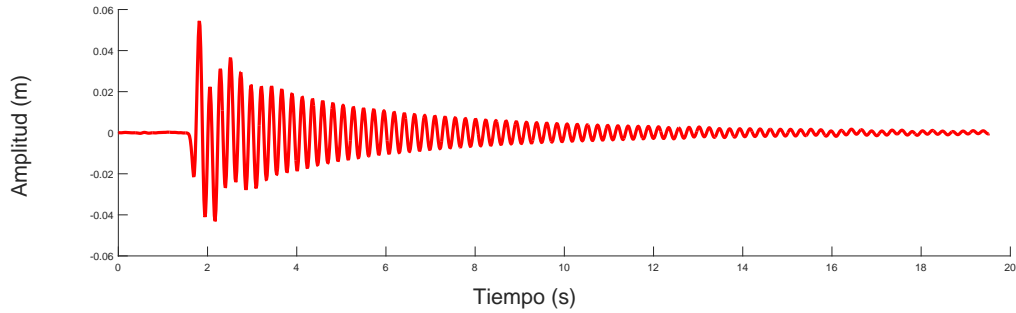


Figura 3.8. Señal dominio del tiempo respuesta libre.

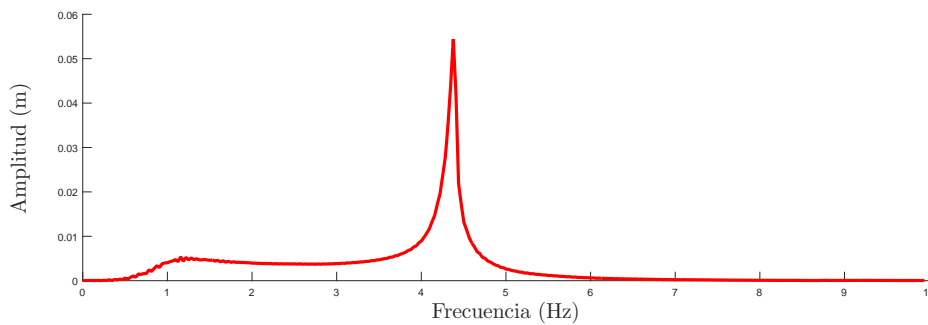


Figura 3.9. Función de la Respuesta en Frecuencia de la respuesta libre.

Trabajando dentro de la interfaz del analizador experimental después de haber obtenido la FRF se realiza análisis modal experimental a la señal como se muestra en la Figura 3.10 con el objeto de obtener los parámetros dinámicos de diseño los cuales son: las frecuencias naturales y coeficientes de amortiguamiento. Los resultados del análisis experimental realizado a la pala manufacturada por investigadores de la Universidad del Istmo se describen en la Tabla 3.1.

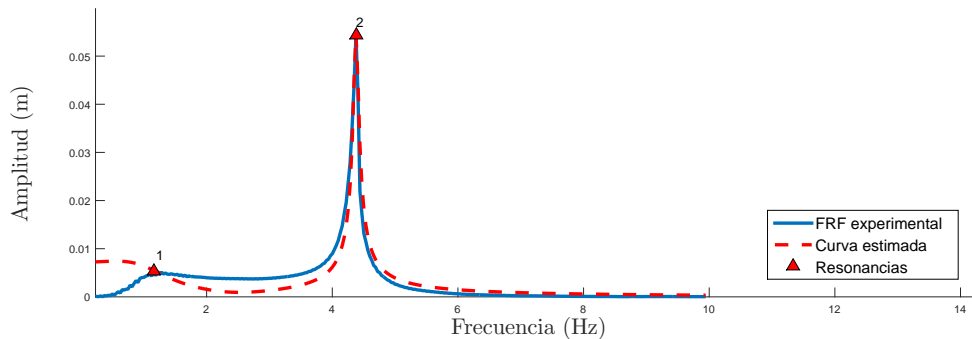


Figura 3.10. Análisis modal experimental.

Tabla 3.1. Resultado del análisis modal de la respuesta libre.

Modo	Frecuencia natural (Hz)	Coefficiente de amortiguamiento
1	4.3777	0.0101

3.4 Respuesta forzada

Como se muestra en la Figura 3.11. El proceso de análisis con estos sistemas se realiza utilizando un martillo de impacto el cual permite excitar el sistema. La señal producida por el acelerómetro es transmitida a un sistema multicanal de adquisición de datos.

Luego esta información se procesa en un software analizador que transforma la señal analógica del acelerómetro en digital y transforma la forma de onda recibida en un espectro de frecuencias a través de la FFT, a su vez se aplica análisis modal experimental para obtener los parámetros modales de la estructura: la forma de los modos, frecuencia natural y razón de amortiguamiento.

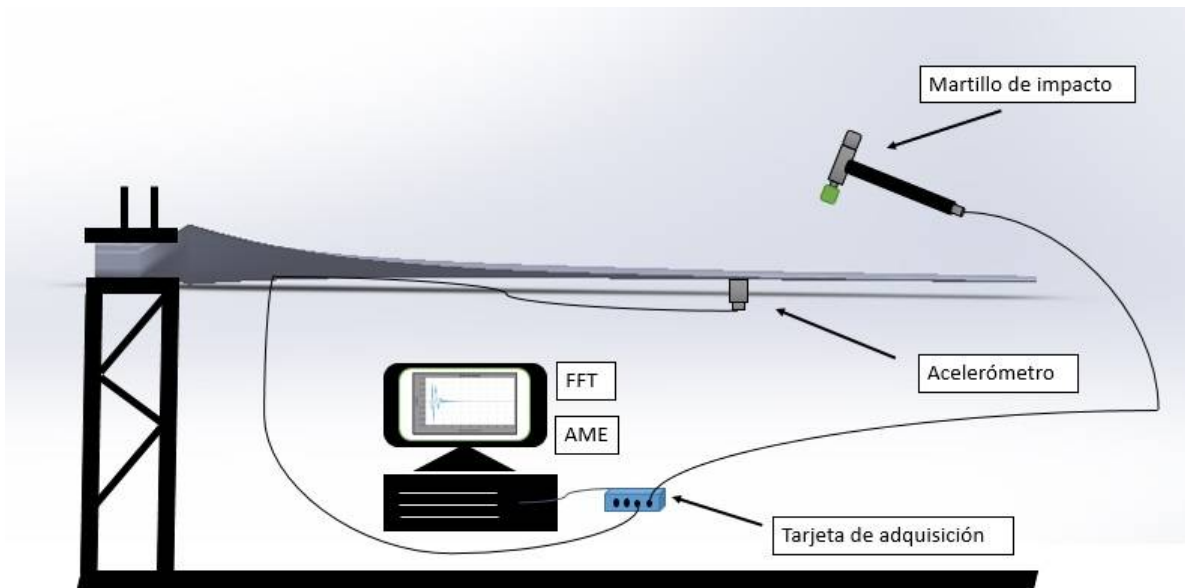


Figura 3.11. Técnica para análisis modal con martillo de impacto .

La prueba de impacto o impulso es un método simple para el análisis de la respuesta modal estructural de la pala. Cuando la pala es impactada produce una amplia banda de frecuencia de componentes de excitación. Cuando estos componentes coinciden con la frecuencia natural

estructural, las condiciones de resonancia se hacen presentes lo que resulta en un nivel de vibración más alto que el normal a esas frecuencias.

3.4.1 Ante una entrada tipo impulso

Para el desarrollo de esta prueba experimental se utilizará el método de prueba de impacto, esta técnica nos permite obtener las frecuencias naturales de vibración en flexión de la pala del aerogenerador a través de un golpe que causará una excitación en la estructura caracterizando diversos modos de vibración como se puede ver en la Figura 3.12.

La configuración de la prueba de impacto se realizó utilizando un martillo de impulso de 5000 N tipo 9724A5000 con una sensibilidad de 5mV/N. La instalación del instrumento a la tarjeta de adquisición de señal se hizo utilizando un cable coaxial. Además se realizó una configuración en la DAQ Assistant de dos canales para interactuar con un acelerómetro de la marca Kistler como equipo de medición con una sensibilidad de 1067 mV/g.

La experimentación realizada mediante la técnica de impulso reconstruyó dos formas de modos de vibrar de la pala con una magnitud de fuerza del impacto de 80 N, esto caracterizó una señal que arrojó parámetros dinámicos de diseño que rigen la dinámica del sistema.



Figura 3.12. Prueba de análisis modal en condición respuesta forzada.

En la Figura 3.13 se muestra la señal sensada por el acelerómetro en parámetros de amplitud en el dominio del tiempo, dicho comportamiento permite medir la magnitud del desplazamiento de la respuesta de la pala presentada en el desarrollo de la experimentación.

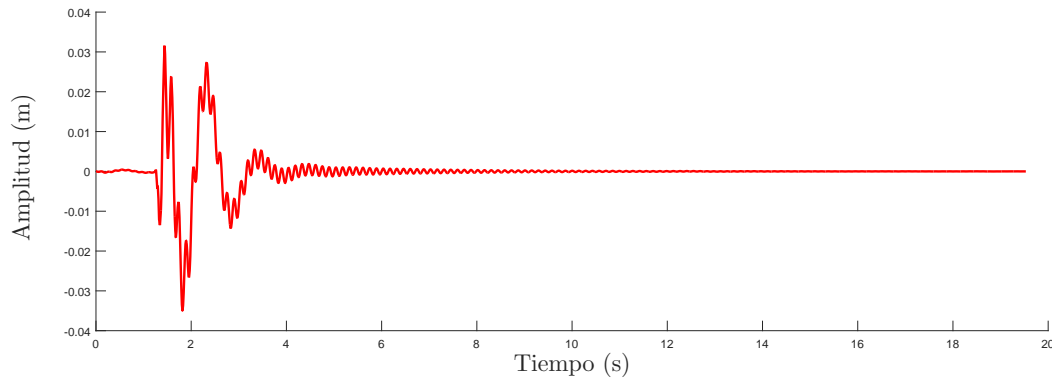


Figura 3.13. Señal en el dominio del tiempo respuesta forzada.

Utilizando el analizador modal experimental se le aplica la transformada rápida de Fourier (FFT) a la señal antes mencionada para la obtención de la función de respuesta frecuencial (FRF) la cual se puede observar en la Figura 3.14. Dicha señal permite observar que se generaron dos picos en la señal adquirida, siendo así dos formas de vibrar de la pala que se reconstruyó mediante la técnica de impacto.

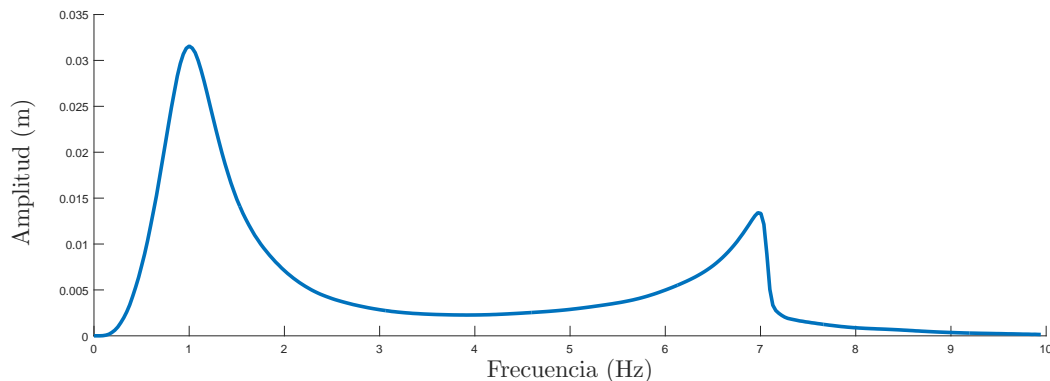


Figura 3.14. Función de respuesta frecuencial respuesta forzada.

Después de haber obtenido la FRF se realizó un análisis modal experimental a la señal como se muestra en la Figura 3.15 para obtener los parámetros dinámicos de diseño mas importantes. Los resultados del análisis experimental que se obtuvieron de la prueba de impacto que se desarrolló en la plataforma experimental del taller de metal mecánica del Instituto Tecnológico de la Laguna se muestran en la Tabla 3.2.

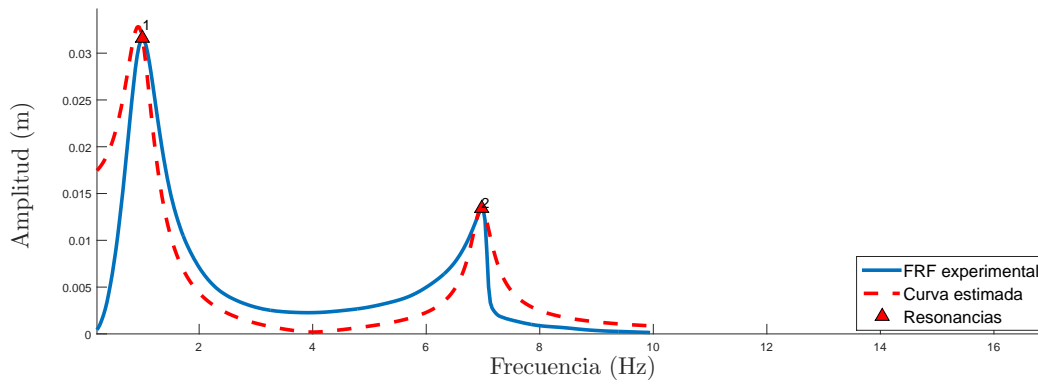


Figura 3.15. Análisis modal experimental a la FRF respuesta forzada.

