

**METODOLOGÍA DE DETECCIÓN DE FALLOS PARA UNA ESTRUCTURA
PETROLIFERA TIPO FIXED OFFSHORE USANDO EL METODO DE
DESCOMPOSICIÓN MODAL DE ENERGIA DE TENSIÓN CON VIBRACIONES
MECÁNICAS**

**EDISSON ALEXANDER OSORIO TARAZONA
JOSE REMBRANDT TARAZONA BUENO**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOMECHANICAS
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
BUCARAMANGA**

201

**METODOLOGÍA DE DETECCIÓN DE FALLOS PARA UNA ESTRUCTURA
PETROLIFERA TIPO FIXED OFFSHORE USANDO EL METODO DE
DESCOMPOSICIÓN MODAL DE ENERGIA DE TENSIÓN CON VIBRACIONES
MECÁNICAS**

**EDISSON ALEXANDER OSORIO TARAZONA
JOSE REMBRANDT TARAZONA BUENO**

Trabajo de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

**DIRECTOR
HELLER GUILLERMO SÁNCHEZ ACEVEDO
Ingeniero Mecánico MSc, PhD.**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOMECHANICAS
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
BUCARAMANGA**

2017

AGRADECIMIENTOS

Inmensa gratitud a mi familia por ofrecerme un hogar lleno de amor, arte y libros

A mi hijo. Por darme la orientación en el camino a seguir en mi autoconocimiento.

A mi tío Juancho y mi tía blanca por enseñarme el valor de la ayuda cuando más se necesita.

Al profesor Heller Guillermo Sánchez por lo incalculable que resulta poder medir la motivación y las palabras de aliento depositadas en nuestros corazones a lo largo del tiempo compartido.

A los profesores y compañeros que durante la carrera me dieron la posibilidad de compartir opiniones forjando lo que soy hoy.

DEDICATORIA

A Dios que llenó con su inconmensurable amor todas las decisiones de vida las cuales me permiten hoy poder ver la vida desde un punto de vista más cercado a Dios.

A mi familia.

José Rembrandt Tarazona Bueno

Agradecimientos

*Al profesor Helder Guillermo Sanchez por su incalculable ayuda y motivación en
nuestro proyecto de Grado*

A la especialización en Gerencia de Mantenimiento UFS

A todas las personas que aportaron un granito de arena para cumplir esta meta

Dedicatoria

Al Dios todo poderoso por darme la vida y permitir llegar a esta nueva etapa de mi vida

A mi padre Edison Osorio Vélez Henrando su memoria

A mi madre Nury por su apoyo incondicional en cada momento

A Mi mamá Sara por su amor incondicional y apoyo en malos momentos

A mi amercito Natalia Valencia por darme su mano y seguir en el camino juntos

Sensei Jorge Torres por su inmenso aporte para encontrar y seguir el camino

Sensei Elsa Almeida por su perseverancia y rectitud

Al profesor Josué Pinilla Arenas

Familia, Familia amigos y allegados

Edisson Alexander Osorio Tarazona

Tabla de Contenido

INTRODUCCIÓN	14
1. ANTECEDENTES	18
2. MARCO TEÓRICO	21
2.1 ANÁLISIS MODAL	21
2.1.1 Modos de vibración	21
2.1.2. Frecuencias naturales y formas modales	22
2.1.3 Módulo de Young	23
2.1.4 Modulo de Poisson	23
2.1.5 Amortiguamiento viscoso.....	24
2.1.6 Transformada de Fourier	24
2.1.6 Análisis modal analítico	24
2.1.7 Sistemas de múltiples grados de libertad	25
2.1.8 Solución al problema de vectores y valores propios	26
2.2 MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS	29
3. METODOLOGÍA DE DETECCIÓN DE FALLOS	32
3.1 MODELO TEÓRICO	32
3.1.1 Matriz de Rigidez	34
3.1.2 Clasificación de los elementos estructurales	35
3.1.2.1 Elemento estructural tipo Cercha.....	35
3.1.2.2 Elemento estructural tipo pórtico.....	36
3.1.3 Matriz de masas.....	37
3.1.3.1 Matriz de masa concentrada.....	38
3.1.3.2 Matriz de masas consistente	38
3.1.4 Transformación de coordenadas y ensamble de matrices.....	39
3.1.5 Consideraciones del Proyecto.	41
3.1.6 Obtención de los modos de vibración propios.....	42
3.2 MÉTODO DE DESCOMPOSICIÓN MODAL DE ENERGÍA DE TENSION (MSED).	43
3.3 MODELO FÍSICO	44
3.3.1 Caracterización de una estructura petrolífera tipo fixed offshore.....	46

3.4 ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL (EMA)	48
3.4.1 Configuración de los ensayos de análisis modal	51
3.4.2 Sistema de adquisición de datos	52
3.4.3.Hardware.	54
3.4.4 Planeación y Montaje del EMA	56
3.4.5 Caracterización dinámica de la estructura	60
3.5 VALIDACIÓN	61
3.6 DETECCIÓN DE FALLOS	63
4. APLICACIÓN DE LA METODOLOGIA	65
4.1 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA	65
4.2 MODELO TEÓRICO	67
4.2.1 Caracterización de la falla en el modelo teórico	69
4.3 ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL	70
4.3.1 CMIF (Complex Modal Indicator Function)	72
4.3.2 Diagrama de Estabilidad	72
4.3.3 Criterio modal de garantía (MAC) como herramientas de validación	73
4.4 VALIDACIÓN Y DETECCIÓN DE FALLOS	73
4.4.1 Variación en los modos de vibración	79
4.4.2 Variación en la pérdida de rigidez para 3 barras con falla	82
5. CONCLUSIONES	85
6. RECOMENDACIONES	87
REFERENCIAS	88
BIBLIOGRAFÍA	91
ANEXOS	92

LISTA DE FIGURAS

	pag.
Figura 1. Modos de Vibración de un sistema de 2 GDL.	22
Figura 2. Desplazamiento de un edificio representado por sus formas modales	23
Figura 3. Distribución de elemento finito en cada elemento estructural.....	31
Figura 4. Barra prismática sometida a carga axial orientada en el espacio.	35
Figura 5. <i>Solicitaciones de un elemento de pórtico espacial.</i>	36
Figura 6. Deformaciones de un elemento prismático en el espacio.	41
Figura 7. Estructura Fixed Offshore	46
Figura 8. Tipos de estructuras Offshore	47
Figura 9. Diagrama de bloques para el análisis modal experimental	49
Figura 10. Tarjeta de adquisición de datos OROS OR35.....	54
Figura 11. Martillo para pruebas de Impacto DYTRAN 5850B	55
Figura 12. Acelerómetro DYTRAN 3056D2	56
Figura 13. Configuración del Ensayo	57
Figura 14. Identificación de Formas modales en Software ANSYS®.....	58
Figura 15. Montaje de los acelerómetros para los ensayos experimentales.....	59
Figura 16. Estructura Experimental.....	66
Figura 17. Configuración gráfica de la estructura mostrada por el modelo teórico.	68
Figura 18. Representación gráfica de la presencia de daño en la estructura según el modelo teórico.	70
Figura 19. Grafica de función de coherencia	71
Figura 20. FRF y cambios de fase del sistema	71
Figura 21. Gráfica CMIF en comparación con la FRF y los cambios de fase	72
Figura 22. Diagrama de estabilidad e identificación	73
Figura 23. Propiedades físicas del modelo teórico sin ajuste	74
Figura 24. Resultados obtenidos del modelo teórico sin ajustes.....	75
Figura 25. Propiedades físicas del modelo teórico con ajuste.....	75
Figura 26. FRF y cambios de Fase Obtenidos por el EMA.....	76
Figura 27. Resultados obtenidos por el modelo teórico.....	76
Figura 28. Formas Modales obtenidas con el EMA para el primer modo de vibración.....	77

Figura 29. Formas Modales obtenidas con el EMA para el segundo modo de vibración..	78
Figura 30. Gráfica de Identificación de fallas por el algoritmo MSED.....	79
Figura 31. Caso de Falla inducida en barra 10 del sistema del modelo teórico	80
Figura 32. Caso de Falla inducida en barras 10 y 15 del sistema del modelo teórico.....	81
Figura 33. Caso de Falla inducida en barras 10, 15 y 20 del sistema del modelo teórico.	81
Figura 34. Escenario 1 para 3 barras con igual porcentaje de daño	83
Figura 35. Escenario 2 para 3 barras con distinto porcentaje de daño	83
Figura 36. Escenario 3 para 3 barras con distinto porcentaje de daño	84

LISTA DE TABLAS

pag.

Tabla 1. Especificaciones técnicas tarjeta de adquisición de datos OROS OR35	54
Tabla 2. Especificaciones Técnicas Martillo de Impacto DYTRAN 5850B	55
Tabla 3. Especificaciones Técnicas Acelerómetros DYTRAN 3056D2	56
Tabla 4. Propiedades del Acero AISI 1020.....	66
Tabla 5. Listado de Modos de vibración obtenidos en el Análisis Modal Experimental	77
Tabla 6. Resultados obtenidos para los fallos inducidos en 1, 2 y 3 barras de la estructura.....	80
Tabla 7. Tabla comparativa de escenarios de falla para 3 barras de la estructura según el modelo teórico	82

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A. Objetivos del Trabajo de Grado.....	92
--	----

INTRODUCCIÓN

El resultado de la acción de las fuerzas ambientales en estructuras metálicas tipo offshore durante su vida de servicio, deriva en la acumulación constante de daño. Además, la necesidad provocada por la alta competitividad industrial hace que el instrumento de producción responda a un objetivo fundamental: disponibilidad con una calidad de servicio óptima. Actualmente, existe un nivel bajo de métodos encaminados al diagnóstico de estructuras metálicas debido a la complejidad para realizar una detección efectiva de fallos, por ejemplo: en ocasiones se quiere detectar una posible falla de forma manual ya sea porque es más económico o la situación lo requiere, en estas situaciones el operario se encuentra expuesto, en algunos casos, a riesgos generados por la dificultad que presenta el procedimiento, en otras ocasiones presentan altos costos, limitaciones en geometría y su aplicabilidad está encaminada a áreas pequeñas del sistema, algunos métodos requieren el uso de varios equipos, sumado a montajes demasiado costosos, la necesidad de contar con personal calificado y en ocasiones se necesita utilizar más de una técnica para su aplicación. Por ejemplo: SIMSIR y ANCARA [1] aplican tintas penetrantes y corrientes de Eddy para la detección de fallos debidos a grietas superficiales en los discos de una turbina. Debido a las limitaciones anteriores, Las estructuras metálicas, tienen un limitado mantenimiento dejando a éste sistema con una calidad media de servicio. En función a lo expuesto anteriormente se ve la necesidad de desarrollar alternativas,

que permitan diagnosticar el estado de una estructura en específico y que en conjunto con otros estudios ayuden a sentar una base que pueda generar una nueva metodología universal para la detección de fallos en estructuras metálicas, crucial para evitar una posible falla catastrófica y lograr una disminución de los costes de mantenibilidad.

Doebbling et al. [2] Presentan una revisión exhaustiva de los métodos de identificación de daños basados en los cambios de frecuencias naturales de las estructuras metálicas, éstas se basan en el cambio de la energía de deformación modal.

El método basado en la energía de deformación modal de tensión (MSED) es una técnica alternativa para detectar y localizar daños en una estructura. Una base para el método de índice de daño en la energía de deformación modal fue desarrollada por Stubbs et al. [3], siendo aplicada con éxito con el de tipo de haz (unidimensional) para la localización de daños. Sin embargo, su aplicación a los tipos de estructuras de trama tridimensional se mostró no tan prometedor. Con el fin de brindar una solución al problema, Yang et al. [4] Implementa un método para la localización de daños en estructuras de trama tridimensionales, mediante el uso de la energía de deformación modal, el cual se denominó método de descomposición (MSED).

El método requiere de una caracterización analítica que sea capaz de mostrar el cambio de energía de deformación modal aportada por cada elemento estructural antes y después de la ocurrencia del daño. MSED requiere de dos frecuencias naturales del sistema para definir dos indicadores de daños: axial y transversal

para cada miembro. Una vez obtenida esta información, se realiza la implementación del método de descomposición modal de energía de tensión MSED, el cual compara el estado de la estructura cuando esta se encuentra sin ningún tipo de daño y cuando se le induce un daño. Asimismo, la presente metodología permite la detección de varios elementos con falla dentro del modelo, con diferentes porcentajes de daño, lo cual brinda una mejora a trabajos anteriormente realizados. Se realiza la comparación y validación entre el modelo teórico y el modelo físico, la metodología presenta la información característica sobre el estado de la estructura cuando se le inducen daños en uno o varios elementos. Por medio del MSED, se relaciona la acción de los daños con el resto de los elementos estructurales, visualizando gracias a dos indicadores de daño: axial y transversal, el aporte energético que realiza cada elemento con respecto al sistema en general, encontrando la ubicación de los elementos dañados con sus respectivos indicadores.

Por medio de un análisis modal experimental, se corrobora la validez de la caracterización de la estructura, así como la respectiva validación de la metodología.

Este informe pretende recopilar una revisión bibliográfica de las diversas metodologías, con el fin de enriquecer el documento, ya que permite tener una base de información que se pueda convertir en apoyo para proyectos futuros orientados a la creación de dispositivos que puedan realizar un mantenimiento preventivo y predictivo de forma segura, económica y correcta de todo tipo de estructuras metálicas; aumentaría la poca oferta que se encuentra en el mercado

para esta necesidad, así como el aumento del índice de confiabilidad para todo el proceso de producción de la industria del petróleo, algo vital para la inversión y la economía de este país.