Tabla 3.2. Resultados del análisis modal ante respuesta forzada.

Modo	Frecuencias naturales (Hz)	Coefficiente de amortiguamiento
1	1.0006	0.2562
2	6.9730	0.0269

Dimensionado, implementación y validación del dispositivo de excitación por resonancia

4.1 Introducción

Muchas de las últimas tecnologías se han utilizado en el diseño y análisis de palas de aerogeneradores. Se han creado modelos de elementos finitos de las palas de aerogeneradores con la finalidad de analizar la esperanza de vida teórica de los sistemas estructurales antes de que estos se construyan. Aplicando con precisión y reconstruyendo comportamientos de cargas de fatiga a las palas de los aerogeneradores, es posible comparar los resultados obtenidos en entornos de experimentación de palas con los modelos de elementos finitos creados, esto para encontrar defectos de fabricación y de tal manera acelerar la prueba de fatiga para tardar meses en lugar de años.

De acuerdo a la revisión bibliográfica se sabe que existen cuatro laboratorios a nivel mundial que realizan pruebas estáticas y de fatiga a palas de aerogeneradores a gran escala como son:

- El centro de pruebas de palas en Rokilde, Dinamarca en el cual se realizan pruebas estáticas, dinámicas y modales a las palas de los aerogeneradores de gran escala.
- El Centro de Fuentes de Energía Renovable (CRES) el cual opera bajo el Ministerio de Desarrollo Griego. CRES tiene instalaciones de pruebas ubicadas en Attiki, Grecia, capaces de probar palas de aerogeneradores de hasta 25 metros de longitud.
- El Centro de conocimiento de materiales y construcciones de aerogeneradores (WMC) es una nueva instalación que se encuentra en los países bajos. La instalación es un proyecto entre la Universidad Técnica de Delft y el Centro de Investigación de Energía de los Países Bajos (ECN). Esta instalación es capaz de probar palas de aerogeneradores de hasta 60 metros de longitud.

Dimensionado, implementación y validación del dispositivo de excitación por resonancia

- En los Estados Unidos existe el Laboratorio Nacional de Energía Renovable (NREL), un Departamento de Laboratorio de Energía, el cual es responsable de las pruebas de pala de aerogeneradores de este país [35].

4.2 Dimensionado del motor de excitación por resonancia

En este apartado se describe el proceso realizado para el dimensionado del sistema de excitación por resonancia de masa rotativa para el estudio de palas de aerogeneradores de pequeña potencia.

Mediante las pruebas experimentales de análisis modal realizadas en el capítulo anterior se determinaron parámetros dinámicos de diseño que rigen la dinámica del sistema. Como se puede ver en la Tabla 4.1 se obtuvieron tres formas de vibrar las cuales arrojaron un valor máximo de la frecuencia natural que se logró reconstruir en la plataforma experimental del Laboratorio de Energía Eólica de la Universidad del Istmo en Tehuantepec Oaxaca, México.

Tabla 4.1. Resultados del análisis modal de la pala manufacturada en la UNISTMO.

Modo	Frecuencias naturales (Hz)	Coefficiente de amortiguamiento
1	1.0006	0.2562
2	4.3777	0.0101
3	6.9730	0.0269

Como se observa en la tabla anterior el valor de la frecuencia natural del tercer modo de vibración es de $6,9730 \text{ Hz}$, para el dimensionado del dispositivo de excitación por resonancia se trabajó con una gama de motores de corriente directa de pequeña escala como se puede apreciar en la Figura 4.1.



Figura 4.1. Motor DC con excéntrica modificada.

Mediante la conversión de la frecuencia natural seleccionada a revoluciones por minuto, ver ecuación 4.1, se determinó el valor de la velocidad angular que se requiere para la selección del motor de corriente directa.

Dimensionado, implementación y validación del dispositivo de excitación por resonancia

$$f_n = 6,9730 \text{ Hz} \quad \therefore \quad 6,9730 \text{ Hz} \left(\frac{60 \text{ rpm}}{1 \text{ Hz}} \right) = 418,38 \text{ rpm}. \quad (4.1)$$

De acuerdo a lo anterior se determinó que el valor de la velocidad angular que se desea reconstruir es de 418,38 rpm, con esto se evaluó una tabla de parámetros técnicos de proveedores de motores de CD como se puede apreciar en la Tabla 4.2, siendo así que el dispositivo que se requiere para la experimentación es de relación de engranaje de 19 : 1 o velocidad angular máxima de 500 rpm.

Tabla 4.2. Datos técnicos de motores DC.

Relación de engranes	RPM	Torque(kg-cm)	Dimensiones(Largo)	Pulsos P/R
19:1	500	5	22 mm	1200 crp
30:1	350	8	22 mm	1920 crp
50:1	200	12	24 mm	3200 crp
70:1	150	14	24 mm	4480 crp
100:1	100	16	26.5 mm	6533 crp
131:1	80	18	26.5 mm	8400 crp

Para el desarrollo de dispositivo de excitación por resonancia que se construyó para la plataforma experimental se implementó la teoría de máquinas rotativas, la cual dice que si generamos un comportamiento de desbalanceo proporcionará una fuerza centrífuga que esta dado por una masa, una excéntrica y el cuadrado de la velocidad de rotación.

Empíricamente se determinó el peso de la masa rotativa que conformará el excitador y también se realizaron pruebas con distintas modificaciones de centro de rotación de motor, teniendo como resultado los valores óptimos y necesarios para crear un mecanismo de excitación por resonancia como se ve en la Figura 4.2.

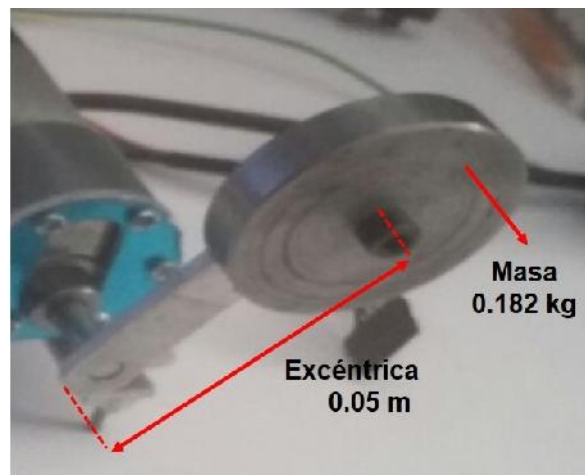


Figura 4.2. Sistema de la excéntrica con masa rotativa.

Dimensionado, implementación y validación del dispositivo de excitación por resonancia

En la ecuación (4.2) se puede apreciar el calculo de la fuerza centrífuga máxima que se podrá reconstruir en la pruebas dinámicas realizadas a las palas de aerogeneradores.

$$f_0 = m \times e \times \omega^2 = (0,182 \text{ Kg})(0,05 \text{ m})(52,3598 \frac{\text{rad}^2}{\text{s}^2}) = 24,948 \text{ N}. \quad (4.2)$$

Por último, después de haber realizado las tareas descritas en este apartado en la Tabla 4.3 se muestra los parámetros técnicos de operación del motor de excitación por resonancia construido para la plataforma experimental del laboratorio de Energía Eólica de la UNISTMO.

Tabla 4.3. *Parámetros de motor.*

Concepto	Valor
Excéntrica	0.05 m
Masa	0.182 Kg
Velocidad de rotación máxima	500 rpm
Frecuencia natural máxima	8.33 Hz
Fuerza máxima del dispositivo	24.948 N

4.3 Implementación y validación del dispositivo de excitación en palas de aerogeneradores

Con el dimensionado del motor de excitación por resonancia construido y conociendo los parámetros que rigen la dinámica del sistema que conforma un rotor de un aerogenerador de 1.5 kW de potencia nominal, se configuró un entorno experimental como se aprecia en la Figura 4.3.

La configuración requerida para la implementación del dispositivo excitador se realizó en dos casos de estudio los cuales se describen a continuación:

Caso 1: En esta experimentación se utilizó un acelerómetro de la marca Kistler como equipo de medición con una sensibilidad de 1067 mV/g , además se utilizó un control de velocidad de rotación del motor DC en el software Arduino y se experimentó una frecuencia natural con valor de $4,3777 \text{ HZ}$ o $262,662 \text{ rpm}$.

Caso 2: Para esta prueba se utilizó el acelerómetro mencionado en el estudio anterior, siendo diferente los parámetros de configuración del motor y la frecuencia natural a experimentar, los valores utilizados son: $6,9730 \text{ HZ}$ o $418,38 \text{ rpm}$.



Figura 4.3. Implementación del dispositivo de excitación en taller de metal mecánica del ITL.

En la Figura 4.4 se muestra la señal de la doble integración sensada por el acelerómetro en parámetros de amplitud en el dominio del tiempo, dicho comportamiento permite medir y observar el comportamiento de la respuesta de la pala presentada en el desarrollo de la experimentación del caso 1, el tiempo de sensado que se implementó en esta prueba para la validación del dispositivo en la plataforma experimental es de 40 segundos.

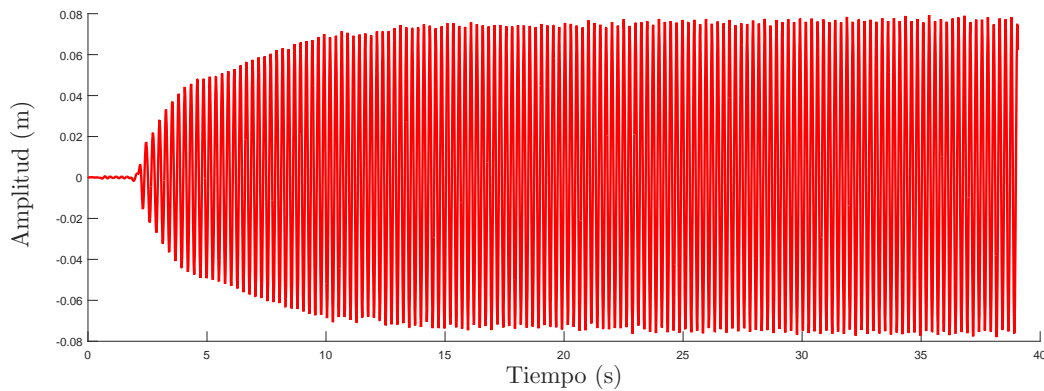


Figura 4.4. Validación del dispositivo de excitación utilizando la frecuencia de 4.37 Hz.

En la Figura 4.5 se muestra la señal sensada por el acelerómetro en el dominio del tiempo, dicha señal permite observar el comportamiento de resonancia que se está presentando al igualar la frecuencia de rotación del motor con la frecuencia natural de la pala, el tiempo de sensado que se implementó en el caso 2 para la validación del dispositivo en la plataforma experimental es de 20 segundos.

Dimensionado, implementación y validación del dispositivo de excitación por resonancia

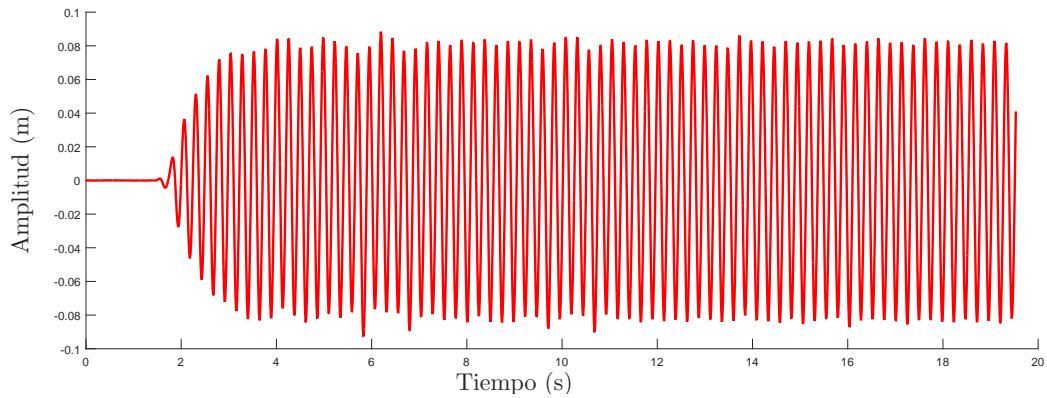


Figura 4.5. Validación del dispositivo de excitación utilizando la frecuencia de 6.973 Hz .

Como conclusión de este capítulo en el cual se dimensionó un dispositivo de excitación por resonancia para estudios de palas de aerogeneradores de baja potencia y observando las señales mostradas en la imágenes anteriores, se puede validar que el dispositivo es capaz de reconstruir comportamientos dinámicos que pueden causar un gran daño estructural a las palas en un tiempo de experimentación prolongado.

Análisis del comportamiento a fatiga de palas de aerogeneradores

5.1 Introducción

En este capítulo se va a desarrollar la metodología para analizar el fenómeno de la fatiga debido a que el trabajo de tesis se desarrolló con el fin de construir una plataforma experimental para ensayos de cargas dinámicas, esta metodológica describe en dos categorías el estudio del comportamiento de fatiga en palas de aerogeneradores.

Cabe mencionar que en el capítulo 4 se dimensionó un sistema de excitación por resonancia y a su vez que fuese capaz de reconstruir un comportamiento de carga reversible que mecánicamente refiere a un efecto causante de daño progresivo en sistemas estructurales.

Después de haber realizado la validación del sistema excitador y consiente de que para este trabajo no se manufacturó palas experimentales, se buscó colaboración con el Centro de Ingeniería y Desarrollo Industrial (CIDESI) con la finalidad de poder implementar la metodología desarrollada y realizar un estudio dinámico a una pala de un aerogenerador diseñada y construida por un estudiante de doctorado. Sabiendo que solo se contaba con un sistema estructural no se podría estudiar en comportamientos de resonancia para evitar llegar a destruirla.

Bien sabido de esto se opta para este caso de estudio implementar modelos de fatiga macro-mecánicos, estos enfoques engloban los sencillos métodos de seguimiento de la evolución de las curvas S-N para elaborar un criterio de fractura válido para la fatiga como también aproximaciones basadas en el daño en la mecánica de medios continuos(CDM). La mayoría de los modelos se basan en el estudio experimental o analítico de la evolución de alguna métrica de daño macroscópica desde sus respectivos valores estáticos ya sea la disminución de la resistencia residual, la evolución de la rigidez, el crecimiento o densidad de grietas [28].

Análisis del comportamiento a fatiga de palas de aerogeneradores

Debido a la revisión bibliográfica a los modelos de fatiga macromecánicos se opta por trabajar y estudiar teorías de fatiga basadas en la degradación de la rigidez, de esta manera implementando análisis modal experimental se evalúa la degradación de la rigidez de material para la predicción de daño acumulado en palas de aerogeneradores. Ver el daño o la degradación en los materiales compuestos es analizar la evolución de la rigidez en el material. Es una medida cuantificable de manera no destructiva de conocer la resistencia a fatiga de un material. A medida que el material compuesto se va degradando, la rigidez del mismo va disminuyendo. Por tanto, a partir de la medida de la evolución de la rigidez podremos estimar la resistencia a fatiga del mismo y, lo que es más importante, la vida que le queda al material o el sistema en cuestión.

En la Figura 5.1 se observan tres fases claramente definidas:

Fase 1: Se da durante los primeros ciclos, en los que la rigidez del material disminuye rápidamente. Por lo tanto, el material se degrada a gran velocidad.

Fase 2: Es la que ocupa la mayor parte de la vida del material. En ella el material se degrada a baja velocidad y de manera lineal.

Fase 3: Se da al final de la vida del material cuando, nuevamente, se acelera la degradación del mismo.

La degradación de la rigidez del material va a depender de las propiedades del material así como del tipo de cargas de fatiga [36].

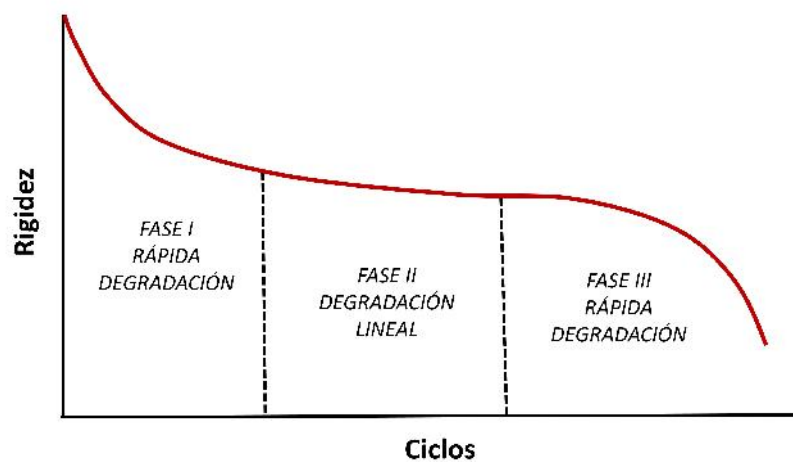


Figura 5.1. Degradación típica de la rigidez en los materiales compuestos.

Fuente: [36]

En tanto la problemática que surge en la actualidad con la fallas que sufren la palas al estar operando en entornos de alto potencial eólico y aunado a esto se ha venido utilizando materiales compuesto como tecnología nueva para la manufactura de palas de aerogeneradores,

por tal motivo la fatiga que se estudiará es relativo a ellos.

En primer lugar, un material puede fallar bajo dos tipos de carga:

- Cargas estáticas.
- Cargas dinámicas.

El fallo por carga estática es aquel en el que le damos al material tiempo a deformarse, por tal motivo bajo cargas de este tipo el material falla cuando alcanza su tensión máxima o su límite de deformación. Estos límites suelen estar muy estudiados y este tipo de fallo es fácil reproducir en ensayos experimentales. Sin embargo, el 90 % de los componentes estructurales fallan por cargas dinámicas, lo que se conoce como fatiga. Este fallo tiene lugar sin que el material alcance su límite máximo de tensión o deformación. Tras un determinado número de ciclos dependiente de la carga, el material fallará sin que se haya alcanzado el límite elástico del material [36].

La fatiga de materiales corresponde a un deterioro progresivo de los elementos sometidos a cargas cíclicas que resulta en su rotura. En general, las fallas se producen bajo esfuerzos cíclicos a amplitudes de deformaciones o tensiones menores a la deformación o tensión requerida para que falle el elemento al aplicar cargas estáticas.

A continuación se describen dos comportamientos en función de la variación del tiempo de vida:

Fatiga de altos ciclos: Esta fatiga está controlada por las tensiones (o deformaciones elásticas). En general, ocurre bajo condiciones normales de cargas y sólo incursiona en el rango elástico. Además existe en condiciones donde no existen grietas previas en los componentes y se considerada de este tipo cuando $N > 10^4$ ciclos.

Fatiga de bajos ciclos: La fatiga de bajo ciclo está relacionada en muchos casos con la existencia de tensiones de origen térmico. En estos casos el fenómeno se encuentra controlado por deformación más que por tensión y se considerada de este tipo cuando $N < 10^4$ ciclos.

5.2 Análisis numérico para la estimación de los ciclos de fatiga de experimentación

Para desarrollar la metodología de estimación de los ciclos de fatiga aproximados utilizados en la experimentación del comportamiento dinámico, como se comentó en la sección anterior, se utilizó una pala manufacturada en el Centro de Ingeniería y Desarrollo Industrial (CIDESI), la cual proporcionó los datos de las propiedades elásticas, la curva S-N, límite de tensión y deformación.

Análisis del comportamiento a fatiga de palas de aerogeneradores

En la Tabla 5.1 se observan las propiedades mecánicas que se obtuvieron de la caracterización estática del material compuesto utilizado en la manufactura de esta pala, tales pruebas se realizaron en el centro de investigación del CIDESI. Dichos parámetros sirven para la configuración del material compuesto que se utilizará para el análisis numérico que aplicará a la pala para la estimación de la vida a fatiga.

Tabla 5.1. *Propiedades mecánicas de la caracterización estática de la pala.*

Propiedades mecánicas de la pala		
Denominación	Valor	Unidad
Módulo Elástico en X	3.13E10	Pa
Módulo Elástico en Y	9.7E9	Pa
Módulo Elástico en Z	9.7E9	Pa
Coefficiente de poisson	0.292	
Coefficiente de poisson	0.292	
Coefficiente de poisson	0.292	
Módulo cortante	3.796E9	Pa
Módulo cortante	3.796E9	Pa
Modulo cortante	3.796E9	Pa
Densidad	1.78E-6	Kg/m ³

En las Tablas 5.2 y 5.3 se muestran las propiedades mecánicas de la fibra de vidrio epoxi G10 siendo determinadas en pruebas de compresión y tensión. Las pruebas se desarrollaron en la Facultad de Ingeniería e Instituto de Tecnología Avanzada en la Universidad de Texas en Austin, tales parámetros permitieron configurar las propiedades del material para la configuración de módulo ACP implementado para este análisis numérico.

Tabla 5.2. *Propiedades de tensión.*

	Módulo de elasticidad	Tensión
	GPa	MPa
X-t-1	18.63	223
X-t-2	18.80	244
X-t-3	19.06	232
Y-t-1	19.02	319
Y-t-2	18.25	301
Y-t-3	20.50	310

Fuente: [37]

Tabla 5.3. *Propiedades de compresión.*

	Módulo de elasticidad GPa	Tensión MPa
X-1	17.47	368
X-2	18.89	368
X-3	19.97	360
Y-1	19.90	302
Y-2	18.33	294
Y-3	18.39	303
Z-1	7.32	437
Z-2	7.33	436
Z-3	8.83	448

Fuente: [37]

En la Tabla 5.4 se muestra la caracterización de láminas de tubería de material compuesto de matriz epóxica reforzada con fibra de vidrio. Las pruebas de la curva S-N se determinaron bajo cargas de Tensión-Tensión en el departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, tales parámetros permitieron configurar las propiedades del material para la configuración de modulo ACP implementado para este análisis numérico.

Tabla 5.4. *Curva S-N.*

Espectro de fatiga	
Número de ciclos	Esfuerzo Máximo (MPa)
9.5	60.58
18	54.81
39	62.78
104	56.84
283	41.06
203	58.75
317	44.56
124	48.83
275	45.14
296	49.74
2335	38.38
2406	34.89
1537	36.55
1075	35.42
1.2E6	34.11
1.3E6	33.37
1E6	35.05
1.3E6	31.98

Fuente: [38]

Análisis del comportamiento a fatiga de palas de aerogeneradores

En la Tabla 5.5 se muestra la configuración del conformado de las caspas de material compuesto utilizado para la manufactura de la pala de estudio, estos datos sirvieron para realizar la caracterización de las propiedades del sistema en software utilizado para la estimación de los ciclos de fatiga.

Tabla 5.5. *Configuración de manufactura de la pala (CIDESI).*

Concha	Capa	Inicio mm	FIn mm	Espesor mm	Material
Alta presión	[45/-45]	0	750	0.6	Vidrio/epoxy
	[0]	0	750	0.3	Vidrio/epoxy
	[0]	0	1666.25	0.3	Vidrio/epoxy
	[45/-45]	0	1666.25	0.6	Vidrio/epoxy
	[0]	0	1666.25	0.3	Vidrio/epoxy
	[45/-45]	0	1666.25	0.6	Vidrio/epoxy
Baja presión	[0]	0	1666.25	0.3	Vidrio/epoxy
	[45/-45]	0	750	0.6	Vidrio/epoxy
	[0]	0	750	0.3	Vidrio/epoxy
	[0]	0	1666.25	0.3	Vidrio/epoxy
	[45/-45/0]	0	1666.25	0.9	Vidrio/epoxy
	[0]	0	1666.25	0.3	Vidrio/epoxy
	[45/-45/0]	0	1666.25	0.9	Vidrio/epoxy
	[0]	0	1666.25	0.3	Vidrio/epoxy

Para el desarrollo de la estimación de los ciclos de fatiga se tomaron en cuenta criterios para el diseño de un banco de pruebas estructurales de las aspas de aerogeneradores de pequeña y mediana potencia. El cual incluye el diseño mecánico de los elementos estructurales, diseño del sistema de control, especificación y selección de la instrumentación. Para el diseño del banco de pruebas, se han considerado las pruebas en aspas según la norma IEC-61400-2 y 23 [39].

En la Figura 5.2 se muestra las consideraciones que se deben de tomar para la realización de pruebas estructurales a palas de aerogeneradores de pequeña y mediana potencia, en ella se describen tres comportamientos para la ubicación de la carga experimental cualesquiera que sea el tipo de comportamiento a reconstruir.

Para este caso de estudio se utilizará la ubicación d3, en el cual según la norma dice que el soporte se ubicará a una distancia de un 75 % de la longitud de la pala. Los bancos de pruebas de palas manejan esta distancia como la máxima donde se puede aplicar fuerza para poder determinar y observar el máximo desplazamiento.

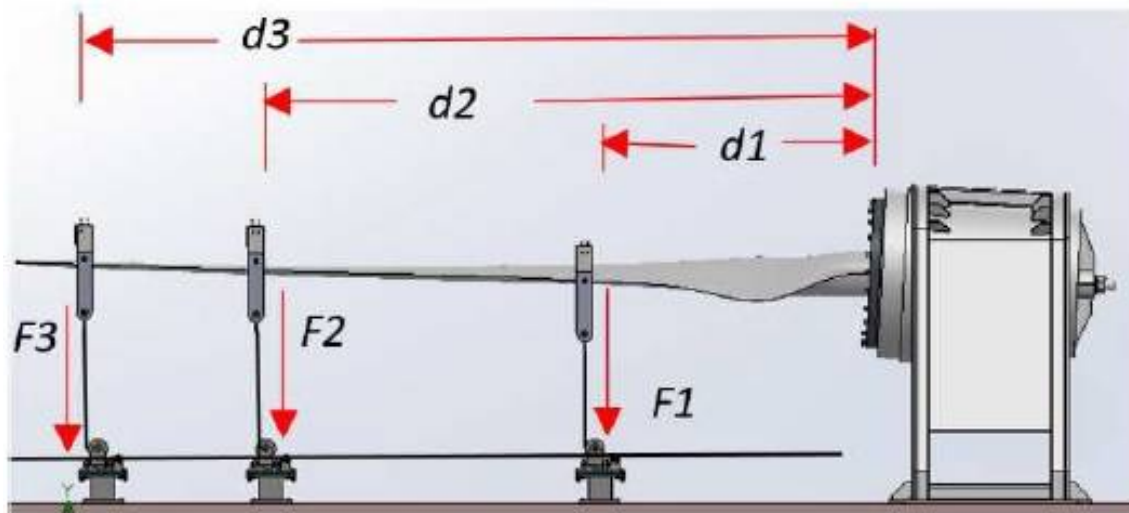


Figura 5.2. Carga de tiro de la pala.