1. ANTECEDENTES

FARRAR et al. [5], define el daño en términos generales como los cambios introducidos a un sistema que afectan de manera adversa su desempeño actual o futuro. En esta definición se encuentra implícito que el daño, cobra significado únicamente mediante una comparación entre dos estados de la estructura, uno de los cuales se considera el estado inicial siendo en algunos casos el estado sin daño. Esto permite relacionar el estado de cada uno de los elementos sometidos a vibración por medio de un tratamiento estadístico simplificando el análisis del sistema.

ANAYA, CARLOS y BARAJAS, CESAR [6], realizaron un estudio teórico experimental con el fin de hallar y medir los daños presentados en una estructura metálica de forma simple, obteniendo las formas modales de dicha estructura por medio del Método de Elementos finitos (FEM) con ayuda de un software de simulación comercial y académico; corroborando la información obtenida con la construcción de un modelo real para poder inducir daños en la integridad de la estructura y analizarlos mediante el cambio de los modos de vibración.

En el año de 1995, Kim y Stubbs [7] desarrollaron el método de índice de daños basado en la energía de deformación por análisis modal, aplicado en una dimensión exitosamente, complementando la información requerida para el desarrollo del proyecto realizado por Huajun Li, Shuqing Wang y Hezhen Yang [8] por medio del método de descomposición modal de energía de tensión, lo cual da

solución al método desarrollado por Stubbs para marcos estructurales en 2 y 3 dimensiones.

Se han desarrollado métodos de detección de daños en distintos campos y aplicaciones, en donde a través de modelos físicos se puede comprobar la veracidad de los estudios planteados por medio de modelos teóricos, como el que presenta el estudio realizado por SHUQUING, Wang [9], el cual muestra la metodología para obtener un modelo teórico que permita cuantificar los modos de frecuencia para una estructura, con el fin de detectar posibles daños en 3 dimensiones. Este artículo permite tener una base para la obtención del modelo teórico que se usará para caracterizar los modos de frecuencia en la estructura tipo FIXED OFF SHORE.

SALAWU, O.S. [10], muestra que los cambios que sufren los parámetros modales están correlacionados a la naturaleza, localización y la severidad del daño. Este efecto ofrece la posibilidad de detectar, localizar y cuantificar daños mediante el uso de ensayos dinámicos. Los resultados de los ensayos realizados en distintos momentos, sirven para monitorear cambios en el tiempo de la condición estructural.

Habiendo conocido el modelo para diferenciar los tipos de daños presentes en las estructuras metálicas, se hace necesario clasificarlos. Un sistema de clasificación para los métodos de detección de daños basados en vibraciones propuesto por Rytter [11] define cuatro niveles de identificación del daño, de la siguiente manera:

- Nivel 1: determinación de la presencia del daño en la estructura
- Nivel 2: nivel 1 más la localización geométrica del daño
- Nivel 3: nivel 2 más la cuantificación de la severidad del daño
- Nivel 4: nivel 3 más la predicción de la vida remanente de la estructura

Los trabajos mencionados anteriormente aportan una base detallada de información, puesto que permiten delimitar la aplicabilidad y mejora en la implementación de un algoritmo que permita determinar los indicadores de daño en los planos axial y transversal usando las variaciones de los modos de frecuencia de la estructura.

2. MARCO TEÓRICO

2.1 ANÁLISIS MODAL

El análisis modal es el procedimiento para determinar las características dinámicas de un sistema que posee propiedades elásticas y lineales, logrando suministrar las frecuencias y formas naturales con la que vibra dicho sistema. El análisis modal se emplea con el objetivo de obtener la formulación de un modelo matemático que pueda predecir con buena exactitud el comportamiento dinámico real del sistema; El modelo matemático formulado es conocido como modelo modal del sistema y la información acerca de sus características son los parámetros modales [12].

2.1.1 Modos de vibración. Los modos de vibración son propiedades inherentes a las estructuras. Estos son influenciados por las propiedades del material (masa, rigidez y amortiguamiento), geometría y condiciones de frontera de la estructura. Si sometemos al sistema a una excitación este responderá vibrando de una determinada manera, propia y exclusiva. A esta vibración la llamaremos MODO de vibración del sistema. [13]. En la figura 1 se muestra un ejemplo.

Figura 1. Modos de Vibración de un sistema de 2 GDL.

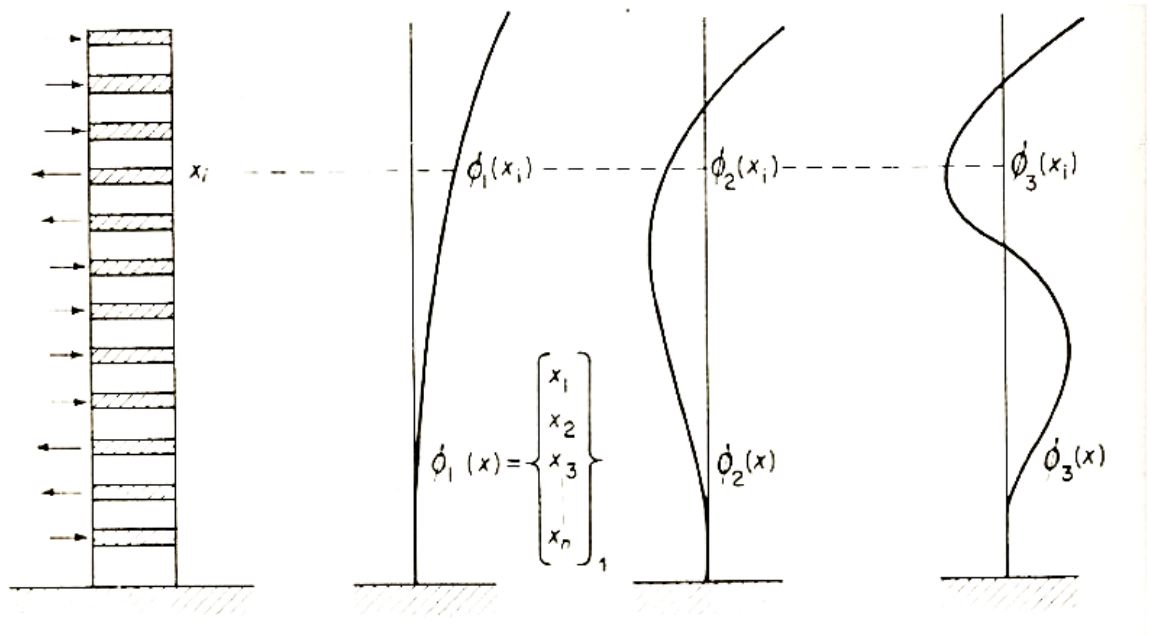


Fuente: Laboratorio de Ingeniería Sísmica. Universidad de Costa Rica.

2.1.2. Frecuencias naturales y formas modales. Si un sistema se deja vibrar libremente después de recibir una perturbación inicial, la frecuencia a la cual oscila sin fuerzas externas es conocida como su frecuencia natural. Un sistema vibratorio de n grados de libertad, tiene, por lo general, n frecuencias naturales de vibración distintas [14].

Desde el punto de vista físico, un modo de vibración de una estructura es caracterizado por una frecuencia natural, en la cual el movimiento predominante de la estructura es una forma de onda bien definida denominada forma modal. El movimiento general de una estructura, cuando es excitada, puede ser representado como una combinación lineal de los movimientos de cada uno de sus modos [15]. En la figura 2 se muestra un ejemplo de los desplazamientos.

Figura 2. Desplazamiento de un edificio representado por sus formas modales



Fuente: William Thompson. University of California.

2.1.3 Módulo de Young. El módulo de Young de elasticidad es la pendiente de la curva esfuerzo deformación en su región elástica. Este módulo es una medida de la rigidez del material. Un material rígido conserva su forma y su tamaño al ser sometido a cargas dentro de la región elástica. Su valor es definido mediante la ley de Hooke.

2.1.4 Modulo de Poisson. El módulo de Poisson relaciona la deformación elástica longitudinal producida por un esfuerzo simple a tensión o compresión, con la deformación lateral que ocurre simultáneamente como se muestra en la ecuación 1 [16]:

$$\mu = \frac{\varepsilon_{lateral}}{\varepsilon_{longitudinal}} \quad (1)$$

2.1.5 Amortiguamiento viscoso. Cuando un sistema mecánico vibra en un medio fluido, como por ejemplo, el aire, un gas, agua o aceite, la resistencia que ofrece este fluido al cuerpo en movimiento ocasiona la disipación de energía. En este caso, la cantidad de energía disipada depende de muchos factores, tales como el tamaño y forma del cuerpo que vibra, la viscosidad del fluido, la frecuencia de vibración y la velocidad del cuerpo que vibra. En el amortiguamiento viscoso, la fuerza amortiguada es proporcional a la velocidad del cuerpo. Algunos ejemplos de amortiguamiento viscoso son una capa de fluido entre dos superficies que se deslizan y el flujo de fluido alrededor de un pistón en un cilindro [14].

2.1.6 Transformada de Fourier. Es un método para traspasar las señales en el dominio del tiempo al dominio de la frecuencia. Toda señal periódica, sin importar cuan complicada parezca puede ser reconstruida a partir de sinusoides cuyas frecuencias son múltiplos enteros de una frecuencia fundamental, eligiendo las amplitudes y fases adecuadas.

2.1.6 Análisis modal analítico. Se construye un modelo matemático con el fin de describir las propiedades dinámicas de la estructura. Usualmente, se utiliza un modelo espacial representado por matrices de masa y de rigidez, también algunas consideraciones de los efectos del amortiguamiento. Posteriormente, se emplea este modelo para predecir el comportamiento dinámico de la estructura en términos de sus parámetros modales, frecuencias naturales, formas modales y factores de amortiguamiento modal. El comportamiento dinámico describe la forma

como se comporta la estructura bajo condiciones naturales, es decir, sin una fuerza externa aplicada [17].

2.1.7 Sistemas de múltiples grados de libertad. Para un sistema no amortiguado de n grados de libertad, se tiene la expresión que gobierna el movimiento según la ecuación 2 escrita en forma matricial así [18]:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (2)$$

donde $[M]$ y $[K]$ son las matrices de masa y rigidez de orden $N \times N$, y $x(t)$ y $f(t)$ son vectores $N \times 1$ de desplazamiento y fuerza en función del tiempo, respectivamente. Para el análisis de este tipo de sistemas, se considera que el vector fuerza es un vector de “ceros” con el fin de expresar la no existencia de la misma. Se puede observar en la ecuación 3:

$$\{f(t)\} = 0 \quad (3)$$

En este caso se asume que existe una solución armónica según la ecuación 4:

$$\{x(t)\} = \{X\}e^{i\omega t} \quad (4)$$

$\{X\}$ es un vector N de amplitudes independientes del tiempo, para los cuales es claro que se puede expresar como la ecuación 5:

$$\{\dot{x}(t)\} = -\omega^2\{X\}e^{i\omega t}$$

(5)

Al sustituir esta condición en la ecuación 1, se obtiene una solución según las ecuaciones 6 y 7:

$$\{\dot{x}(t)\} = -\omega^2\{X\}e^{i\omega t} \quad (6)$$

$$\{[K] - \omega^2[M]\}\{X\}e^{i\omega t} = \{0\} \quad (7)$$

Lo cual consiste en el problema de vectores y valores propios, donde ω^2 es el eigenvalor y $\{X\}$ es el eigenvector, siendo el eigenvalor el cuadrado de la frecuencia y el eigenvector la forma modal [15]. De aquí es evidente que la forma modal $\{X\}$ no es única, ya que varios múltiplos de la misma satisfacen la ecuación. Para que la ecuación tenga una solución diferente de cero con respecto a $\{X\}e^{i\omega t}$, $\{[K] - \omega^2[M]\}$ tiene que ser singular [12]. Lo anterior es descrito en la ecuación 8:

(8)

$$\{[K] - \omega^2[M]\} = 0.$$

2.1.8 Solución al problema de vectores y valores propios. La ecuación de movimiento para un sistema de múltiples grados de libertad es la base para el planteamiento del análisis modal tal como aparece en la ecuación 9 [17].

$$[M]\ddot{x}(t) + [C]\dot{x}(t) + [k]x(t) = 0 \quad (9)$$

Donde [M], [C] y [K] corresponden a las matrices de masa y de rigidez del sistema. Asimismo la ecuación 10 representa la solución de la ecuación 9. Para el caso de sistemas con amortiguamiento es conveniente considerar el caso de “sistemas con amortiguamiento proporcional”, lo cual ofrece una ventaja particular para el análisis de los modelos teóricos ya que los modos de vibración pueden ser tan idénticos tanto para el modelo con amortiguamiento como para el modelo sin este. Por tanto, para el presente trabajo se considera un sistema sin la influencia de los efectos del amortiguamiento.

$$x(t) = \sum_{k=1}^{2n} z_{(k)} e^{\lambda_k t} \quad (10)$$

El tiempo de respuesta puede evidenciarse como una expansión en la base modal $[Z_{(1)} \dots Z_{(2n)}]$. De esta forma se relacionan la matriz X como la recolección de todos los datos expresados según los siguientes pasos. Se considera la expansión para un primer valor de t, tal como se observa en la ecuación 11, teniendo en cuenta que $\lambda = \omega$.

$$[x(t_1) \dots x(t_{2n})] = [Z_{(1)} \dots Z_{(2n)}] \begin{bmatrix} e^{\lambda_1 t_1} & \dots & e^{\lambda_1 t_{2n}} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ e^{\lambda_{2n} t_1} & \dots & e^{\lambda_{2n} t_{2n}} \end{bmatrix} \quad (11)$$