Fuente: [39]

El software que se utilizó para el análisis numérico se llama ANSYS y está dividido en tres herramientas principales llamados módulos: pre-procesador (creación de geometría y malla-do), procesador y post-procesador. Tanto el pre-procesador como el post-procesador están provistos de una interfaz gráfica.

El programa utilizado ha sido ANSYS Workbench, dentro del mismo para el desarrollo de la configuración de las propiedades del material compuesto utilizado para este estudio se implementó el módulo ANSYS Composite Prepost (ACP), como también módulo de cálculo de estructuras y sistemas por elementos finitos.

Mediante simulación numérica, se analizó el comportamiento mecánico de la pala de material compuesto sujeto a una fuerza estática. Se realizó una metodología de trabajo para el cálculo de la vida a fatiga utilizando la herramienta ACP, como se puede observar en la Figura 5.3 este módulo nos permite configurar el material que se utilizará en análisis, exportar la geometría del sistema estructural, configurar el modelo de elemento finito y configurar las propiedades del conformado de las capas como también la orientación de las fibras en su manufactura.

Una vez creados los materiales, como se puede ver en la Figura 5.4 uno de los pasos importantes es crear las telas (fabrics). Los parámetros fundamentales a cargar en esta ventana es el espesor del material como la orientación de las fibras.

ACP permite crear tantos sistemas de referencia como resulte necesario para dar las orientaciones deseadas a las fibras. Para la pala, se utiliza un sistema de referencia cartesiano que define como dirección de referencia del material a toda la geometría.

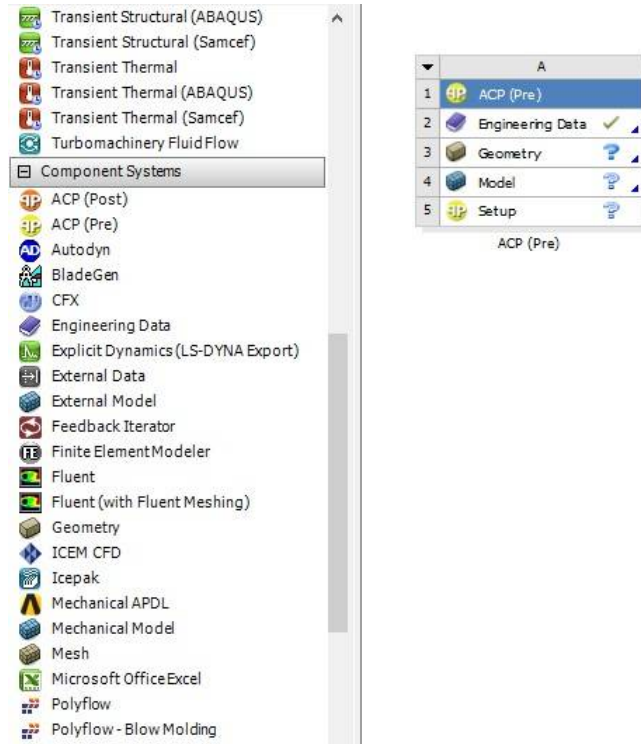


Figura 5.3. Interfaz del modulo ACP.

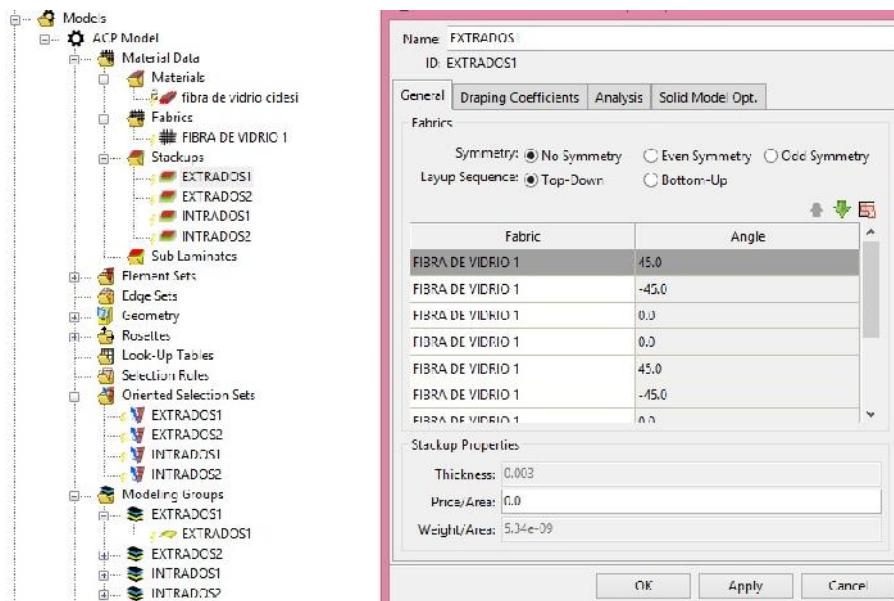


Figura 5.4. Configuración de las laminas de material compuesto.

Análisis del comportamiento a fatiga de palas de aerogeneradores

En la Figura 5.5 se puede apreciar el acabo final de la pala en el modulo ACP después de haber realizado las distintas tareas necesarias para la configuración de la pala antes de ingresar al modulo static structural. Para este caso de estudio el espesor máximo que tendrá la pala es de $0,0036\text{ mm}$ y mediante el código de colores se denota por el color rojo.

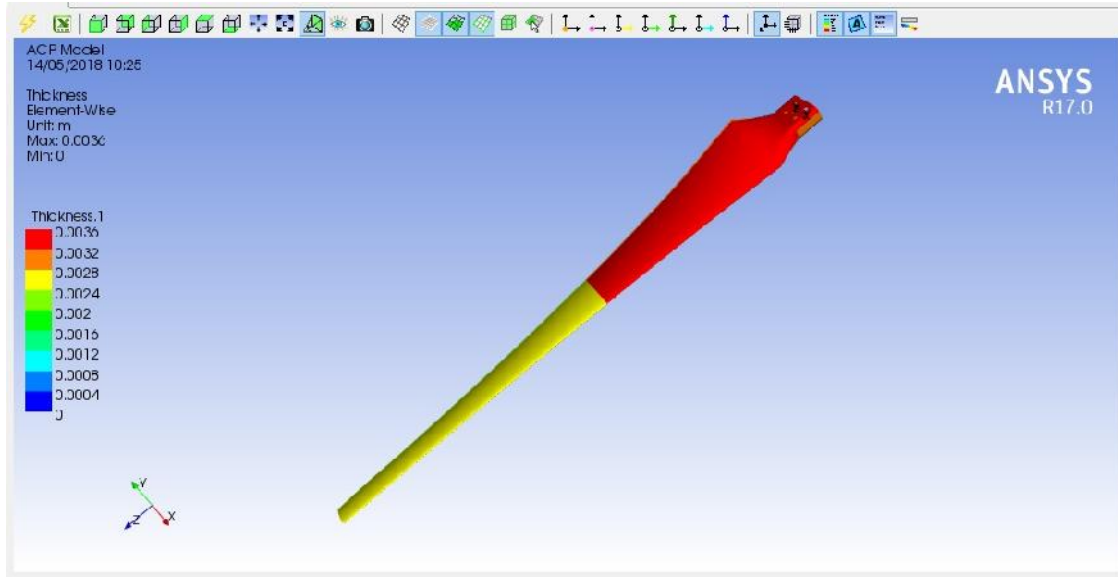


Figura 5.5. Configuración final de la pala.

En la Figura 5.6 se muestra el entorno del método de elemento finito que aplicó a la pala, la cual está conformada por 56215 nodos y 56515 elementos siendo resultado una configuración desarrollada con una relevancia del 100 %.

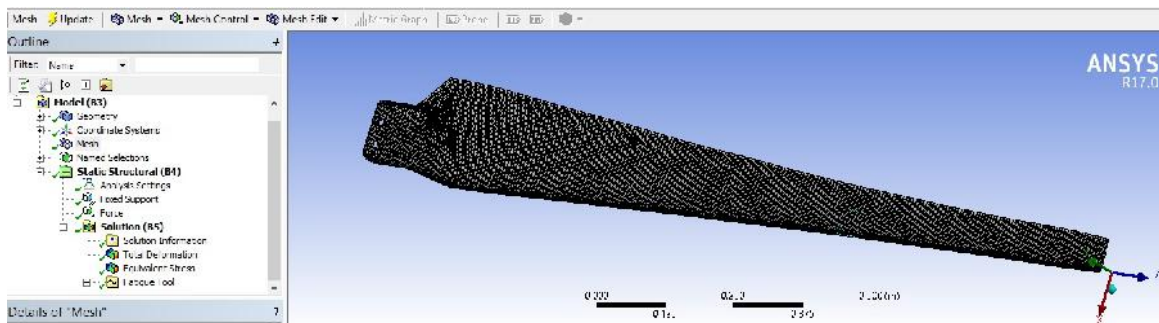


Figura 5.6. Pala con método del elemento finito.

En la ecuación 5.1 se determina la magnitud de la fuerza a la que estará sujeta la pala en el análisis numérico, además en la Figura 5.7 se puede apreciar el entorno del módulo static structural en la cual se realiza la configuración del empotramiento y la de fuerza de experimentación para la estimación de los ciclos de fatiga.

Análisis del comportamiento a fatiga de palas de aerogeneradores

$$F_c = m * e * \omega^2 = (0,115 \text{ kg})(0,05 \text{ m})\left(26 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)^2 = 3,4 \text{ N.} \quad (5.1)$$

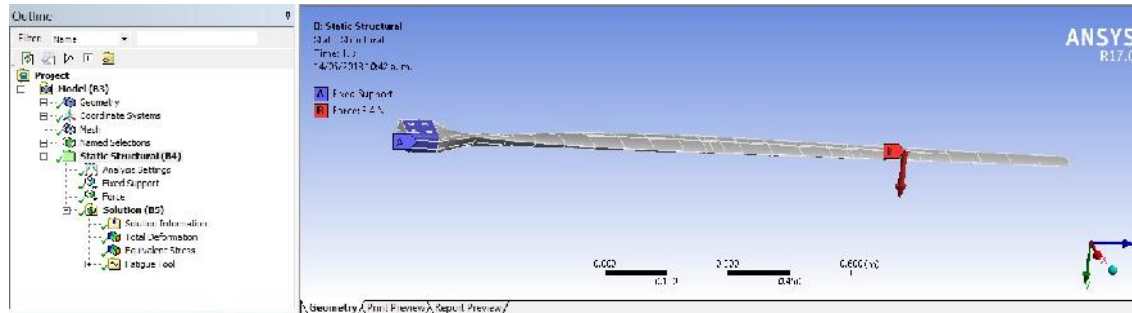


Figura 5.7. Configuración del análisis.

En la Figura 5.8 se visualiza el entorno del módulo static structural en la cual después de haber configurado los componentes que contemplan el estudio en un comportamiento estático se realiza la adaptación del modulo fatigue tool el cual realiza el análisis de estimación de la vida a fatiga bajo parámetros de cargas estáticas. El entorno de fatigue tool reconstruye un comportamiento de carga reversible en base a la carga estipulada para el análisis estático y de esa manera poder realizar el estudio de vida del sistema .

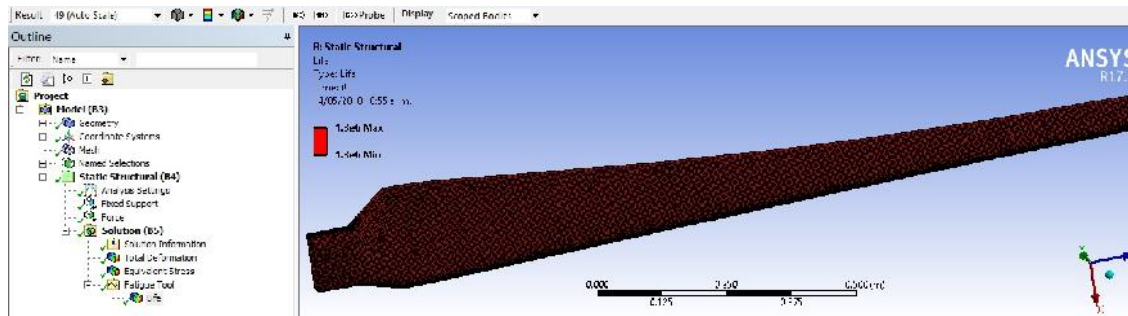


Figura 5.8. Entorno del módulo fatigue tool.