Así mismo, se considera la misma expresión para un valor Δt en la ecuación 12.

$$[x(t_1 + \Delta t) \dots x(t_{2n} + \Delta t)] = [\hat{Z}_{(1)} \dots \hat{Z}_{(2n)}] \begin{bmatrix} e^{\lambda_1 t_1} & \dots & e^{\lambda_1 t_{2n}} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ e^{\lambda_{2n} t_1} & \dots & e^{\lambda_{2n} t_{2n}} \end{bmatrix} \quad (12)$$

Continuando con la secuencia lógica, se desarrolla la expresión para un intervalo $2\Delta t$ en la ecuación 13.

$$[x(t_1 + 2\Delta t) \dots x(t_{2n} + 2\Delta t)] = [\hat{Z}_{(1)} \dots \hat{Z}_{(2n)}] \begin{bmatrix} e^{\lambda_1 t_1} & \dots & e^{\lambda_1 t_{2n}} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ e^{\lambda_{2n} t_1} & \dots & e^{\lambda_{2n} t_{2n}} \end{bmatrix} \quad (13)$$

$$\hat{Z}_{(i)} = Z_{(i)} e^{2\lambda_i \Delta t} \quad (14)$$

Agrupando las ecuaciones 12 y 13 se obtienen las matrices consolidadas para todas las estancias del análisis, expresadas en la ecuación 15.

$$\begin{bmatrix} X_{\Delta t} \\ X_{2\Delta t} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \hat{Z} \\ \hat{Z} \end{bmatrix} \Lambda \text{ o } \hat{\Phi} = \hat{A} \Lambda \quad (15)$$

Eliminando la matriz Λ , se obtiene la ecuación 16.

$$\hat{\Phi} \Phi^{-1} A = \hat{A} \quad (16)$$

Si $A = [a_1 \dots a_n]$, y $\hat{A} = [\hat{a}_1 \dots \hat{a}_n]$, la ecuación 17 relaciona cada columna a_i de A con respecto a cada columna \hat{a}_i de \hat{A} .

$$\hat{\Phi} \Phi^{-1} a_i = \hat{a}_i \quad (17)$$

Como $\hat{a}_i = e^{\lambda_i \Delta t} a_i$ obtenemos la ecuación 18.

$$\hat{\Phi} \Phi^{-1} a_i = e^{\lambda_i \Delta t} a_i \quad (18)$$

La anterior relación representa la solución del problema de vectores y valores propios, donde los eigenvectores tienen las primeras n coordenadas iguales a los

eigenmodos de la estructura. Los eigenvalores son iguales a $e^{\lambda_i \Delta t}$ donde λ_i son los valores complejos de la estructura. El orden de los modos $\hat{\Phi}\Phi^{-1}$ es igual al numero de modos que se obtienen en la respuesta medida. Con el fin de evitar este inconveniente, se utiliza el metodo de minimos cuadrados, el cual considera mas datos que el numero de modos utilizados. De esta forma las matrices cuadradas Φ y $\hat{\Phi}$ son transformadas finalmente en la ecuación 19 [19].

$$[\hat{\Phi}\Phi^T][\Phi\Phi^T]^{-1}a_i = e^{\lambda_i \Delta t} a_i \quad (19)$$

2.2 MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

El método de elementos finitos es un método numérico general para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales parciales muy utilizado en diversos problemas de ingeniería y física, que dentro de sus posibilidades puede ser usado para solucionar apropiadamente problemas de vibraciones mecánicas. En este método la estructura real se reemplaza por varias piezas o elementos, cada uno de los cuales se asume como un miembro estructural continuo y se llama *elemento finito*. Los elementos se interconectan en ciertos puntos conocidos como juntas o nodos.

Debido a la imposibilidad de hallar una solución exacta (por ejemplo desplazamientos) de la estructura original bajo cargas específicas, se asume una solución aproximada para cada elemento finito. La idea es que si las soluciones de

los diferentes elementos son seleccionadas adecuadamente, se puede forzar la convergencia hacia la solución exacta de la estructura completa, a medida que el tamaño del elemento es reducido. Durante el proceso de solución, se satisface el equilibrio de fuerzas en los nodos y la compatibilidad de los desplazamientos entre los elementos para que la estructura entera (ensamble de elementos) se comporte como una sola entidad [14].

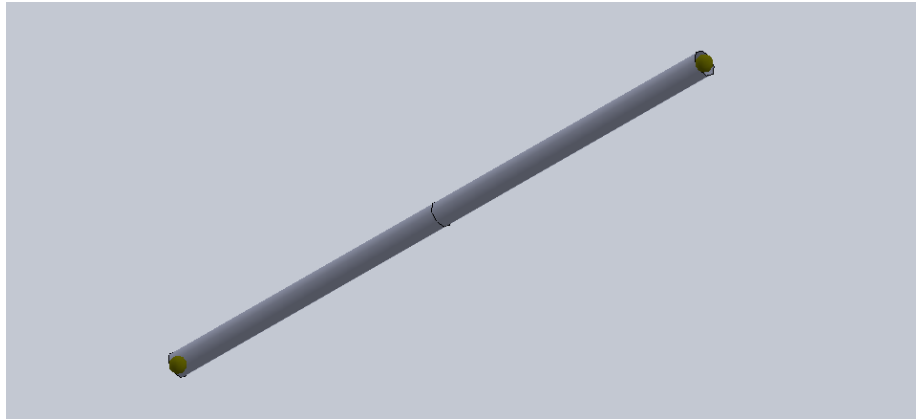
Un elemento finito e viene definido por sus nodos (i,j,m) y por su contorno formado por líneas que los unen. Los desplazamientos u de cualquier punto del elemento se aproximan por un vector columna \vec{u} :

$$\vec{u} = \sum N_i a_i^e = [N_i \ N_j \ \dots] \begin{pmatrix} \vec{a}_i \\ \vec{a}_j \\ \dots \end{pmatrix}^e = N a^e \quad (20)$$

N son funciones de posición dadas (funciones de forma) y a^e es un vector formado por los desplazamientos nodales de los elementos considerados.

Para realizar este proyecto se tiene en cuenta la simplicidad que debe tener el método de detección de fallos; teniendo en cuenta lo anterior el elemento finito usado en cada barra que se analiza, tiene en cuenta solo dos elementos por barra, con el propósito de mantener un análisis sencillo y al mismo tiempo muy preciso para proyectos futuros. En la figura 3 se puede observar claramente la distribución de elementos finitos anteriormente descrita.

Figura 3. *Distribución de elemento finito en cada elemento estructural.*



Los parámetros numéricos que describen las propiedades relevantes del material que está siendo modelado, son una fuente de error importante, debido a las no-linealidades y a la baja confiabilidad en los valores estándares en las propiedades del material. Es fundamental identificar correctamente las condiciones de frontera para su posterior modelación ya que su exclusión genera cambios en el análisis. Algunas condiciones a tener en cuenta son: condición libre-libre, empotramientos y cargas externas entre otras. Por último, se debe escoger el método de solución para el conjunto de ecuaciones. En el caso particular para un análisis modal existen diversos métodos dinámicos de solución como: Block Lanczos, PCG Lanczos, Reduced, Unsymmetric, etc, cada uno con sus ventajas y desventajas en la solución del sistema. Un ejemplo claro es propuesto por Gainza y Pintor [20], quienes desarrollaron un modelo FEM para la carcasa de un eje motriz de un vehículo industrial, utilizando Block Lanczos y Subspace como método dinámico de solución, y como resultado encontraron que los cambios en las magnitudes de frecuencias eran muy pequeños pero el tiempo de solución es menor utilizando el primer método.

3. METODOLOGÍA DE DETECCIÓN DE FALLOS

3.1 MODELO TEÓRICO

A través del modelo teórico se obtiene una visualización de los parámetros modales (frecuencias naturales y formas modales), logrando entender el comportamiento dinámico del modelo físico sin realizar un solo ensayo modal, se debe tener en cuenta que debido a la idoneidad del modelo físico es difícil llevar estas características al modelo teórico, debido a la intervención del proceso de fabricación el cual agrega un porcentaje de error respecto a la caracterización aportada por el modelo teórico. Queda expuesta la importancia de poder controlar las propiedades teóricas, ya que con ellas se puede minimizar el error para aproximar un poco más el método.

El sistema de ecuaciones empleado en el modelo teórico no puede resolverse fácilmente o en ocasiones no tiene una solución analítica exacta. Estas limitaciones pueden mejorarse a través de soluciones por medio de métodos numéricos, los cuales se encargan de crear un algoritmo numérico que lleva a una solución aproximada del problema mediante un número finito de pasos que pueden ejecutarse de manera lógica, utilizando únicamente operaciones aritméticas. Los métodos numéricos son capaces de manejar no linealidades, geometrías complejas y sistemas de ecuaciones acopladas que son necesarias para la simulación segura de muchos sistemas que se presentan en ingeniería. Al aplicar este método se necesitan realizar un número grande de cálculos

aritméticos, por lo cual se debe utilizar un computador para hacer este trabajo. Como bien se sabe la solución no es exacta, por lo cual aparece un concepto adicional, el de error. Este concepto aparece como consecuencia de la naturaleza finita de los ordenadores que solo pueden operar con números representados de forma discreta [20].

Algunos de los más reconocidos y utilizados métodos numéricos son: elementos finitos, volúmenes finitos y diferencias finitas, entre otros. Cada método tiene sus propias ventajas, dependiendo de la naturaleza del problema físico a resolver; pero no se puede hablar de un mejor método para todos los problemas. Para la selección del mejor método numérico de solución se debe prestar atención a la complejidad geométrica del dominio; la dimensión del problema es otro factor que merece ser considerado. Por ejemplo, un método eficiente para problemas unidimensionales, puede no ser eficiente para problemas en dos o tres dimensiones.

El método de elementos finitos (FEM), es el más utilizado en la mecánica estructural; su gran aplicación sobre geometrías difíciles y además de su facilidad de introducir dominios de cálculos complejos (en dos o tres dimensiones) lo hace muy competente. Mediante este análisis, normalmente se busca calcular las frecuencias naturales, las formas modales y las funciones de respuesta en frecuencia, como el trabajo realizado por Florez y Kubiak [21], quienes desarrollaron un modelo FEM del rodete de una turbina Francis para realizar el

análisis modal de este; calculando las frecuencias naturales y las formas modales del rodete en aire y sumergido en agua.

Con el fin de mejorar el estudio de las estructuras tipo offshore, las cuales con el paso de su vida útil van generando y acumulando fallas que a simple vista no son reconocibles, ya que muchas de estas son causadas por el mismo entorno y estas fallas pueden ser catastróficas a la hora de salvaguardar la vida humana y el ecosistema, por eso Li et al. [8], implementaron un método para poder localizar fallas en estructuras metálicas tipo offshore teniendo en cuenta los cambios en los parámetros modales de la estructura.

Es posible encontrarse con geometrías complejas que puedan aumentar la dificultad del modelo; sin embargo, las juntas o ensambles estructurales constituyen una de las principales fuentes de error [22]; aun así, un modelo CAD debe ser una representación geométrica muy precisa, manteniendo las formas y dimensiones correspondientes.

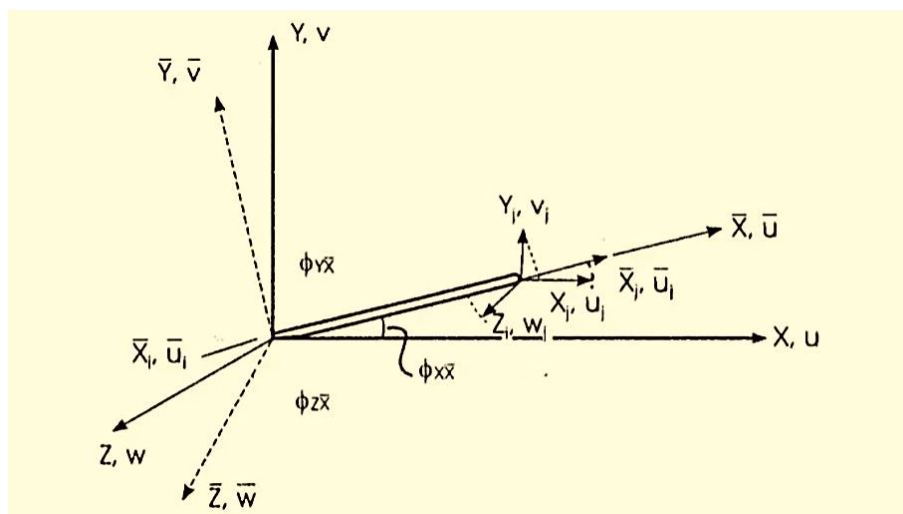
3.1.1 Matriz de Rigidez. La matriz de rigidez relaciona los desplazamientos de una serie de puntos o nodos, con los esfuerzos puntuales efectivos en dichos puntos; para su adaptación al método de elementos finitos, debe ser distribuida respecto al número de elementos en la cual se divide cada sección de la estructura a analizar. Para esto, el ensamble debe ser con respecto a las conexiones de los elementos y los aportes de rigidez que estos tengan en coordenadas locales para luego redirigirse hacia las coordenadas globales del

sistema y realizar la sumatoria correspondiente en una matriz de rigidez del sistema completo.

3.1.2 Clasificación de los elementos estructurales. Para el análisis de un elemento estructural, es necesario considerar ciertos aspectos en relación a los aportes de rigidez que estos poseen. Los dos tipos de elementos estructurales que se relacionan son: Cercha y Pórtico.