En la Figura 5.9 se observa los detalles de la configuración del entorno de fatigue tool en cual se determinó un estudio basado en un carga de esfuerzo reversibles, mecánicamente se puede definir como un comportamiento causante de un gran deterioro de sistemas estructurales y es debido a eso que se recurrió a estudiar este comportamiento. Además se trabajo un tipo de análisis llamado Stress life debido a que este tipo de estudio permite configurar propiedades elásticas del material siendo así menos complejo su programación, estas propiedades son mas fáciles de poder medir en pruebas experimentales muy diferente a las propiedades plásticas los cuales se hace difícil tener control y acceso a este tipo de resultado.

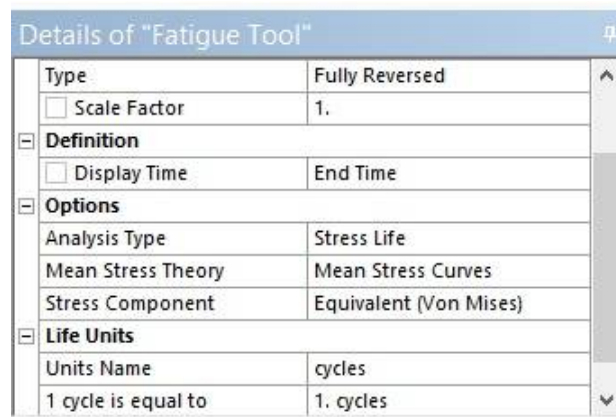


Figura 5.9. Criterios de análisis.

En la Figura 5.10 muestra los resultados obtenidos en el análisis numérico realizado a la pala, la cual fue configurada con las propiedades características del material compuesto como también el conformado con la que fue manufacturada por el CIDESI, esto nos permite estimar un valor aproximado a un comportamiento en un entorno real. El resultado obtenido se estima a 1 300 000 ciclos de vida y son los que nos permitirá configurar el entorno de la plataforma experimental construida en el laboratorio de eólica de UNISTMO. De esta manera se concluye que el tiempo de experimentación se estima a 50 horas continua de un comportamiento de carga reversible.

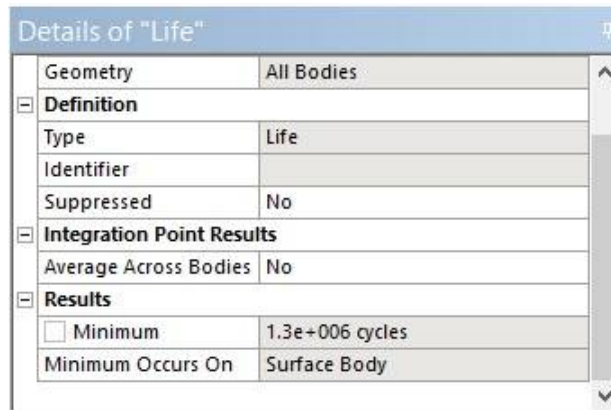


Figura 5.10. Vida a la fatiga.

5.3 Análisis experimental del comportamiento a fatiga en palas de aerogeneradores

En este apartado se describe la metodología experimental para analizar el comportamiento de fatiga en palas de aerogeneradores, basándonos en el estudio del fenómeno de fatiga que ocurren en los materiales compuestos utilizado para la manufactura del sistema mencionado anteriormente, se exponen dos técnicas que permiten observar, estudiar y predecir el daño acumulativo que se pueden presentar en condiciones de cargas cíclicas. Es muy importante saber que el estudio de las palas de aerogeneradores se realizarán en una plataforma experimental construida para la reconstrucción de comportamientos dinámicos.

Las técnicas utilizadas en la predicción del daño acumulativo de las palas de los aerogeneradores demostrarán de una manera muy simple que la manipulación de una variable independiente produce una respuesta en una variable dependiente. Por ello el análisis experimental trata de ver si el cambio en la magnitud de alguna parte del ambiente produce cambios en la conducta del sistema. Tanto el aspecto del ambiente como el de la conducta debe ser medible, cuantificable y definible operacionalmente.

5.3.1 Evaluación de la variación de la degradación de la rigidez del material compuesto

En esta sección se realiza un estudio de la variación de la rigidez del material compuesto utilizado en la manufactura de la pala. Dicho estudio se divide en dos categorías la cual se conforma por pruebas experimentales de manera estática y dinámica. Para el desarrollo de la parte experimental se pretende analizar el comportamiento del material en el banco de pruebas para palas de aerogeneradores construido en el Laboratorio de Energía Eólica de la UNISTMO.

En la parte estática se realiza la caracterización de las propiedades del sistema mediante la generación de la curva de esfuerzo-deformación y con la aplicación de la ley de Hooke modificada se calcula el comportamiento de la rigidez del material compuesto como respuesta de fuerza y deformación que se este presentado en la experimentación.

En el estudio dinámico se implementa la técnica de análisis modal experimental con el objeto de caracterizar los parámetros dinámicos de diseño como son las frecuencias naturales, el coeficiente de amortiguamiento y la forma modal, esta técnica nos permite analizar el comportamiento del sistema mediante las repuestas vibratorias que se presenten en la experimentación. Además es de gran importancia debido a que con el estudio dinámico se va a predecir el daño acumulativo mediante la comparación de la parte pre-experimental y post-experimental.

5.3.1.1 Caracterización estática de la pala para la generación de la gráfica esfuerzo-deformación

La caracterización estática del material compuesto utilizado en la manufactura de la pala construida en el CIDESI se realizó en el banco de pruebas para palas de aerogeneradores de la UNISTMO.

El estudio de la deformación de un sistema sometido a fuerzas no sólo depende del tipo de material que lo constituye sino también de la intensidad y dirección de las fuerzas aplicadas sobre él. Así, por ejemplo, si las fuerzas sólo producen una pequeña deformación, suele ocurrir que el sistema recupere su forma original cuando deja de estar sometido a tales fuerzas. Se dice entonces que el material tiene un comportamiento elástico.

Para el desarrollo de las pruebas se realizó mediante el estudio de la ley de Hooke para fuerzas elásticas en muelles, de esta manera la pala se discretiza en un sistema de masa-resorte; esto quiere decir que el alargamiento del muelle es proporcional a la fuerza de tracción F . La constante de proporcionalidad k , se denomina constante elástica del muelle.

En la ecuación 5.2 se observa el modelo matemático que se utiliza para la obtención de la rigidez del material como respuesta de la fuerza aplicada y la deformación sufrida.

$$F = k * \Delta L \therefore k = \frac{F}{\Delta L}. \quad (5.2)$$

En la Figura 5.11 se presenta el entorno experimental del banco de pruebas, en dicha prueba se utilizó un dinamómetro digital de la marca twilight serie DS2 los cuales son utilizados para medir fuerza, un malacate de 1.5 toneladas utilizado para el suministro de la fuerza sobre el sistema.



Figura 5.11. Prueba de caracterización estática.

Análisis del comportamiento a fatiga de palas de aerogeneradores

En la Tabla 5.6 se muestran los resultados de las mediciones de la prueba estática realizada para la caracterización de la rigidez del material. Como se puede observar se realizaron varias pruebas en la cuales los valores mostrados son aquellos que coincidieron en distintas pruebas realizadas, siendo así como quedó conformada la tabla.

Tabla 5.6. *Propiedades de la caracterización estática.*

Fuerza (N)	Esfuerzo (Pa)	Deformación (m)	Rigidez (N/m)
0	0	0	0
12	4000	0.02	600
26	8667	0.05	520
42	14000	0.075	560
53	17667	0.1	530
68	22667	0.115	591.3
80	26667	0.138	579.71
104	34667	0.172	604.65
127	42333	0.189	671.95

En la Figura 5.12 se muestran la gráfica de esfuerzo-deformación de la respuesta a la fuerza que fue sujeta la pala, se puede apreciar que el comportamiento se aproxima a un comportamiento lineal debido a los errores que puede causar el tiempo que se tarde en obtener las mediciones. De esta manera validamos que la caracterización del material se realizó en el entorno elástico del material.

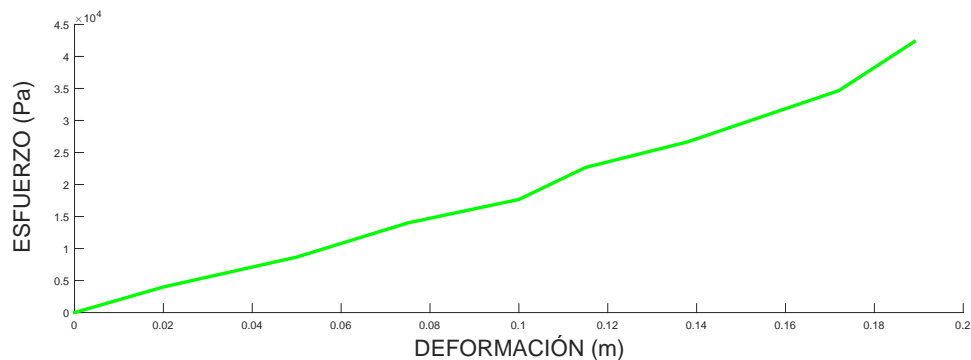


Figura 5.12. Gráfica de esfuerzo-deformación de la pala de estudio.

5.3.1.2 Análisis modal experimental para caracterización dinámica del sistema Pre-experimentado y Post-experimentado

En este apartado se estudia el comportamiento a fatiga en palas de aerogeneradores mediante la predicción del daño acumulativo en condiciones de cargas dinámicas. La predicción del daño en la pala del aerogenerador se observó en dos mediciones, la pre-experimentación y la post-experimentación, cada una en condiciones distinta.

Para este caso de estudio se implementó análisis modal experimental para la obtención de los parámetros dinámicos de diseño que dicretizan la dinámica del sistema. En el desarrollo de la metodología se utilizó un sistema ideal para estudio de una respuesta libre ver Figura 3.4 y un sistema ideal para análisis modal con martillo de impacto ver Figura 3.11.

A continuación se mencionan mediciones realizadas para la obtención de las caracterizaciones dinámicas de la pala del aerogenerador:

■ Pre-experimentado

Para la obtención de la señal de la caracterización de los parámetros dinámicos de la pala, se aplicará respuesta libre como se puede apreciar en la Figura 5.13 y respuesta forzada mediante martillo de impacto, dichas técnicas nos proporcionarán parámetros base para el inicio de la experimentación del comportamiento a fatiga de palas de aerogeneradores desarrollado en este trabajo. La configuración del entorno del banco de pruebas se realiza bajo las mismas condiciones utilizadas en el análisis modal experimental realizado en el taller de metal mecánica del ITL, esto explicado en el capítulo 3 donde se utilizaron los mismos equipos de sensado y caracterización de modos vibratorios.



Figura 5.13. Prueba de análisis modal en la pre-experimentación.

En la Figura 5.14 se muestra la señal de la doble integración sensada por el acelerómetro en parámetros de amplitud en el dominio del tiempo, dicho comportamiento permite medir la magnitud del desplazamiento de la respuesta de la pala presentada en el desarrollo de la experimentación. Esta señal es sensada antes de que se monte el dispositivo de excitación por resonancia construido en el capítulo 4, esto da a conocer el comportamiento del sistema antes de sufrir un comportamiento a fatiga y de esta manera poder tener una comparativa después de la experimentación.

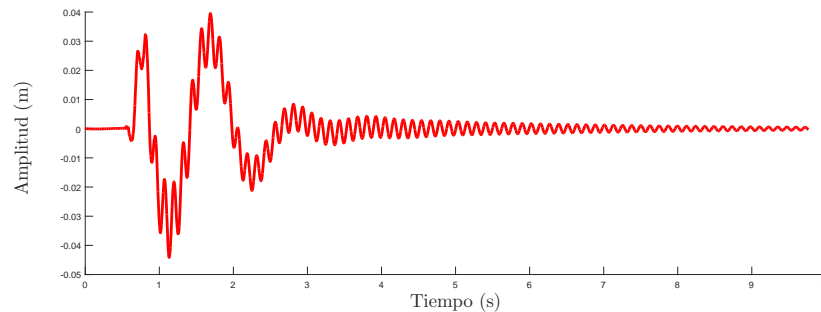


Figura 5.14. Señal en el dominio del tiempo respuesta libre pre-experimentación.

■ Post-experimentado

En la Figura 5.15 se muestra la implementación de la técnica de prueba de martillo de impacto, con ella se busca obtener una señal en la cual se pueda caracterizar 2 o más formas de vibrar. Esta prueba se realizó después de que la pala estuviera experimentando un comportamiento a fatiga con un tiempo equivalente a 50 horas continuas.



Figura 5.15. Prueba de análisis modal en la post-experimentación.

En la Figura 5.16 se muestra la señal sensada por el acelerómetro en parámetros de amplitud en el dominio del tiempo, dicho comportamiento permite medir la magnitud del desplazamiento de la respuesta después de haber sufrido una experimentación de un comportamiento a fatiga de 50 horas continuas.