3.1.2.1 Elemento estructural tipo Cercha. El elemento estructural tipo cercha se caracteriza por tener en consideración al elemento sometido únicamente a carga axial, y al estar arbitrariamente orientado en el espacio cada nudo tiene 3 grados de libertad, en la figura 4 se muestran los grados de libertad presentes en el elemento en el espacio, en consecuencia la matriz de rigidez de un elemento prismático o estructural debe quedar de 6x6 [23]. En la ecuación 20 se relaciona la matriz mencionada.

Figura 4. Barra prismática sometida a carga axial orientada en el espacio.



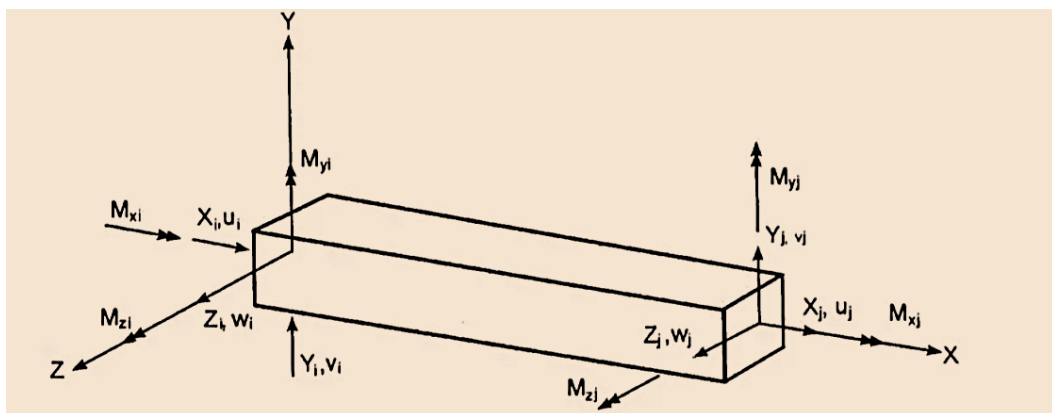
Fuente: Análisis de Estructuras 2da Edición. Jairo Uribe Escamilla.

$$\begin{bmatrix} \bar{X}_i \\ \bar{Y}_i \\ \bar{Z}_i \\ \bar{X}_j \\ \bar{Y}_j \\ \bar{Z}_j \end{bmatrix} = \frac{AE}{L} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{U}_i \\ \bar{V}_i \\ \bar{W}_i \\ \bar{U}_j \\ \bar{V}_j \\ \bar{W}_j \end{bmatrix} \quad (20)$$

E, A y L, representan el módulo de elasticidad, el área transversal y la longitud del elemento analizado respectivamente.

3.1.2.2 Elemento estructural tipo pórtico. El elemento estructural tipo pórtico se caracteriza por tener en consideración al elemento sometido a carga axial, transversal y rotacional; al estar arbitrariamente orientado en el espacio cada nudo tiene 6 grados de libertad. Dicha configuración se muestra en la figura 5, en consecuencia la matriz de rigidez de un elemento prismático o estructural debe quedar de 12x12 [23]. En la ecuación 21 se relaciona la matriz mencionada.

Figura 5. Solicitaciones de un elemento de pórtico espacial.



Fuente: Análisis de Estructuras 2da Edición. Jairo Uribe Escamilla.

$$\begin{bmatrix} X_i \\ Y_i \\ Z_i \\ M_{xi} \\ M_{yi} \\ M_{zi} \\ X_j \\ Y_j \\ Z_j \\ M_{xj} \\ M_{yj} \\ M_{zj} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_i^T \\ Y_i^T \\ Z_i^T \\ M_{xi}^T \\ M_{yi}^T \\ M_{zi}^T \\ X_j^T \\ Y_j^T \\ Z_j^T \\ M_{xj}^T \\ M_{yj}^T \\ M_{zj}^T \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{AE}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{AE}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EI_y}{L^3} & 0 & 0 & 0 & \frac{12EI_y}{L^3} & 0 & -\frac{12EI_y}{L^3} & 0 & 0 & 0 & \frac{6EI_y}{L^2} \\ 0 & 0 & \frac{12EI_z}{L^3} & 0 & \frac{6EI_z}{L^2} & 0 & 0 & 0 & -\frac{12EI_z}{L^3} & 0 & -\frac{6EI_z}{L^2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{GJ}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{GJ}{L} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{6EI_y}{L^2} & 0 & \frac{4EI_y}{L} & 0 & 0 & 0 & \frac{6EI_y}{L^2} & 0 & \frac{2EI_y}{L} & 0 \\ 0 & \frac{6EI_z}{L^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{4EI_z}{L} & 0 & -\frac{6EI_z}{L^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{2EI_z}{L} \\ -\frac{AE}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{AE}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{12EI_y}{L^3} & 0 & 0 & 0 & -\frac{6EI_y}{L^2} & 0 & \frac{12EI_y}{L^3} & 0 & 0 & 0 & -\frac{6EI_y}{L^2} \\ 0 & 0 & -\frac{12EI_z}{L^3} & 0 & \frac{6EI_z}{L^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{12EI_z}{L^3} & 0 & \frac{6EI_z}{L^2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{GJ}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{GJ}{L} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{6EI_y}{L^2} & 0 & \frac{2EI_y}{L} & 0 & 0 & 0 & \frac{6EI_y}{L^2} & 0 & \frac{4EI_y}{L} & 0 \\ 0 & \frac{6EI_z}{L^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{2EI_z}{L} & 0 & -\frac{6EI_z}{L^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{4EI_z}{L} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_i \\ V_i \\ W_i \\ \theta_{xi} \\ \theta_{yi} \\ \theta_{zi} \\ U_j \\ V_j \\ W \\ \theta_{xj} \\ \theta_{yj} \\ \theta_{zj} \end{bmatrix} \quad (21)$$

I_y , I_z , G , J , representan la inercia de la sección transversal en dirección y , la inercia de la sección transversal en dirección z , el módulo de elasticidad a torsión y el momento polar de inercia respectivamente.

3.1.3 Matriz de masas. En la construcción de la matriz de masas \mathbf{M} , generalmente se sigue el mismo procedimiento utilizado para la obtención de la matriz de rigidez \mathbf{K} . Se obtiene la matriz de masas de cada elemento en ejes locales, para posteriormente transformar y ensamblar cada matriz elemental en el sistema global. Finalmente, con este proceso se obtendrá la matriz de masas global de todo el sistema [24].

Esta matriz posee ciertas propiedades, tanto numéricas como físicas, entre las que están:

- Debe existir simetría, tanto de la matriz como de las propiedades de los elementos.
- Tomando conceptos de la Mecánica Clásica, todos los elementos de la masa deben conservarse, así como también el momento lineal.
- La matriz de masas debe ser positiva. [24]

A continuación, se mencionan los métodos de ensamble de matriz de masa.

3.1.3.1 Matriz de masa concentrada. Este método asigna la cantidad de masa correspondiente a cada uno de los nodos pertenecientes al elemento de viga analizado, considerando que a cada elemento de viga uniforme le es asignado la mitad de la masa total del segmento de viga [25]. Para la aplicación de este método se dispone del Principio D'Alembert. Por tanto para un segmento de viga prismático, la distribución de masa es dada por la ecuación 22.

$$M = \frac{\bar{m} * L}{2} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (22)$$

3.1.3.2 Matriz de masas consistente. Considerando los principios de trabajo virtual, la matriz de masa consistente se obtiene combinando los efectos de la matriz de masa concentrada para los efectos de carga axial, flexión y torsión. [26]

libertad de cada elemento en los lugares correspondientes de las matrices de rigidez y de masa en coordenadas globales.

$$R = \begin{bmatrix} r & 0 & 0 & 0 \\ 0 & r & 0 & 0 \\ 0 & 0 & r & 0 \\ 0 & 0 & 0 & r \end{bmatrix} \quad (204)$$

$$r = \begin{bmatrix} C_{Xx} & C_{Yx} & C_{Zx} \\ C_{Xy} & C_{Yy} & C_{Zy} \\ C_{Xz} & C_{Yz} & C_{Zz} \end{bmatrix} \quad (215)$$

La ecuación 24 muestra la matriz de transformación de coordenadas locales a globales. En la ecuación 25 C_{Xx} y sus similares representan los cosenos directores entre los ejes X, Y y Z pertenecientes a las coordenadas globales del sistema. Después de la transformación, la matriz de rigidez y de masa se obtiene teniendo en cuenta la expresión en la ecuación 26.

$$K = R^T K' R \quad (226)$$

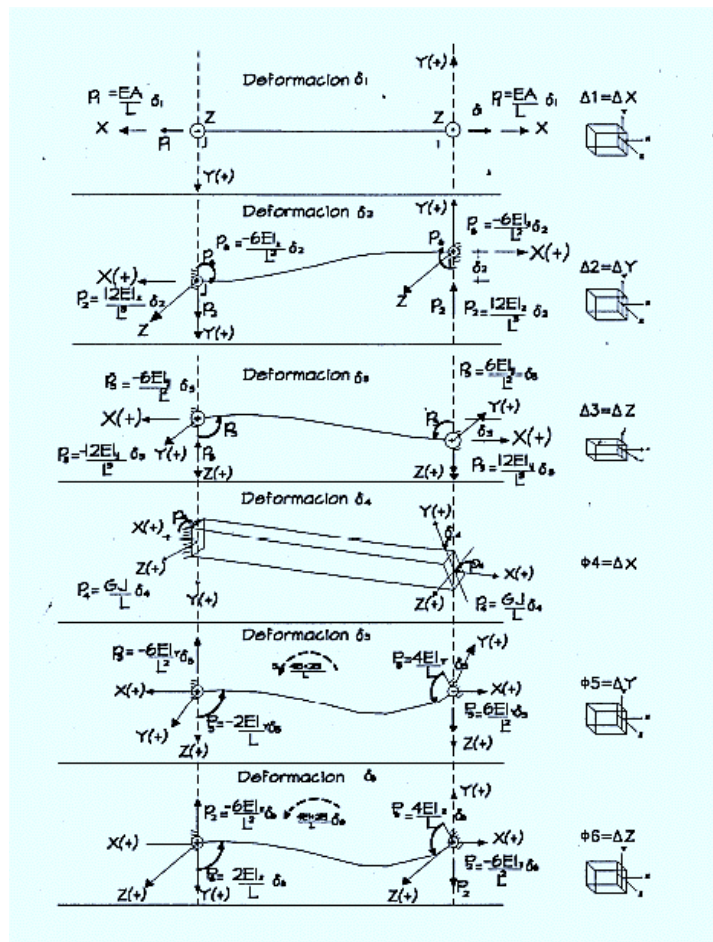
Donde **K** es la matriz de Rigidez global del sistema, **R** es la matriz de transformación del elemento, y **K'** es la matriz perteneciente al elemento pero en coordenadas locales.

3.1.5 Consideraciones del Proyecto. Para el análisis de estructuras de 3 dimensiones planteada en este proyecto, se considera los siguientes movimientos relativos:

- Traslación en dirección (x,y,z)
- Rotación en dirección (x,y,z)

En la figura 6 se relacionan los tipos de deformaciones teniendo en cuenta sus respectivos coeficientes de rigidez según sea el grado de libertad analizado.

Figura 6. Deformaciones de un elemento prismático en el espacio.



Fuente: Universidad de Sonora. México.

Δ y δ representan la variación del desplazamiento según la dirección y el desplazamiento relativo del punto analizado en la viga respectivamente. Teniendo en cuenta lo anterior, para el ensamble de la matriz de rigidez es necesario contar en cada nodo con 6 grados de libertad; así mismo, cada elemento estructural tendrá una totalidad de 12 grados de libertad distribuidos en los dos elementos pertenecientes a la sección analizada de la estructura en coordenadas locales.

3.1.6 Obtención de los modos de vibración propios. Para la obtención de los modos de vibración propios de la estructura analizada es necesario tener en cuenta los siguientes ítems:

1. Definir los apoyos empotrados de la estructura y conocer los grados de libertad pertenecientes a estos. Debido a que para el análisis modal y en especial para las matrices de rigidez y masa estos valores son conocidos (cero) ya que los grados de libertad asociados a los apoyos no tendrán ningún tipo de desplazamiento.
2. Extraer de las matrices de rigidez y masa los valores que no pertenecen a los grados de libertad empotrados. Esto con el fin de brindar la información necesaria al comando “*eig*” proporcionado por el software MATLAB®. Esta función permite facilitar el cálculo de los vectores y valores propios de dos matrices proporcionadas, obteniendo el valor de los modos de vibración y las frecuencias de vibración propias de la estructura.

3.2 MÉTODO DE DESCOMPOSICIÓN MODAL DE ENERGÍA DE TENSIÓN (MSED).

El método MSED desarrollado por Huajun Li et al. [8], está constituido en dos partes fundamentales: una es la energía de deformación modal axial; la otra es la energía de deformación modal a la flexión. Para detectar la ubicación de los daños en la plataforma offshore, los dos indicadores de daño son definidos a continuación.