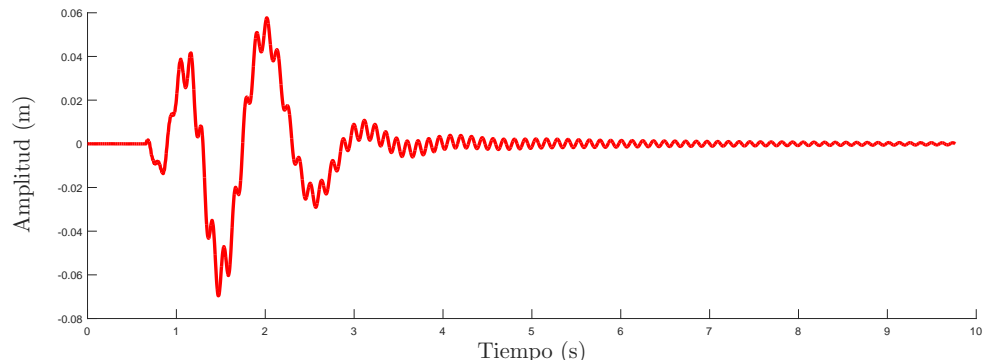


Figura 5.16. Señal en el dominio del tiempo respuesta libre post-experimentación.

5.3.2 Técnica de estudio basada en acelerómetros

En la Figura 5.17 se muestra la metodología experimental desarrollada en este trabajo de tesis, con ella se realizaron las caracterizaciones estática y dinámica de las pala para la determinación de los parámetros de configuración del entorno experimental como se muestra en la Tabla 5.7, dicho sistema debe ser capaz de reconstruir y sensar un comportamiento a fatiga en palas de aerogeneradores.

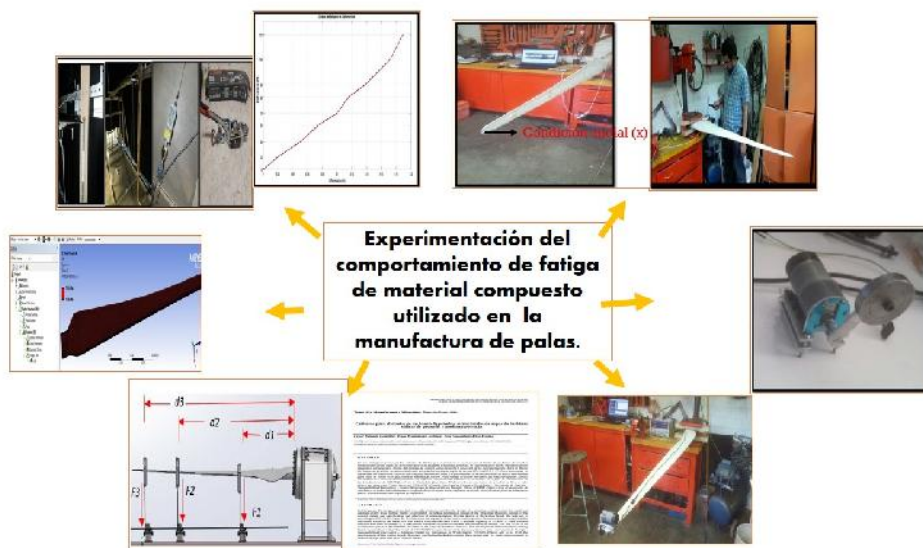


Figura 5.17. Metodología experimental para experimentación del comportamiento a fatiga en palas de aerogeneradores.

Análisis del comportamiento a fatiga de palas de aerogeneradores

Tabla 5.7. *Parámetros obtenidos en el desarrollo de la metodología experimental.*

Desarrollo de la metodología	Resultados
	0
	600
	520
	560
Caracterización estática	530
Rigidez del material (N/m)	591.3
	579.71
	604.65
	671.95
Caracterización dinámica	8.2553
Frecuencias naturales (Hz)	0.9381
Dimensionado del dispositivo (rpm)	Relación 19:1
Criterios de diseño de un banco de pruebas	Se ubica el soporte a una distancia de un 75 % de la longitud de la pala
Análisis del comportamiento de fatiga	Ciclos de fatiga equivalente a 1.3×10^6

Después de haber obtenido los parámetros del sistema experimental se procede a la configuración del análisis del comportamiento a fatiga basada en la técnica de acelerómetro en banco de pruebas para palas de aerogeneradores como se muestra en la Figura 5.18.

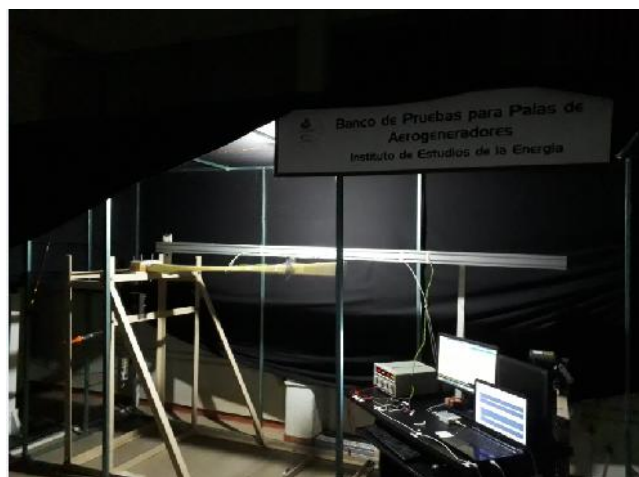


Figura 5.18. Banco de pruebas estructurales del laboratorio de energía eólica de la UNISTMO.

Además es de gran importancia mostrar el sistema ideal para el estudio y reconstrucción de un comportamiento de carga reversible como se muestra en la Figura 5.19, lo que se busca es experimentar un comportamiento dinámico que permita medir un efecto en la variación de la degradación del material estudiado.

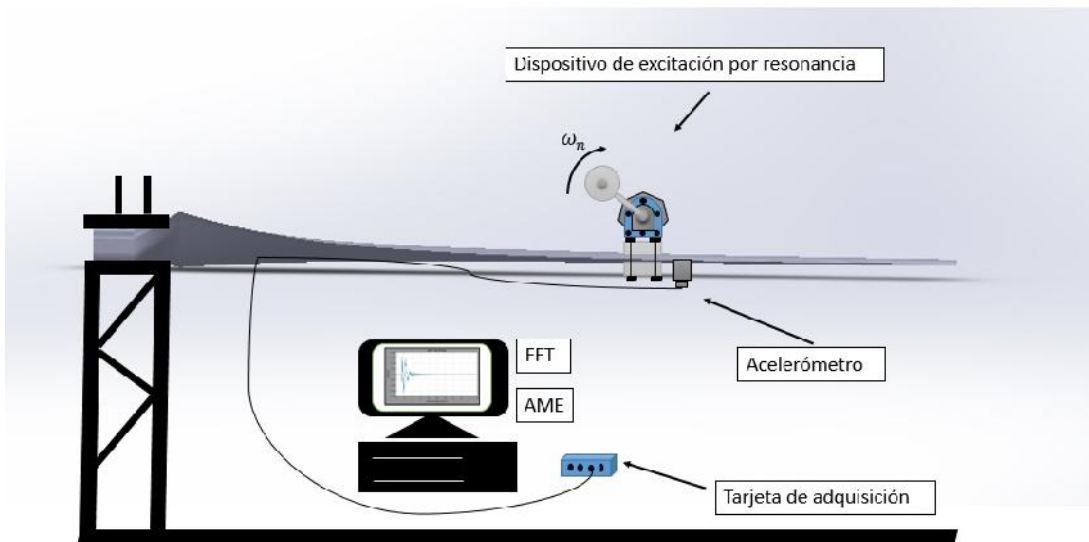


Figura 5.19. Técnica para la experimentación de un comportamiento a fatiga con dispositivo de excitación.

Para el estudio del comportamiento a fatiga y con el objetivo de observar la degradación de la rigidez del material causado por el comportamiento dinámico a la cuál fue expuesta la pala del aerogenerador, se realizaron mediciones las cuales fueron sensadas por el acelerómetro ubicado al 75 % de la longitud de la pala, las mediciones se realizaron a cada 10 horas de experimentación y de esta manera dar un margen de tiempo para generar un daño en el sistema causado por la carga reversible que se reconstruye. En las Figuras 5.20, 5.21, 5.22 y 5.23 se observan las señales sensadas por el acelerómetro con el fin de estudiar el comportamiento de la amplitud de la señal experimentada.

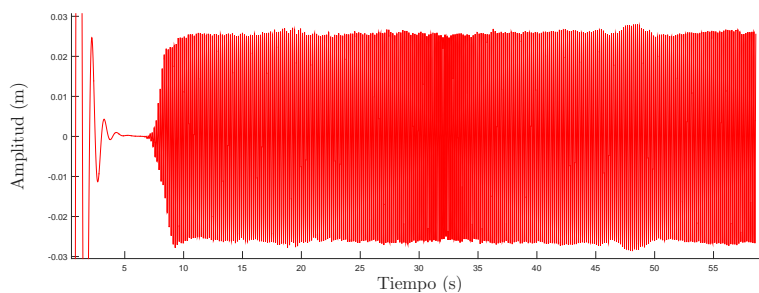


Figura 5.20. Medición del comportamiento en la hora 10.

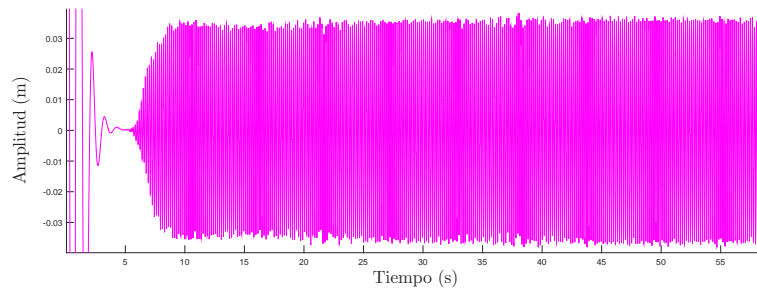


Figura 5.21. Medición del comportamiento en la hora 20.

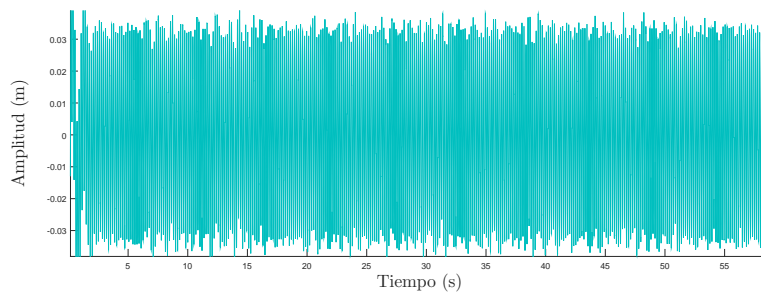


Figura 5.22. Medición del comportamiento en la hora 30.

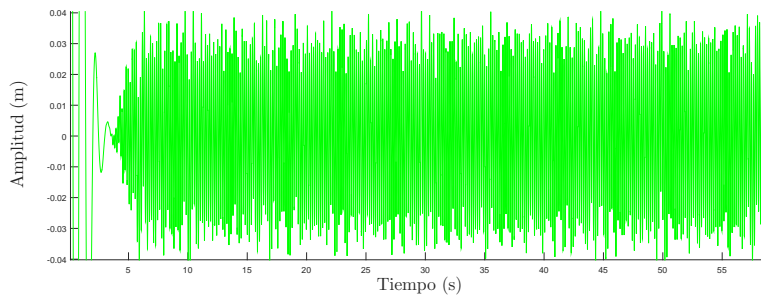


Figura 5.23. Medición del comportamiento en la hora 40.

De esta manera después de haber obtenidas las mediciones del comportamiento de la amplitud de la señal sensada por el acelerómetro durante la experimentación de comportamiento de fatiga, se estudian las señales con el objetivo de observar el incremento en la magnitud de la amplitud de la pala; siendo así un parámetro que permitirá validar el comportamiento de fatiga implementado para el desarrollo de este trabajo. En el capítulo 6 se abordará el análisis de los resultados de dichas señales y con ello se mostrará el efecto causado por la carga de esfuerzo reversible reconstruida en el banco de pruebas experimentales del laboratorio de energía eólica de la UNISTMO.

Capítulo 6.

Resultados

6.1 Análisis experimental del comportamiento a fatiga de palas de aerogeneradores

En el capítulo tres se determinaron los parámetros dinámicos de una pala de aerogenerador construida por profesores investigadores de la UNISTMO mediante la técnica de análisis modal experimental, en el capítulo cuatro se construyó un dispositivo de excitación por resonancia basándonos en los parámetros dinámicos mencionados anteriormente como también reconstruyendo un comportamiento de máquinas rotativas el cual es el desbalanceo. En el capítulo cinco se analizó el comportamiento de fatiga en palas de aerogeneradores de tal manera que en una primera etapa se determinó los ciclos de fatiga aproximados mediante análisis numérico y se evaluó la variación de la rigidez de la pala mediante técnicas de análisis modal, técnica basada en acelerómetro; con el objeto de predecir el daño acumulativo que sufre el sistema experimentado, y ahora en este se procederá a analizar y comparar los resultados obtenidos como también a observar el comportamiento de la degradación del sistema.

Primero se analizan los resultados obtenidos en las fases de pre-experimentación y post-experimentación mediante la técnica de análisis modal experimental, para la obtención de los parámetros dinámicos resultado de la caracterización de los modos vibratorios mediante respuesta libre y respuesta forzada.

Una vez obtenidos los parámetros de ambas pruebas se realiza una comparación de los valores principales que son las frecuencias naturales del sistema, cabe mencionar que se catalogan como parámetros dinámicos sin daño vs con daño, de esta manera se pretende observar la variación de la degradación de la rigidez del material y por consiguiente predecir el daño acumulativo mediante análisis modal experimental que se presentó por un fenómeno de fatiga.

Y por último se presenta el comportamiento de fatiga de palas de aerogeneradores utilizando un método de observación de las señales sensadas por el acelerómetro, de esta manera se

busca encontrar un comportamiento lineal el cual permitirá validar el modelo de fatiga macromecánico que es un estudio experimental no destructivo; de esta manera las técnicas de estudios utilizadas para la conformación de la metodología experimental desarrollada cumplen con el estudio de una fatiga de altos ciclos, esto quiere decir que el fenómeno que se reconstruyó se encontraba en la parte elástica del material como dice la teoría de la curva S-N.

6.2 Análisis de resultados de la prueba de la pre-experimentación a la pala del aerogenerador

Al inicio del capítulo tres se mencionó en la metodología a seguir para el análisis modal experimental a palas de aerogeneradores, que después de haber sentido el comportamiento en el dominio del tiempo para la vibración estática de una viga en cantilever se implementaría la técnica de transformada rápida de Fourier (FFT), esto con el objetivo de la transformación del dominio del tiempo al dominio de frecuencia y obtener la función de respuesta frecuencial (FRF) como se muestra en la Figura 6.1, en ella se puede apreciar que se reconstruyeron dos modos vibratorios mediante el estudio de las respuesta libre y forzada aplicado en el banco de pruebas del laboratorio de Energía Eólica de la Universidad del Istmo, cuyos valores como se puede apreciar el pico con mayor amplitud da un valor de frecuencia natural entre el rango de 0-2 Hz correspondiente al primer modo y el pico mas pequeño registra un frecuencia natural entre el rango de 8-10 Hz que corresponde al segundo modo vibratorio, estos son resultados unidireccionales debido a que se están utilizando acelerómetro de este comportamiento y de esta manera solo se puede identificar este tipo de vibración experimentalmente.

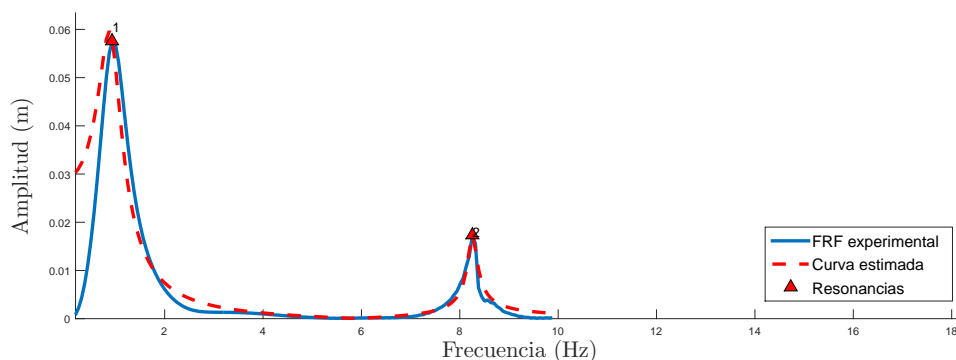


Figura 6.1. FRF obtenida en la etapa de la pre-experimentación.

En la Tabla 6.1 se colocan los resultados encontrados mediante la técnica de análisis modal experimental aplicado a la función de respuesta en frecuencia mencionada anteriormente, en la segunda columna se muestran los valores de las frecuencias naturales, el valor máximo es de 8.2553 Hz que corresponde al segundo modo vibratorio con una razón de amortiguamiento de 0.0109, y el mínimo es de 0.9381 Hz , que corresponde al primer modo con una

razón de amortiguamiento de 0.2505. Estos resultados son los medidos en la etapa de la pre-experimentación y son la base para iniciar el estudio del comportamiento a fatiga en palas de aerogeneradores implementado el dispositivo de excitación.

Tabla 6.1. *Parámetros obtenidos con la técnica de análisis modal experimental en la etapa de la pre-experimentación.*

Modo	Frecuencia natural (Hz)	Razón de amortiguamiento
1	0.9381	0.2505
2	8.2553	0.0109

6.3 Análisis de resultados de la prueba de la post- experimentación a la pala del aerogenerador

Ahora se analizan los resultados sensados por el acelerómetro en la etapa de la post-experimentación, en esta etapa se busca medir el comportamiento de la respuesta vibratoria de un sistema de viga en cantilever después de haber sufrido un fenómeno de fatiga. En la Figura 6.2 se muestra la señal de la función de respuesta frecuencia obtenida bajo la técnica explicada anteriormente, en ella se puede observar que se lograron observar dos modos vibratorios el pico de mayor magnitud demuestra un valor de frecuencia natural que se encuentra entre un rango de 0-2 Hz correspondiente al primer modo, se comenta el rango en el que se encuentra debido que hasta que no se le aplique análisis modal experimental a la señal se conocerá de manera concreta el valor de los parámetros dinámicos, el pico de menor magnitud arroja un valor de frecuencia natural cerca a los 8 Hz correspondiente a el segundo modo.

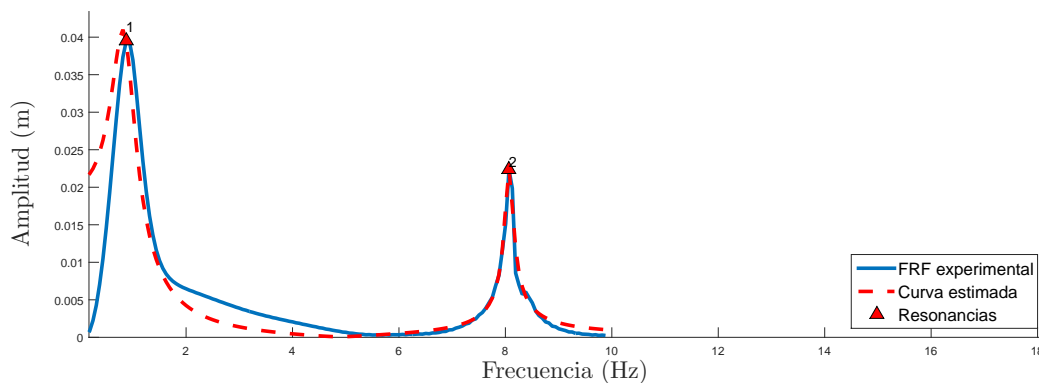


Figura 6.2. FRF obtenida en la etapa de la post-experimentación.

Resultados

En la Tabla 6.2 se muestran los resultados obtenidos en la prueba realizada en la post-experimentación mediante la técnica de análisis modal experimental, cuyos valores determinarán el estado en el que se encuentra la pala del aerogenerador después de haber estado experimentando un comportamiento de fatiga de 50 horas continuas de operación. En esta tabla se muestran los parámetros de modo vibratorio, frecuencia natural y razón de amortiguamiento, el valor máximo de la frecuencia natural es de 8.0676 Hz el cual corresponde al segundo modo con 0.0096 como razón de amortiguamiento, el valor de 0.8756 Hz corresponde al primer modo con razón de amortiguamiento de 0.2599 . Estos resultados permitirán realizar una comparativa para la predicción del daño acumulativo en la pala del aerogenerador estudiada en el desarrollo de la experimentación.

Tabla 6.2. *Parámetros obtenidos con la técnica de análisis modal experimental en la etapa de la post-experimentación.*

Modo	Frecuencia natural (Hz)	Razón de amortiguamiento
1	0.8756	0.2599
2	8.0676	0.0096

6.4 Comparación de los resultados obtenidos en las pruebas de la pre-experimentación y la post-experimentación

Ahora en esta sección se realiza la comparación de las pruebas de la pre-experimentación y la prueba de la post-experimentación utilizando un impulso como excitación, en la Tabla 6.3 se puede observar que la diferencia máxima es de 6.769% que corresponde al primer modo y la discrepancia mínima es de 2.273% que es resultado del segundo modo, de esta manera mediante análisis modal experimental se predice el daño acumulativo que sufre una pala de aerogenerador sujeta a un comportamiento a fatiga en un entorno experimental. Con tales parámetros sensados se valida la justificación con la que surgió la necesidad de desarrollar una metodológica que permitiera analizar un comportamiento dinámico, a su vez se fortalece la idea de la construcción e instrumentación de una plataforma experimental en el laboratorio de energía eólica en la universidad del Istmo. Siendo así el daño acumulado en la pala de un 6.769% .

Tabla 6.3. Comparativa de los resultados antes y después de la experimentación.

Modos	Prueba de la pre-experimentación		Prueba de la post-experimentación		Diferencia % f_n
	Parámetros modales sin daño		Parámetros modales con daño		
	Frecuencias naturales (Hz)	Amortiguamiento	Frecuencias naturales (Hz)	Amortiguamiento	
1	0.9381	0.2505	0.8756	0.2599	6.769
2	8.2553	0.0109	8.0676	0.0096	2.273

6.5 Resultado y validación del comportamiento de fatiga mediante la técnica de estudio basada en acelerómetros

En el capítulo cinco se analizó el comportamiento de fatiga a una pala de aerogenerador, de tal manera se implementó la técnica de estudio basada en acelerómetro para observar la variación del comportamiento de la amplitud de la señal obtenida en la experimentación. En la Figura 6.3, se presenta la gráfica de la evolución de la amplitud de las señales sensadas en la sección 5.3.2, en ella se puede apreciar un comportamiento que tiende a ser lineal, pero se presenta un margen de error causado por la vibración y el golpeteo que suministra el dispositivo de excitación a la estructura a la hora de tomar las lecturas con el acelerómetro. Tales resultados obtenidos muestran un incremento en la magnitud de la amplitud que va desde 0.2425 a 0.2511 m equivalente a una variación en la magnitud del desplazamiento de la pala del 3.42 %.

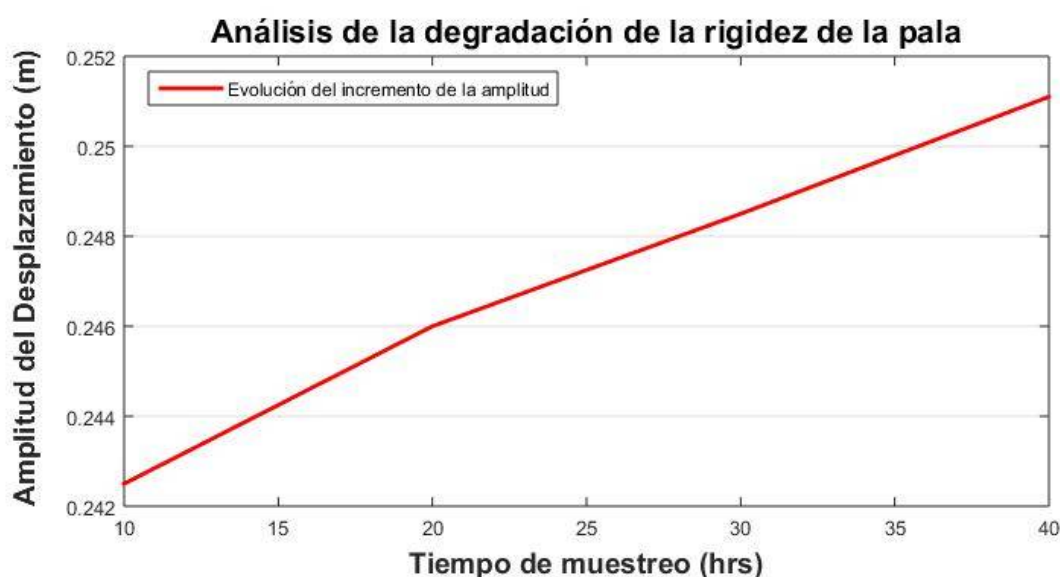


Figura 6.3. Estudio de la amplitud de la señal por efecto de la degradación de la rigidez.

Resultados

De esta manera se confirma y valida los resultados obtenidos en la sección anterior. Experimentalmente se obtuvieron parámetros de degradación que comparados con la teoría se reafirma el comportamiento presentado en el banco de pruebas, como se puede apreciar en la Figura 5.1 se muestran tres fases del comportamiento de la rigidez a través de un fenómeno de fatiga, siendo así la fase II en la cual nuestro estudio como técnica no destructiva se desarrolló, en ella el comportamiento de fatiga es elástica donde la degradación de la rigidez es a baja velocidad y de manera lineal.

Capítulo 7.

Conclusión

En este trabajo de tesis se realizó una revisión actual de las diferentes técnicas utilizadas en el análisis de comportamiento de fatiga a palas de aerogeneradores en el rubro de la energía eólica buscando conocer los principios teóricos para la reconstrucción de comportamientos dinámicos. De tal manera demostró que los estudios de pruebas de fatiga desarrollados en los grandes centros de investigación son ejecutados a palas de gran escala, siendo una gran oportunidad la formación de una metodología experimental para determinar caracterizaciones estáticas y dinámicas de dichos sistemas en pequeña y mediana escala. La utilización de los parámetros que rigen el comportamiento de las palas proporcionarían las bases para la reconstrucción de comportamientos dinámicos necesarios en los análisis de comportamientos de fatiga implementados a las palas de los aerogeneradores.