El cambio de energía de deformación modal axial β_j^c se puede obtener según la ecuación 27.

$$\beta_j^c = \sum_{i=1}^{NM} \left[\frac{(\Phi_i^{*T} K_j^c \Phi_i^* + \Phi_i^{*T} K^c \Phi_i^*) \Phi_i^T K^c \Phi_i}{(\Phi_i^T K_j^c \Phi_i + \Phi_i^T K^c \Phi_i) \Phi_i^{*T} K^c \Phi_i^*} \right] \quad j = 1, 2, \dots, e \quad (237)$$

El cambio de energía de deformación modal de flexión β_j^f se puede obtener según la ecuación 28.

$$\beta_j^f = \sum_{i=1}^{NM} \left[\frac{(\Phi_i^{*T} K_j^f \Phi_i^* + \Phi_i^{*T} K^f \Phi_i^*) \Phi_i^T K^f \Phi_i}{(\Phi_i^T K_j^f \Phi_i + \Phi_i^T K^f \Phi_i) \Phi_i^{*T} K^f \Phi_i^*} \right] \quad j = 1, 2, \dots, e \quad (248)$$

Donde Φ_i y Φ_i^* representan el modo de vibración de la estructura en buen estado y el modo de vibración de la estructura con daños presentes respectivamente,

estos valores se obtienen a partir del análisis modal teórico. K_j^c corresponde a la rigidez del elemento que contiene únicamente la información de compresión estructural, K_j^f corresponde a la rigidez del elemento que contiene únicamente la información de flexión estructural y los valores de NM son los modos de vibración identificados.

Los indicadores de localización de daños normalizados son proporcionados por el cambio de la energía de deformación modal, se tienen dos tipos de indicadores: el axial Z_j^c y el transversal Z_j^f , mostrados respectivamente en las ecuaciones 29 y 30.

$$Z_j^c = (\beta_j^c - \overline{\beta^c}) / \sigma_\beta^c \quad (29)$$

$$Z_j^f = (\beta_j^f - \overline{\beta^f}) / \sigma_\beta^f \quad (30)$$

Donde $\overline{\beta^c}$ y $\overline{\beta^f}$ representan la media de los índices de daño y σ_β^c y σ_β^f representan la desviación estándar de los indicadores de daño.

3.3 MODELO FÍSICO.

El modelo real o físico, es el modelo con el cual se pretende validar la funcionalidad mostrada por la aplicación de la técnica de detección de daños. A partir de la configuración geométrica del modelo y el control sobre las condiciones

ambientales que lo afectan, se puede escoger el tipo de análisis modal para determinar los parámetros modales.

Los modelos reales en operación no permiten el control de los parámetros ambientales y las fuerzas aplicadas son propias de la función desempeñada por cada modelo. Este es el caso de edificios y puentes sujetos a fuerzas ambientales como el viento, el flujo variable de cargas como el tránsito de personas y de automotores sin contar en algunos casos la existencia de apoyos flexibles ocasionados por una mala cimentación.

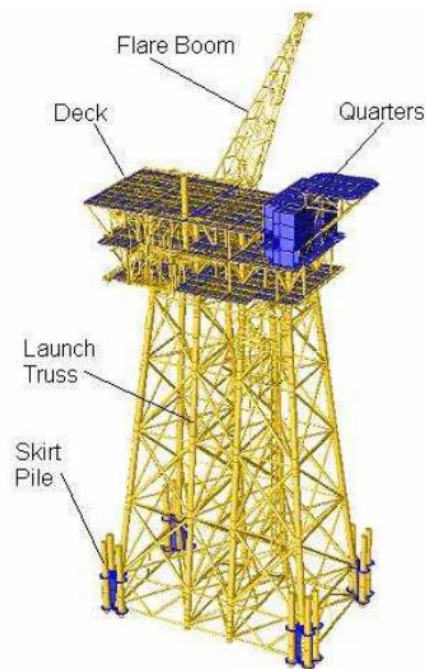
En condiciones de laboratorio es posible controlar los efectos de los parámetros ambientales como la temperatura, la humedad; además, permitiéndose cambiar sobre el sistema fuerzas ejercidas por la presión de corrientes de aire por unas de naturaleza artificial. A partir de estas configuraciones el modelo podría estar en condición libre-libre o condición rígida o fija; por ejemplo, Gorka et al [28] utilizan un modelo espacial del conjunto carcasa y rodadura del eje motriz de un vehículo industrial bajo la condición libre-libre, para adquirir sus parámetros modales a través del ensayo modal (EMA).

Existen modelos espaciales que por su gran tamaño o su alta complejidad geométrica necesitan ser sub-estructurados, por lo cual el análisis modal se desarrolla por aparte para cada uno de los componentes en que se divide el sistema, debido al nivel de dificultad para obtener las propiedades dinámicas del modelo completo. Sin embargo, esto es solo conveniente si las pruebas en las

partes individuales proporcionan suficiente información para predecir adecuadamente las propiedades dinámicas del modelo total.

3.3.1 Caracterización de una estructura petrolífera tipo fixed offshore.

Figura 7. Estructura Fixed Offshore



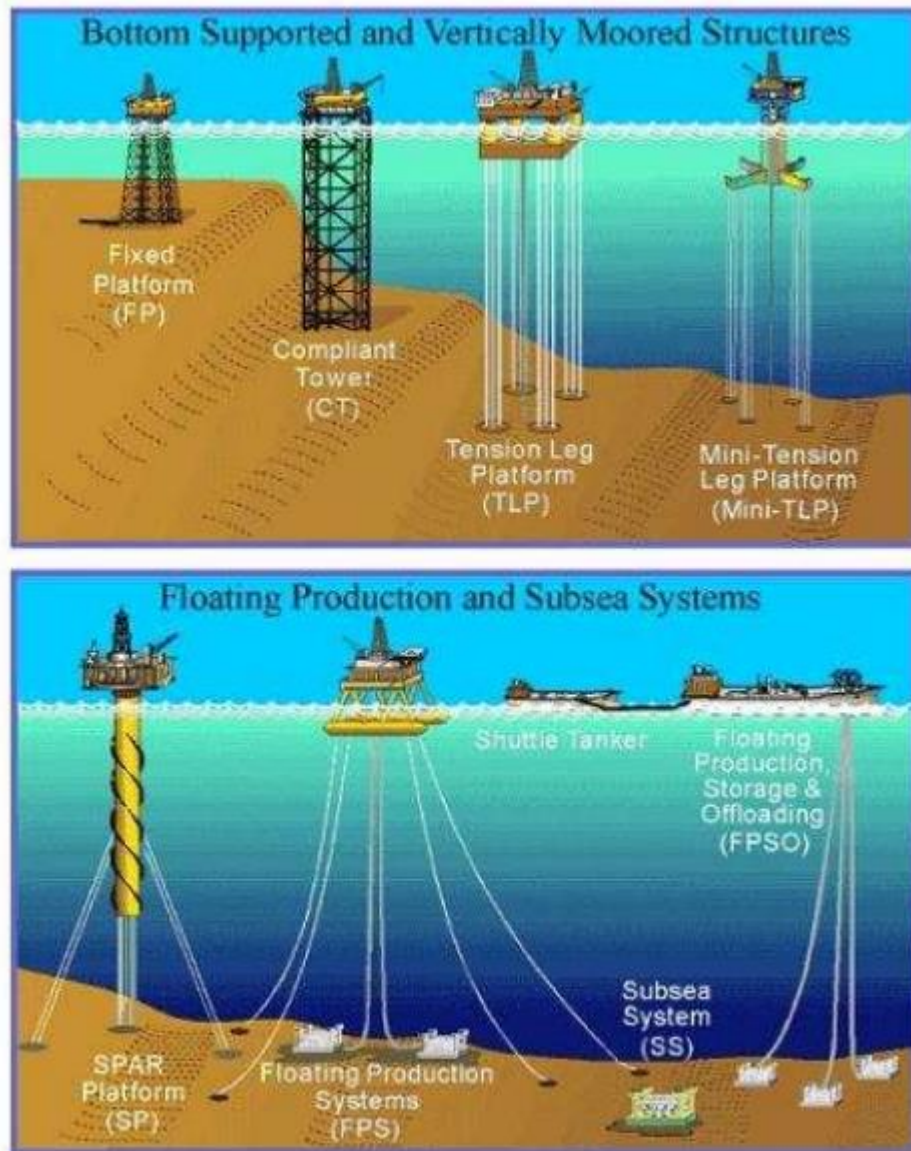
Fuente: Indian Institute of Technology Madras

Las estructuras petrolíferas construidas océano adentro también llamadas “offshore”, se utilizan principalmente para la exploración de gas natural y petróleo que se encuentran en lo profundo de estos lugares. Dependiendo de la profundidad del agua, las condiciones del entorno y el arreglo estructural varía según la necesidad. La figura 7 muestra un tipo de estructura tipo fixed offshore.

Las estructuras offshore se pueden clasificar en las siguientes categorías:

1. Fixed Platforms
2. Compliant Tower
3. Floating Structures

Figura 8. Tipos de estructuras Offshore



Fuente: Indian Institute of Technology Madras

La característica y ventaja principal de las estructuras tipo Fixed es tener un bajo periodo de vibración y deflexión que le permita contrarrestar las cargas ambientales.

La estructura del tipo de plancha de acero consiste en una sección vertical alta hecha de acero tubular. Los miembros apoyados por pilotes conducidos al mar deben tener una cubierta colocada encima, proporcionando espacio para cuartos de la tripulación, una plataforma de perforación, y las instalaciones de producción. La plataforma fija es económicamente factible para la instalación en profundidades del agua hasta 500m. Este tipo de estructuras se fijan al lecho marino por medio de pilas tubulares, la figura 8 muestra el anclaje de algunos tipos de estructuras offshore.

El principio detrás del diseño de la plataforma fija (fixed offshore structure) es minimizar el período natural de la estructura por debajo de 4 hertzios para evitar el comportamiento de resonancia con el oleaje del océano (período en el orden de 4 a 25 hertzios [29]).

Considerando lo anterior, se presenta una alternativa de análisis para desarrollar el estudio de una estructura con una mayor complejidad respecto al trabajo presentado por Anaya y Barajas [6].

3.4 ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL (EMA)

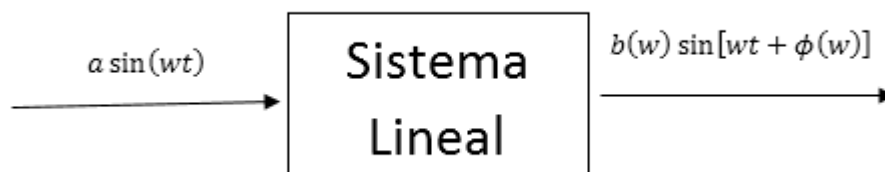
Toda estructura o máquina tiene frecuencias naturales y modos de vibrar que son inherentes a ella. En entornos industriales la existencia de estas propiedades se

evidencia, por ejemplo, cuando a ciertas velocidades de operación de una máquina la respuesta vibratoria crece en gran medida. Sin embargo, se debe tener en cuenta las afectaciones que el entorno de trabajo del elemento analizado tiene, pues esto puede ser una gran fuente de error a la hora de calcular sus frecuencias naturales. Por eso se ha decidido realizar una medición experimental acerca de este fenómeno para cuantificar la diferencia entre el modelo teórico y el real.

El análisis modal experimental (EMA), es un ensayo que permite obtener las frecuencias de resonancia o naturales de un sistema a través de ensayos de vibraciones. Un ensayo modal está compuesto por la medición de varias funciones de respuesta. Estas funciones son medidas a través de registros en el tiempo de señales de excitación, obteniendo así un resultado o señal de salida, la cual es procesada para obtener la Función de Respuesta en Frecuencia [18].

Una función en respuesta de frecuencia o FRF se determina experimentalmente por medio de la relación entre la señal de salida y la señal de entrada lo cual en el caso corresponden a la excitación y los desplazamientos ocasionados por la excitación. Este concepto se ilustra en la figura 9, en la cual un sistema lineal es excitado por una señal $a \sin(\omega t)$, la respuesta es $b(\omega) \sin[\omega t + \phi(\omega)]$.

Figura 9. Diagrama de bloques para el análisis modal experimental



Frecuentemente, se pueden determinar experimentalmente las funciones de transferencia de componentes implicados en función de respuesta en frecuencia. Además, el método de respuesta en frecuencia tiene la ventaja de que se puede diseñar un sistema de manera que los efectos del ruido indeseable sean despreciables, y que este análisis y diseño pueda extenderse a ciertos sistemas de control no lineales [30].

Como representación del sistema lineal, implica conocer los términos de su análisis; de esta forma su representación matemática experimental se da por la llamada función de excitación $X(x)$ y una función de representación de fuerza $F(x)$, por lo cual se genera la función de transferencia también llamada $H(x)$ y dada en términos del desplazamiento se define en la ecuación 31.

$$H(x) = \frac{X(x)}{F(x)} = \frac{1}{([K] - x^2[M]) + i(x[C])} \quad (31)$$

Debido a que la fuerza como el desplazamiento son vectores, ambos tienen una magnitud y una dirección asociadas. Por tanto la FRF se define en un punto único de entrada y uno de salida en magnitud y dirección [13].

Las limitaciones relacionadas con un ensayo modal experimental se pueden distinguir en el siguiente orden:

- Un analista estará interesado en un número finito de modos a pesar que esta práctica permite obtener un número infinito de los mismos.

- En algunos casos es necesario procesar un gran número de mediciones con el fin de corroborar y dar precisión.
- En estructuras muy grandes el modelo debe ser particionado en subestructuras y los resultados de cada una de ellas se reúnen para obtener una solución
- La cantidad limitada de elementos de medición como sensores y otros dispositivos, así como las condiciones en las que se encuentren estos y su respectivo uso adecuado.

3.4.1 Configuración de los ensayos de análisis modal. Existen diversas maneras en las cuales se pueden realizar este tipo de análisis, de esta escogencia influirá mucho en la misma practica y los resultados que se deseen obtener. Para el caso, es necesario considerar en los ensayos modales los efectos de vibración que se pueden encontrar en el medio ambiente y en especial en el lugar donde se realizan dichos ensayos.

Con base en lo anterior, los ensayos deben realizarse con las condiciones óptimas en un laboratorio donde se puedan controlar parámetros como vacío, humedad, fuerza de gravedad, etc. Asimismo, para el presente proyecto es necesario conocer previamente las formas modales que requieren ser analizadas debido a la coherencia entre los datos obtenidos por el modelo teórico y el EMA.

El proceso de determinación de parámetros modales a partir de datos experimentales implica varias fases. El éxito del proceso experimental de análisis

modal depende de tener objetivos muy específicos para la situación de la prueba [31].

3.4.2 Sistema de adquisición de datos. Los ensayos modales deben ser utilizados de tal manera que garanticen y confirmen con gran precisión el fenómeno estudiado. Sin embargo, para garantizar que esto ocurra es necesario conocer en detalle el correcto funcionamiento del sistema de adquisición de datos utilizado.

La adquisición de datos se fundamenta en la transformación de señales analógicas provenientes de un fenómeno físico; en este caso se utilizan acelerómetros como dispositivo de interpretación, el cual consiste en un elemento piezoeléctrico que muestra una señal análoga transformada en una señal discreta como un valor de voltaje. Así de esta manera dicha información puede ser procesada por medio de un software.

En la mayoría de los casos este procedimiento refleja una variación del fenómeno físico en función del tiempo, pero en el análisis de vibraciones es muy conveniente obtener una transformación que permita interpretar la información resultante en el dominio de la frecuencia, ya que el interés principal de este análisis conlleva a la verificación de las componentes armónicas y frecuencias de los componentes.

En la práctica, los análisis de vibraciones se realizan gracias a paquetes de procesamiento de tipo comercial, quienes por medio de un software permiten

emplear el concepto de la transformada rápida de Fourier (FFT); algoritmo de gran eficiencia para calcular la llamada transformada discreta de Fourier (DFT).

La frecuencia de muestreo es la frecuencia con la cual son tomadas las muestras de la señal análoga. Una tasa de muestreo muy pequeña acarrea pérdidas de información si las señales cambian rápidamente [32]. Si la frecuencia es grande, la forma de onda digital reproduce con mayor fidelidad la forma de onda analógica, sin embargo, se requiere una mayor capacidad computacional. Para definir la frecuencia adecuada, se acude al teorema de Nyquist, el cual establece que la frecuencia de muestreo que garantiza que no haya pérdida de la información, debe ser al menos dos veces la frecuencia de interés más alta [33].

Durante el procesamiento de la señal, se deben tener en cuenta los posibles errores. En primer lugar, se debe prevenir el Aliasing, mediante el empleo de una frecuencia de muestreo adecuada y la utilización de filtros Antialiasing. Por lo tanto, la frecuencia de muestreo debe ser superior a dos veces la frecuencia máxima. Otro fenómeno que se puede presentar es conocido como Leakeage; este ocurre debido al planteamiento matemático del algoritmo de la DFT. Si la señal de entrada no tiene un número entero de periodos, la suposición de periodicidad causa la aparición de discontinuidades o cambios abruptos en la señal. Este fenómeno se soluciona mediante el uso de ventanas, las cuales son funciones que se encargan de suavizar los extremos de la señal eliminando las discontinuidades.

3.4.3.Hardware. El equipo de adquisición de datos empleado consta principalmente de 1 tarjeta de adquisición de señal dinámica de 8 canales (ver especificaciones en tabla 1), 4 acelerómetros piezoeléctricos, un martillo para ensayos de impacto y un ordenador portátil, en la figura 10 se muestra la tarjeta de adquisición.

Figura 10. Tarjeta de adquisición de datos OROS OR35



Fuente: OROS Measuring Noise and Vibration

Tabla 1. Especificaciones técnicas tarjeta de adquisición de datos OROS OR35

Tarjeta de Adquisición de Datos OROS OR35	
No de Canales	8
Resolución	24 Bits
Rango Dinámico	102 dB
Rango de Entrada	± 40 V
Modo de Muestreo	Simultaneo
Velocidad de Muestreo	40 kHz

Para la obtención de los parámetros modales, se realiza un ensayo modal de impacto, en el cual se utiliza un martillo como elemento excitador, compuesto por un identador, una masa de balanceo. En la figura 11 Se muestra el martillo para

pruebas de impacto DYTRAN, en la tabla 2 se muestra sus características técnicas.

Figura 11. Martillo para pruebas de Impacto DYTRAN 5850B



Fuente: DYTRAN Instruments

Tabla 2. Especificaciones Técnicas Martillo de Impacto DYTRAN 5850B

Martillo de Impacto DYTRAN 5850B				
Posición Selector de Sensibilidad	100	10	1	Unidades
Rango(para $\pm 5V$ salida)	50	500	5000	Lbs F
Sensibilidad ($\pm 10\%$)	100	10	1	mV/Lb
Fuerza Máxima de impacto	1000	6000	8000	Lbs F
Tiempo constante de descarga	15	150	1500	Segundos
Rigidez del Sensor	11.4			Lb F/ μ in
Frecuencia de Resonancia	>75			kHz
Máxima salida de Impedancia	100			Ohms
Peso del maso	150/5.3			Gramos/onzas
Peso total	275/9.7			Gramos/onzas

Fuente: DYTRAN Instruments

El transductor de fuerza es un sensor piezoeléctrico, el cual genera un voltaje proporcional a la fuerza aplicada. A diferencia de un acelerómetro, el transductor de fuerza no tiene una masa inercial atada al elemento del transductor. Este debe ser comprimido o estirado físicamente para que el transductor genere un voltaje de salida. Estos se encargan de medir la aceleración y el desplazamiento de la estructura convertida en una señal eléctrica y por medio de un acondicionador de señales debe ser procesada por otro dispositivo o software. En la figura 12 se

muestra el acelerómetro DYTRAN 3056D2, en la tabla 3 se especifican las características técnicas de los acelerómetros utilizados.

Figura 12. Acelerómetro DYTRAN 3056D2



Fuente: DYTRAN Instruments

Tabla 3. Especificaciones Técnicas Acelerómetros DYTRAN 3056D2

Acelerómetros DYTRAN 3052D2	
Sensibilidad Acelerómetro 1	98.68 mV/g
Sensibilidad Acelerómetro 2	99.71 mV/g
Sensibilidad Acelerómetro 3	100.44 mV/g
Sensibilidad Acelerómetro 4	97.59 mV/g
Frecuencia de Resonancia	>36 kHz
Rango de Frecuencias	1 a 10.000 Hz
Resolución ancho de Banda	0.004 m/s ² rms
Peso	10 g

Fuente: DYTRAN Instruments

EL software utilizado para la adquisición de datos es Structural Dynamics Analysis, creado por OROS GROUP®, el cual presenta una interfaz clara y completa para realizar EMA en cualquier estructura.

3.4.4 Planeación y Montaje del EMA. El funcionamiento óptimo y adecuado del sistema de adquisición de datos permite obtener resultados experimentales muy

precisos, sin embargo, esto no es garantía para no cometer errores en la medición.

El proceso de muestreo y procesamiento de datos se realiza a través del sistema de adquisición OROS OR35 y el software *Structural Dynamics Module*, diseñado por el mismo fabricante. Esta aplicación permite realizar en su interfaz el esquema del elemento que se desea analizar, permitiendo al usuario configurar todo el proceso de obtención de datos, incluyendo la dirección y la fuerza de excitación por parte del martillo de impacto. En la figura 13 puede evidenciar la geometría de la estructura junto a la ubicación y dirección de cada golpe.

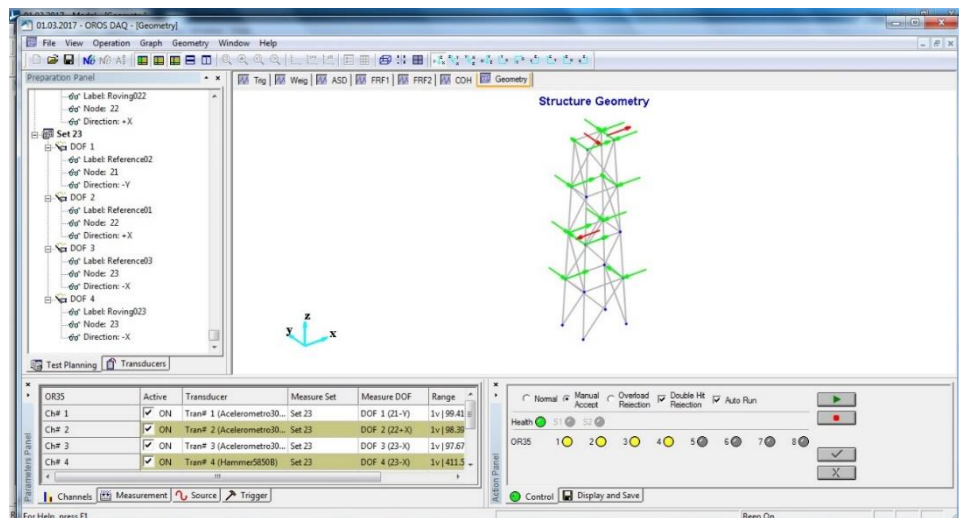
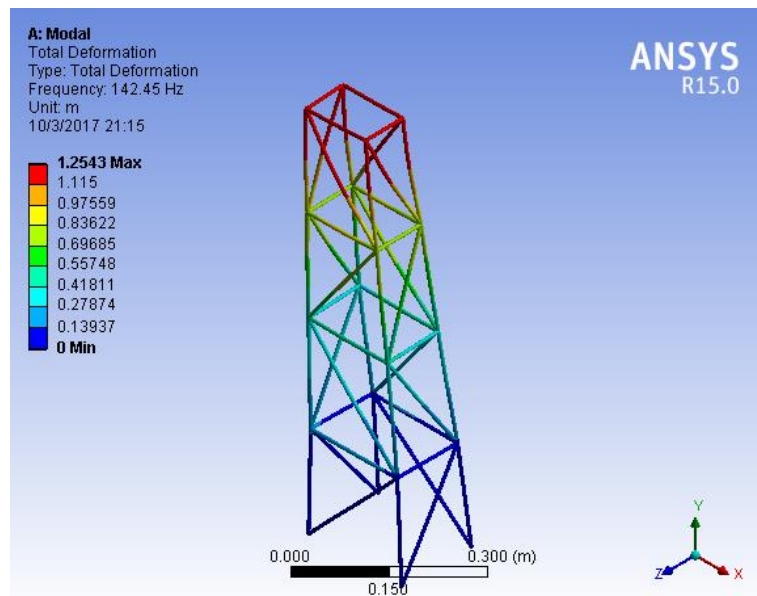


Figura 13. Configuración del Ensayo

A continuación, se mencionan los aspectos a tener en cuenta para la metodología mencionada:

1. El adecuado posicionamiento de los acelerómetros para obtener las formas modales experimentales, requieren un previo análisis proporcionado por un modelo FEM realizado con software de simulación ANSYS®, esto permite crear una premisa sobre las formas modales de la estructura, permitiendo posicionar los acelerómetros en lugares que presenten desplazamientos máximos, mejorando la toma de datos. En la figura 15 se muestra el resultado de dicho estudio.

Figura 14. Identificación de Formas modales en Software ANSYS®



2. Conocida la zona de mayor desplazamiento es importante evitar colocar el sensor en lugares donde la rigidez presenta su mayor valor, es decir en los nodos, aprovechando la unión imantada que tienen los acelerómetros y soldando una arandela a los elementos estructurales se puede garantizar una correcta medición. La figura 15 muestra el montaje realizado.

Figura 15. Montaje de los acelerómetros para los ensayos experimentales



3. La determinación de la cantidad de ensayos necesarios se da empleando las FRF de diferentes ensayos y también mediante un proceso de retroalimentación entre las FRF medidas y el modelo FEM preliminar, lo que permite conocer de antemano un rango de análisis de frecuencias de vibración. En primer lugar, se identifican las frecuencias naturales presentes en el rango de interés en una FRF y se comparan con las FRF provenientes de distintos ensayos, hasta tener cierto nivel de seguridad de que todos los modos han sido incluidos. A su vez, el proceso de retroalimentación se da en el marco del denominado proceso de caracterización dinámica de la estructura.

3.4.5 Caracterización dinámica de la estructura. Esta caracterización es el proceso de identificación modal que se realiza a través de la determinación de la correspondencia entre las formas modales experimentales y las mostradas en el modelo FEM. La principal herramienta que se emplea es la lectura de las fases de un modo, en dos medidas diferentes realizadas simultáneamente. Las fases permiten determinar la dirección relativa de la deformación que se presenta en la estructura física y asociar esta deformación a un modo en específico. Una vez identificada la forma modal, su frecuencia natural experimental se asocia con la frecuencia natural teórica para posteriormente obtener una buena correlación entre ellas. Asimismo el software utilizado permite la fácil identificación de los modos, pues cuenta con una herramienta de estabilización de datos.

La caracterización dinámica de una estructura conlleva algunas dificultades, algunas de las cuales son:

- Las frecuencias naturales predichas por el modelo FEM, por lo general difieren significativamente de las frecuencias naturales medidas experimentalmente, y por tanto no pueden ser empleadas en la caracterización.
- En algunos rangos de frecuencias se puede presentar alta densidad modal, que es la presencia de dos o más modos en una zona de frecuencias reducidas por la FRF (modos muy cercanos) y por tanto se dificulta la apreciación de los valores numéricos de las frecuencias.

- Se pueden originar pequeñas diferencias en las frecuencias naturales del mismo modo, cuando estas son medidas en un mismo punto pero en dos direcciones diferentes, lo cual se debe a una posible diferencia en la rigidez de un punto de una barra en una dirección con respecto a la otra, esto lleva a la diferencia en la rigidez aportada por una unión o una junta en una dirección con respecto a la otra.