Por lo tanto, se ha conseguido construir e instrumentar un banco de pruebas estructurales para palas de aerogeneradores en el laboratorio de energía eólica de la Universidad de Istm campus Tehuantepec que permite sensor, adquirir, procesar y estudiar las señales obtenidas. La conformación del banco de pruebas estructurales interactúa con algoritmo computacional capaz de implementar la Transformada Rápida de Fourier y la técnica de análisis modal experimental, lo cual determina parámetros que rigen la dinámica del sistema. Al conocer tales parámetros permite la configuración del entorno experimental para la reconstrucción de comportamientos de carga de esfuerzo reversible, siendo mecánicamente uno de los principales causantes de daño a sistemas estructurales.

La metodología experimental para el estudio de comportamiento de fatiga permitió estudiar de manera numérica la geometría diseñada por el CIDESI, donde la configuración de las propiedades y de las fibras del material compuesto fueron reconstruidas en el software ANSYS utilizando el módulo ACP-Pre, de manera que se obtuvo un número determinado de ciclos de fatiga equivalente a 1×10^6 que de acuerdo a la teoría estudiada y a la curva S-N que describe el comportamiento de las tensiones alternas vs número de ciclos, dice que hablar de un valor que ronde por los 10^6 se refiere a fatiga de altos ciclos presentado en un entorno elástico e infinito, por consiguiente la teoría de degradación de la rigidez propuesta para la predicción del daño acumulativo; nos dice que la fatiga presentada en la experimentación deberá de comportarse de manera que no dañe y la rigidez del material debe degradarse a

Conclusión

baja velocidad y de manera lineal. Por lo tanto se concluye que el análisis de fatiga realizado para la predicción del tiempo de experimentación cumple con los criterios de evaluación que propone la teoría aplicada en esta metodología experimental.

Es importante resaltar que el análisis realizado a la pala manufacturada por el CIDESI bajo la técnica de estudio basada en acelerómetros estipulada para realizar el estudio mediante la evaluación de la degradación de la rigidez del material compuesto, arrojaron resultados satisfactorios donde se logró observar la predicción del daño acumulativo en la pala del aerogenerador mediante la técnica de análisis modal experimental, mediante un análisis comparativo de las señales de pre-experimentación y post-experimentación se observó que la degradación máxima de la pala es de 6.769 % que corresponde al primer modo y la discrepancia mínima es de 2.273 % que es resultado del segundo modo.

Por otro lado las señales sensadas a lo largo de la experimentación se estudiaron el entorno de las amplitud de la señal con ella se buscaba reafirmar y a su vez validar los resultados obtenidos en el estudio de la degradación de la rigidez, de esta manera los resultados obtenidos arrojaron un incremento en la amplitudes de la señal de 3.42 %, y que a su vez se reafirmó lo que dice la teoría debido a que el comportamiento del incremento de la señal fue de manera lineal.

Los resultados presentados a lo largo de esta tesis demuestra primeramente que el banco es capaz de reconstruir comportamiento de excitación por resonancia y a su vez excitar los sistemas estudiados en el sin causar daño irreversibles consecuencia del estudio de la degradación de la rigidez del material como teoría principal a considerar cuando no se contemple manufacturar probetas de estudio. Además, se concluye que los casos de estudios realizados permitieron evaluar el comportamiento de fatiga presentado en la pala, también que la metodología experimental desarrollada para el banco de pruebas estructurales valida la justificación del trabajo que surgió de la necesidad de estudiar comportamiento dinámico en palas de aerogeneradores, dando como resultado el fortalecimiento de la construcción e instrumentación de un banco de pruebas en el laboratorio de energía eólica en la universidad del Istmo.

Bibliografía

- [1] Juan Andrés Rivera Santana, *Predicción de propagación de daños por fatiga a amplitud constante en aspas de aerogenerador*; Diciembre 2014. [En línea]. Available: [http://cinco-itesm.academia.edu/JavierHer %C3 %A1ndezAguilar/Drafts](http://cinco-itesm.academia.edu/JavierHer%C3%A1ndezAguilar/Drafts).
- [2] Mahmood Mehrdad Shokrieh, *Mcgill University Library and Collections*, 1996. [En línea]. Available: http://digitool.Library.McGill.CA:80/R/-?func=dbin-jump-full&object_id=40253&silos_library=GEN01.
- [3] Diego Ernesto Cárdenas Fuentes, *Repositorio Institucional del Tecnológico de Monterrey*, 01 diciembre 2011. [En línea]. Available: <http://hdl.handle.net/11285/572558>.
- [4] Javier Efrén Hernández Aguilar, Juan Andrés Rivera Santana y Oliver Probst Oleszewski, *Herramientas para el análisis de daño en el aspa de un aerogenerador con amplitud de carga de viento variable*, Monterrey, Nuevo León : Proyecto Ingeniería Física II, 20/Mayo/2015.
- [5] M. D. Ulriksen, D. Tcherniak & L. Damkilde. *Damage detection in an operating Vestas V27 wind turbine blade by use of outlier analysis*. In Environmental, Energy and Structural Monitoring Systems (EESMS), (2015). IEEE Workshop on (pp. 50-55). IEEE.
- [6] C. H. Kim, I. Paek & N. Yoo. *Monitoring of small wind turbine blade using FBG sensors*. In Control Automation and Systems (ICCAS), (2010). International Conference on (pp. 1059-1061). IEEE.
- [7] K. Lee, A. Aihara, G. Puntsagdas, T. Kawaguchi, H. Sakamoto, & M. Okuma. *Feasibility study on a strain based deflection monitoring system for wind turbine blades*. (2017) Mechanical Systems and Signal Processing, 82, 117-129.
- [8] Y. Cui, L. Shi, & F. Zhao, *Modal analysis of wind turbine blade made of composite laminated plates*. (2010, March). In Power and Energy Engineering Conference (APPEEC), 2010 Asia-Pacific (pp. 1-4). IEEE.
- [9] B. Aydi, M. B. Hassena, & S. Choura. *Modal analysis of cracked wind turbines using the finite element method*. (2012, March). In Systems, Signals and Devices (SSD), 2012 9th International Multi-Conference on (pp. 1-6). IEEE.

Bibliografía

- [10] Sossey Alaoui & B. Radi. *Modal and probabilistic analysis of wind turbine blade under air-flow*. (2016), 4th IEEE International Colloquium on Information Science and Technology (CiSt), Tangier, 2016, pp. 730-735.
- [11] C. Liu, D. Jiang & J. Chen. *Vibration characteristics on a wind turbine rotor using modal and harmonic analysis of FEM*. (2010), World Non-Grid-Connected Wind Power and Energy Conference, Nanjing, 2010, pp. 1-5.
- [12] Y. Mei, Y. Xu & Z. Wang. *Detection and Damage Diagnosis for Wind Turbine Blades Based on the Theory of Length Fractal Dimension on Dynamic Properties*. (2010), International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation, Changsha City, 2010, pp. 1089-1092.
- [13] J. Yin, Y. Xie & P. Chen. *Modal Analysis Comparison of Beam and Shell Models for Composite Blades*. (2009), Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference, Wuhan, 2009, pp. 1-4. doi: 10.1109/APPEEC.2009.4918484.
- [14] F. Dai, K. Huang & X. Su. *Improving a Composite Wind Turbine Blade Considering Minimizing the Prospect of Flutter with the Method of Modal Analysis Technique*. (2009), Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference, Wuhan, 2009, pp. 1-4.
- [15] M. A. Eder, A. Belloni, A. Tesauro, & T. Hanis. *A multi-frequency fatigue testing method for wind turbine rotor blades*. (2017) Journal of Sound and Vibration, 388, 123-140.
- [16] D. C. Araújo, L. C. e Castro, M. A. M. Shzu, S. M. Ávila, & M. V. G. de Moraes. *Modal identification of a wind turbine*. (2017) Procedia engineering, 199, 2250-2255.
- [17] M. Imran, A. A. Abbasi & M. J. Hyder. *Determination of modal characteristics of cantilever beam*. (2016), International Conference on Emerging Technologies (ICET), Islamabad, 2016, pp. 1-3. doi: 10.1109/ICET.2016.7813224
- [18] Jaramillo R., Andrés P., *Análisis modal del banco de ensayo de vibraciones del Laboratorio del Departamento de Ingeniería Mecánica*. (2014). Universidad del Bío-Bío, Chile.
- [19] Carlos P. Parra Contreras, *Estudio Numérico Experimental de una Viga Agrietada*. (2010). Facultad de Ciencias de la Ingeniería, Universidad Austral de Chile
- [20] I. Romero, *Capítulo 9- Mecánica de fractura*, [En línea]. Available: <http://simula.dimec.etsii.upm.es/ignacio/resources/MSD/Apuntes/MSDCap9.pdf>.
- [21] *Mecánica de fractura 2010 rev 01.pdf*, *Conceptos básicos de la mecánica de fractura*, Abril 2010. [En línea]. Available: <http://www.aero.ing.unlp.edu.ar/catedras/archivos/Mecanica%20de%20Fractura%202010rev01.pdf>.
- [22] J. P. Carrion Espinoza, *Capítulo 2 repositorio ESPE*, 2008. [En línea]. Available: <https://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/287/6/T-ESPE-017672-2.pdf>.

- [23] S. Ortolá, *Blog de ingeniería de materiales*, 29 Mayo 2012. [En línea]. Available: <https://ingenieriademateriales.wordpress.com/2012/05/29/principios-de-la-mecanica-de-la-fractura/>.
- [24] Universidad de las Americas de Puebla, *Capítulo IV Análisis de fracturas*, [En línea]. Available: http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lim/villela_e_ij/capitulo6.pdf.
- [25] José Luis Arana y Javier Jesús Gonzáles, *Mecánica de fractura*, Universidad del país Vasco.
- [26] Diego Antonio Habert Vargas, *Civilgeeks.com Ingeniería y construcción*, 2015. [En línea]. Available: <http://civilgeeks.com/2016/09/09/ensayos-cargas-ciclicas-sinusoidales-hormigones-compresion-diametral-tesis/>.
- [27] Universidad Iberoamericana, *Biblioteca Francisco Xavier Clavigero*, [En línea]. Available: <http://www.bib.uia.mx/gsdll/docdig/didactic/Ingenierias/dem023.pdf>
- [28] J. A. Mayugo Majó, *Capítulo 3 Teorías de degradación y predicción del tiempo de vida*, [En línea]. Available: <http://www.tdx.cat/bitstream/handle/10803/6860/03CAPITULO.pdf?sequence=4>.
- [29] Roberto Durán Carramolino. *Caracterización del comportamiento a fatiga en tracción de tejidos de fibra de carbono / resina epoxi. Estudio de la influencia de la frecuencia.*(2013),[En línea]. Available: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/60170>, Sevilla, España.
- [30] Iván Francisco Fuentes Silva, *Comportamiento mecánico de materiales de paletas de aerogeneradores de alta potencia*,Junio 2013 Universidad Veracruzana, Zona de poza rica- Tuxpa Veracruz.
- [31] Filiberto González Nerga. *Viabilidad del uso de materiales compuestos en el diseño de una torre de aerogenerador.*(2006), Proyecto Fin de Carrera E.P.S. Universidad Carlos III de Madrid.
- [32] Marta Arenas Mas. *Diseño e implementación de un sistema de adquisición de aceleraciones con procesamiento mediante microcontrolador.*(Junio 2008),Universidad de Sevilla
- [33] Hrich Bouziane. *Diseño e implementación de un acelerómetro, velocímetro móvil digital Controlado por un PIC de microchip.*Universidad Politécnica de Catalunya
- [34] L. G. Trijillo Franco, *Evaluación experimental de técnicas de identificación de parámetros modales en sistemas mecánicos* ,(2012) CINVESTAV.
- [35] D. White, *New method for dual-axis fatigue testing of large wind turbine blades using resonance excitation and spectral loading* ,(2004) (No. NREL/TP-500- 35268). National Renewable Energy Lab., Golden, CO (US).

Bibliografía

- [36] M. Mendía Villaamil, *Simulación de ensayos a fatiga en palas de aerogeneradores*, (2010)
- [37] K. Ravi Chandar & S. Satapathy, *Mechanical Properties of g-10 glass-epoxy Composite*, (2007), The University of Texas at Austin, College of Engineering and Institute for Advanced Technology
- [38] M. Diaz, S., M Gómez, D., O. A. González Estrada, J. S. L Becerra & A. Pertuz. *Estudio de la fatiga en láminas de tubería compuesta de matriz epóxica con fibra de vidrio para cargas de tracción.*(2017)
- [39] Cesar Estrada González, Isaac Hernández Arriaga, José Guadalupe Rico Espino. *Criterios para el diseño de un banco de pruebas estructurales de aspas de turbinas eólicas de pequeña y mediana potencia.* Memorias del xxiii congreso internacional anual de la SOMIM, septiembre de 2017 Cuernavaca, Morelos, México