3.5 VALIDACIÓN

En este proceso se lleva a cabo la relación directa entre los datos obtenidos en el análisis modal experimental y el modelo teórico, puesto que es necesario corroborar su correcta relación.

Para resolver este problema, el analista debe realizar con los datos obtenidos un “ajuste de modelos” correlacionando los datos de las predicciones numéricas y los datos obtenidos experimentalmente. Con este propósito se modifican los parámetros de masa, rigidez y amortiguamiento reduciendo el error porcentual entre los valores teóricos y experimentales [34].

Muchos autores plantean el ajuste de modelos en el marco del problema de detección de daños. Wu y Li [35] observan las diferencias entre las cuatro primeras frecuencias naturales del modelo FEM de una estructura y sus contrapartes reportadas por un estudio experimental previo. Con base en estas observaciones se lleva a cabo el ajuste de modelos en dos etapas basándose en la eigensensibilidad.

La teoría de la validación de modelos presenta tres posibles causales de error entre el modelo teórico y el experimental. Mottershead y Friswell [34] los mencionan en su trabajo:

1. Errores estructurales del modelo
2. Errores paramétricos
3. Errores de la organización del modelo

En su artículo mencionan además la existencia de los métodos de ajuste directo para diferenciarlos de aquellos métodos iterativos que cuentan con un modelo de referencia, conocidos como indirectos. Los métodos directos se caracterizan por que no requieren procesos iterativos si no que se ejecutan en un solo paso y son de gran eficiencia computacional. Mientras los métodos directos modifican todos los elementos de las matrices de manera indiscriminada, los esquemas iterativos proveen un amplio rango de posibilidades para seleccionar parámetros de ajuste, con los que el usuario puede enfocarse en la corrección de aspectos físicos bien definidos y localizados.

Se han establecidos algunos criterios para evaluar el grado de correlación entre el modelo FEM y los resultados experimentales. Entre ellos se encuentran el Modal Assurance Criterion (MAC), el Normalized Cross Orthogonality (NCO) y la comparación directa de las FRF. Por ejemplo, Jaishi y Ren [36] emplearon el MAC como criterio de correlación en el desarrollo de una metodología para el ajuste de modelos basada en la sensibilidad mediante el desarrollo de un algoritmo de

optimización que minimiza la función objetivo consistente en la flexibilidad modal residual.

La metodología desarrollada emplea el enfoque iterativo de la validación de modelos. Se efectúan cambios con sentido físico en las propiedades físicas como en el módulo de Young, el módulo de poisson de la estructura en elementos finitos. Para evaluar el grado de los resultados se emplean criterios cualitativos y cuantitativos; entre ellos la comparación directa entre las magnitudes de las frecuencias naturales cuando el modelo se encuentra sin falla.

3.6 DETECCIÓN DE FALLOS

La premisa fundamental de los métodos de detección de fallos en estructuras basados en vibraciones es la presencia de cambios en las propiedades de rigidez, masa y energía de disipación, los cuales alteran las propiedades dinámicas de la estructura y representan cambios en los parámetros modales como frecuencias naturales, amortiguamientos y formas modales [5]. Para definir la existencia de un fallo es necesario comparar el estado de la estructura con respecto a un estado inicial o de referencia; de esta manera es posible realizar estudios de vibraciones en una estructura cuyo estado inicial, es considerado como el estado sano y posteriormente realizar estudios periódicos con el objeto de monitorear cambios en los parámetros modales en el tiempo.

Dichas alteraciones en los modos de vibración aparte de poder revelar la presencia de un fallo, también pueden corroborar la localización y la cuantificación de dicho fallo, permitiendo por medio de ensayos dinámicos efectuar infinitas combinaciones estructurales para analizar y catalogar. Li et al [8] realizaron la caracterización dinámica de una estructura offshore incluyendo un fallo en uno de los elementos del sistema y por medio de un algoritmo genético determinaron la ubicación, la severidad y el tipo de falla perteneciente a las frecuencias naturales obtenidas en los ensayos modales experimentales.

Cuando los fallos son de mayor criticidad, las frecuencias naturales disminuirán, así como lo muestra el trabajo realizado por Owolabi et al [37], quienes por medio de varios ensayos con distintos tamaños de grieta, caracterizaron dinámicamente la estructura verificando la disminución de las frecuencias naturales en función del tamaño de la grieta.

La presente metodología permite corroborar estadísticamente el estado en el cual los elementos de la estructura analizada influyen en los cambios de los parámetros modales con respecto a todo el sistema, permitiendo localizar e identificar la falla como un aumento cuantitativo del cambio en las frecuencias modales, el cual es obtenido por el Método de descomposición modal de energía de tensión MSED.

4. APLICACIÓN DE LA METODOLOGIA

4.1 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

El diseño de la estructura tiene como objetivo principal la implementación del método de detección de fallos en una estructura de mayor complejidad con respecto a su construcción, tamaño y cantidad de elementos, donde cada uno de estos varía en sus características geométricas mejorando así la metodología presentada por Anaya y Barajas [8].

Dicha estructura tiene todas las características proporcionadas por NALLAYARASU [29] para la configuración básica de una estructura tipo Fixed Offshore, utilizada para la extracción de Petróleo y Gas en plataformas dentro del mar. Estas plataformas tienen alturas considerables (máximo 500 metros aguas adentro) y se encuentran expuestas a condiciones que son difíciles de reproducir en el laboratorio de vibraciones mecánicas UIS, por eso es necesario realizar un redimensionamiento y un escalamiento de dicha estructura además de suprimir los efectos de las fuerzas ambientales con el fin de facilitar la medición de las frecuencias naturales.

El resultado es una estructura a escala del modelo presentado en el trabajo realizado por Li et al. [8], quienes utilizan un modelo con las características de la estructura ya mencionada pero con una contribución considerable de masa en la parte superior y en forma de placa, simulando la carga que puede tener la

estructura con la plataforma en operación. Esta estructura presentada tiene una altura de 2.4 metros.

Considerando el apartado mencionado sobre la configuración de los ensayos modales, se ha decidido realizar un escalamiento en función del diámetro de las barras obteniendo así un factor de reducción del 70%. Como resultado, una estructura de 84 cm de altura con elementos soldados y simétricos, compuesta de barras de acero macizo AISI 1020 cuyas propiedades se reflejan en la tabla 4. Dicha configuración geométrica de mayor complejidad y cantidad de elementos representa una mejora sustancial sobre el trabajo realizado por Anaya y Barajas [6]. La figura 16 muestra la estructura experimental a escala.

Figura 16. Estructura Experimental



Tabla 4. Propiedades del Acero AISI 1020

Características del Acero AISI 1020	
Diámetro	6.35 mm
Densidad	7900 Kg/m ³
Módulo de Elasticidad	2e11 MPa
Módulo de Poisson	0.29

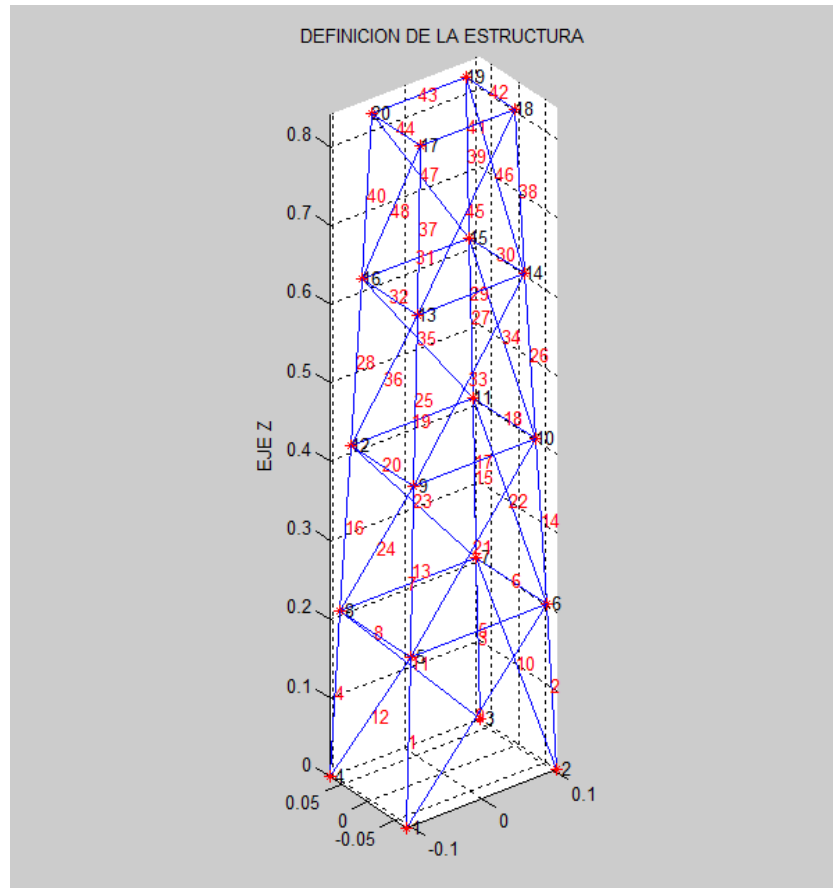
Fuente: Compañía General de Aceros S.A.

4.2 MODELO TEÓRICO

Basándose en las condiciones geométricas y propiedades físicas de la estructura analizada, se desarrolla un modelo numérico, con toda la información pertinente a la estructura la cual es la reunión de 48 barras rígidas de acero AISI 1020 proporcionado por la Compañía General de Aceros S.A. (ver especificaciones en tabla 4).

El modelo teórico permite crear distintas configuraciones de estructuras sean torres de alta tensión, estructuras offshore, estructuras metálicas civiles entre otras siendo estas de un mismo material y un mismo tipo de sección transversal. En la figura 17 se observa el esquema proporcionado por el modelo teórico para la estructura analizada.

Figura 17. Configuración gráfica de la estructura mostrada por el modelo teórico.



Para realizar el procedimiento con otro tipo de estructura, solo basta con crear otro fichero “.mat” ingresando la información referente a la posición geométrica de los nodos en el espacio y la topología de cada uno de los elementos. Esta topología permite corroborar la interacción de cada uno de los elementos estructurales en los correspondientes nodos asignados.

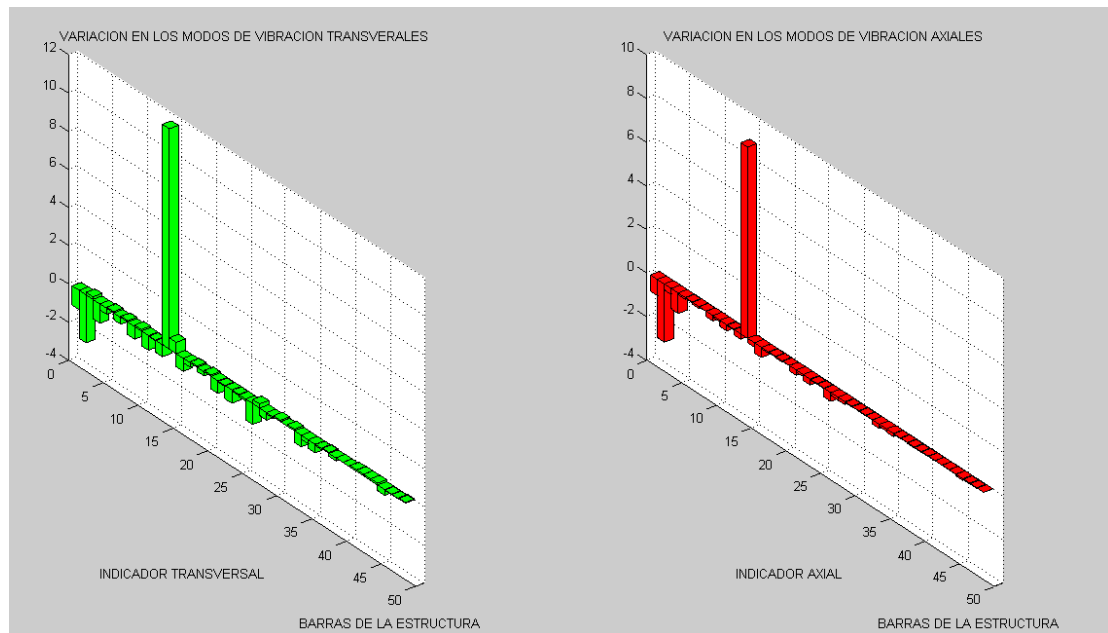
Asimismo el modelo teórico presenta la información referente a los modos de vibración de la estructura analizada en sus dos estados:

- Estructura sin ningún tipo de falla
- Estructura con falla en uno o más de sus elementos

4.2.1 Caracterización de la falla en el modelo teórico. El modelo en su ejecución permite al usuario realizar la interacción con el fin de dar un diagnóstico a un elemento estructural; para esto se incluye en la ventana de comandos de MATLAB® un mensaje donde se le solicita al usuario el número correspondiente a los elementos que se desean analizar si estos presentan un fallo.

Brindando una mejora en anteriores trabajos realizados con respecto a la sensibilidad, grados de libertad y el número de elementos que presentan fallo, se permite manifestar de una manera fácil, gracias al Método de Descomposición Modal de Energía de Tensión MSED [8] donde el modelo teórico brinda gráficamente una comparación del comportamiento dinámico de cada elemento respecto a los demás elementos que componen el sistema, con lo cual los elementos que presentan el fallo se podrán identificar fácilmente. En la figura 18 se presenta un escenario anteriormente mencionado, donde se induce una reducción de rigidez de 30% a la barra 15, claramente se evidencia un cambio energético en el plano axial y transversal del elemento con una respuesta energética por parte de los elementos aledaños.

Figura 18. Representación gráfica de la presencia de daño en la estructura según el modelo teórico.



4.3 ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL

La forma de garantizar una correcta medición de los datos, es evidenciada por el software *modal*, el cual verifica la validez del ensayo a través de la coherencia en la adquisición. La gráfica de coherencia muestra la relación entre la intensidad del golpe y lo que miden los acelerómetros, un valor cerca de uno indica la correcta medición conjunta de los acelerómetros a la fuerza producida por el impacto del hammer. La figura 19 muestra la gráfica de coherencia obtenida.

Figura 19. Grafica de función de coherencia

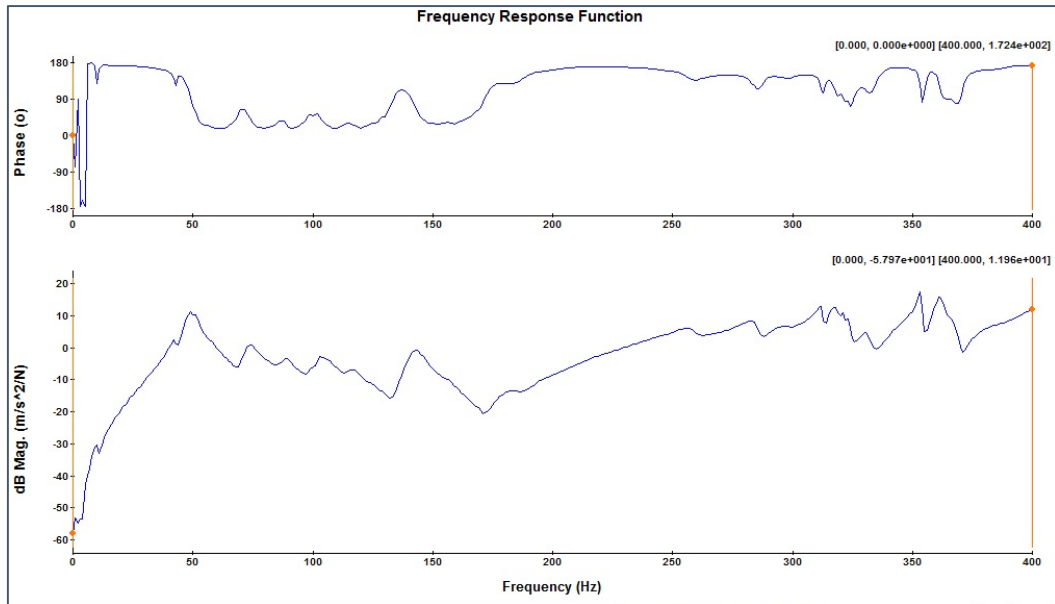
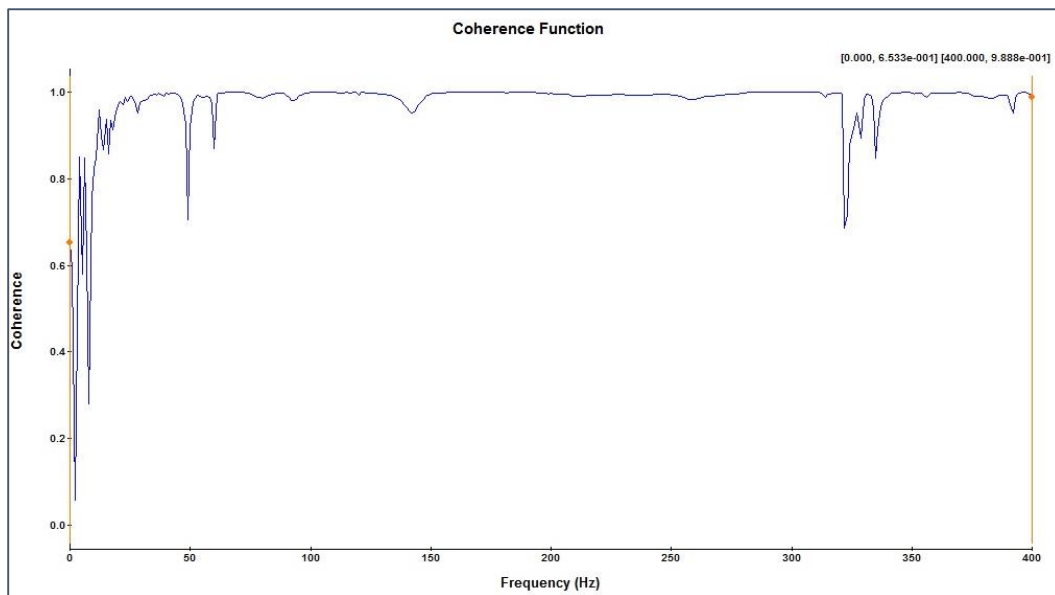


Figura 20. FRF y cambios de fase del sistema

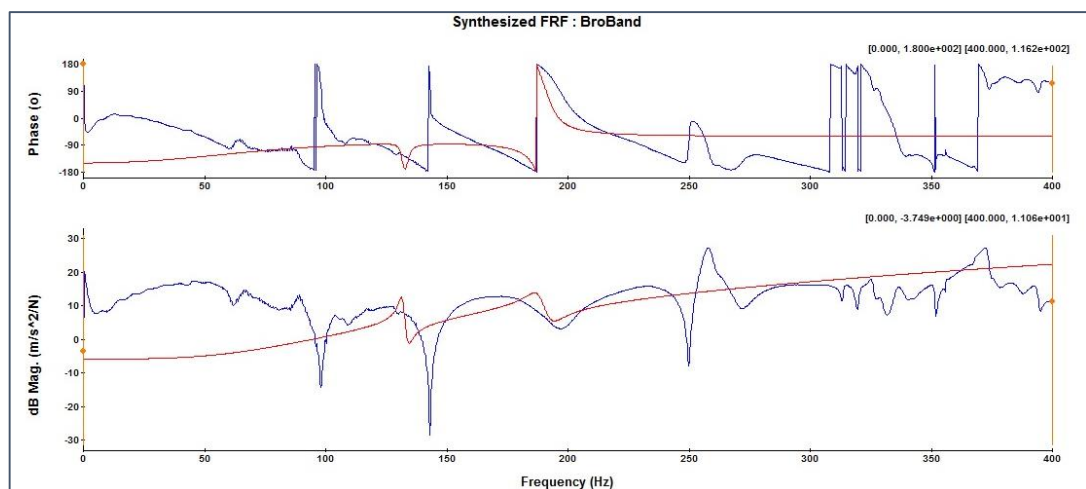


Las herramientas: Funciones de Respuesta en Frecuencia (FRF) y la densidad de poder espectral (PSD) permite identificar las frecuencias naturales, en la figura 20 se muestra la gráfica FRF obtenida.

En efecto es muy difícil identificar el exacto número de modos revisando las FRF una por una, en respuesta se implementa dos adicionales herramientas de identificación:

4.3.1 CMIF (Complex Modal Indicator Function) Función de indicador modal complejo, es basada en la descomposición singular del valor de la matriz del FRF o PSD. Determina los modos principales observado dentro del dominio de mediciones. La figura 21 muestra la gráfica CMIF

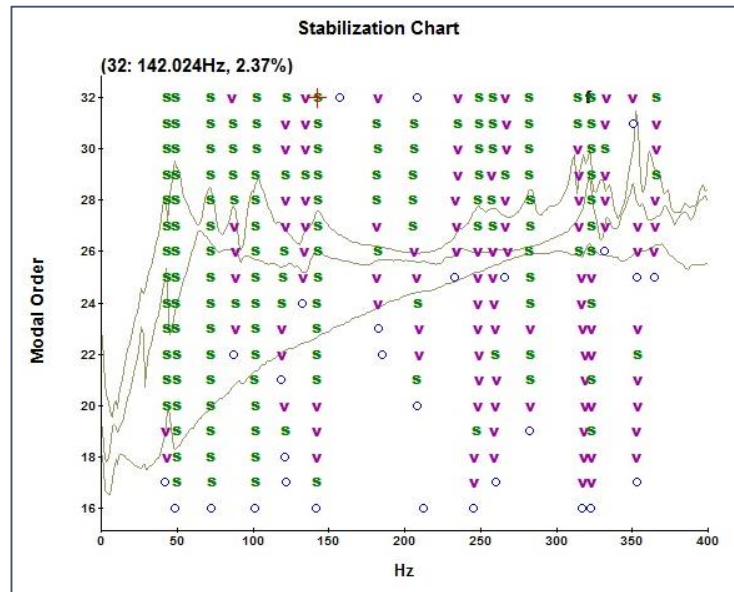
Figura 21. Gráfica CMIF en comparación con la FRF y los cambios de fase



4.3.2 Diagrama de Estabilidad. Por medio de esta herramienta, se pueden identificar cambios en la FFT con respecto a la respuesta en frecuencia obtenida, con el fin de mostrar los modos de vibración que no se pueden identificar según los criterios ya nombrados. La filosofía básica es que los polos que se extraen en orden creciente del modelo matemático se repetirán en la medida en que el orden se incrementa solo si el polo es una característica global del sistema, lo cual

permite identificar las frecuencias de vibración. La figura 22 muestra el diagrama de estabilidad.

Figura 22. Diagrama de estabilidad e identificación



4.3.3 Criterio modal de garantía (MAC) como herramientas de validación.

Se utiliza para comparar dos valores de formas modales obtenidos con procesos de estimación diferentes. El valor MAC proporciona un valor lineal entre dos parámetros que tienen alguna relación. Dos formas modales linealmente independientes serán cerca a cero, a diferencia de dos modos idénticos con una relación fuertemente lineal, su valor MAC será cerca de uno.

4.4 VALIDACIÓN Y DETECCIÓN DE FALLOS.

Para la validación del método se hizo necesario conocer el comportamiento dinámico de la estructura en diferentes condiciones de operación. El modelo teórico proporciona dichas frecuencias y la

tarjeta de adquisición Oros Or35 los corrobora para el modelo físico. Sin embargo, en el presente proyecto ha sido necesario realizar un ajuste del modelo teórico con el fin de llegar a mejorar la precisión del modelo, lo cual se realizó un ajuste de ciertos parámetros físicos como los son el modulo Young, densidad del material, módulo de Poisson y un error significativo e inducido del 5% equivalente frente a todas las propiedades anteriormente mencionadas. En la figura 23 se enlista las propiedades del material sin ajuste del modelo. Y en la figura 25 se muestra el respectivo ajuste del modelo.

Figura 23. Propiedades físicas del modelo teórico sin ajuste

```
%% ***DEFINICION DE LA ESTRUCTURA*****
ERROR=0.005;
diametro=0.00635;
E=(2.0e11)*(1+(ERROR));% [MPa]
A=(pi*(diametro/2)^2);%m2
rho=7900*(1+0); %Kg/m3
Inercia=((pi/4)*(diametro/2)^4);%m4
Poisson=0.29;
Iy=Inercia; Iz=Iy; J=(pi/2)*(diametro/2)^4; G=E/(2*(1+Poisson));
```

En la figura 24 muestra las frecuencias de vibración arrojadas por el modelo teórico

Figura 24. Resultados obtenidos del modelo teórico sin ajustes

```

METODOLOGIA DE DETECCION DE FALLOS PARA UNA ESTRUCTURA PETROLIFERA
TIPO FIXED OFFSHORE USANDO EL METODO DE DESCOMPOSICION MODAL DE ENERGIA
DE TENSION CON VIBRACIONES MECANICAS
*****
ingrese la barra que presentan falla: 2
BARRA CON PRESENCIA DE FALLA:
2

Frecuencias de vibracion para la estructura sin falla
~~~~~
Modo 1 w = 130.9462 rad, f = 130.9462 Hz, T = 0.0076 seg
Modo 2 w = 186.9759 rad, f = 186.9759 Hz, T = 0.0053 seg

Frecuencias de vibracion para la estructura con falla
~~~~~
Modo 1 w = 125.0938 rad, f = 130.9462 Hz, T = 0.0076 seg
Modo 2 w = 176.7099 rad, f = 186.9759 Hz, T = 0.0053 seg
LONGITUD TOTAL DE LAS BARRAS EN METROS
9.593910503951172

>> |

```

Figura 25. Propiedades físicas del modelo teórico con ajuste

```

%% ***DEFINICION DE LA ESTRUCTURA*****

ERROR=0.005;
diametro=0.00635;
E=(1.90e11)*(1+(ERROR));% [MPa]
A=(pi*(diametro/2)^2);%m2
rho=7800*(1+0); %Kg/m3
Inercia=((pi/4)*(diametro/2)^4);%m4
Poisson=0.3;
Iy=Inercia; Iz=Iy; J=(pi/2)*(diametro/2)^4; G=E/(2*(1+Poisson));

```

Los resultados obtenidos en el análisis modal experimental una vez realizado el ajuste de modelo, muestra para el primer y segundo modo de vibración 100.76 y 141.43 Hz respectivamente. El resultado obtenido por el modelo teórico muestra los mismos modos a 100.8462 y 141.8264 Hz respectivamente, con un error aproximado de 0.22% y 1.28%(ver Tabla 5).

Los resultados arrojados por el modelo teórico y la tarjeta de adquisición Oros Or35 se muestran a continuación en las figuras 26 y 27, donde se pueden verificar cada uno de los golpes realizados en los ensayos y sus aportes en la gráfica FRF.

Figura 26. FRF y cambios de Fase Obtenidos por el EMA.

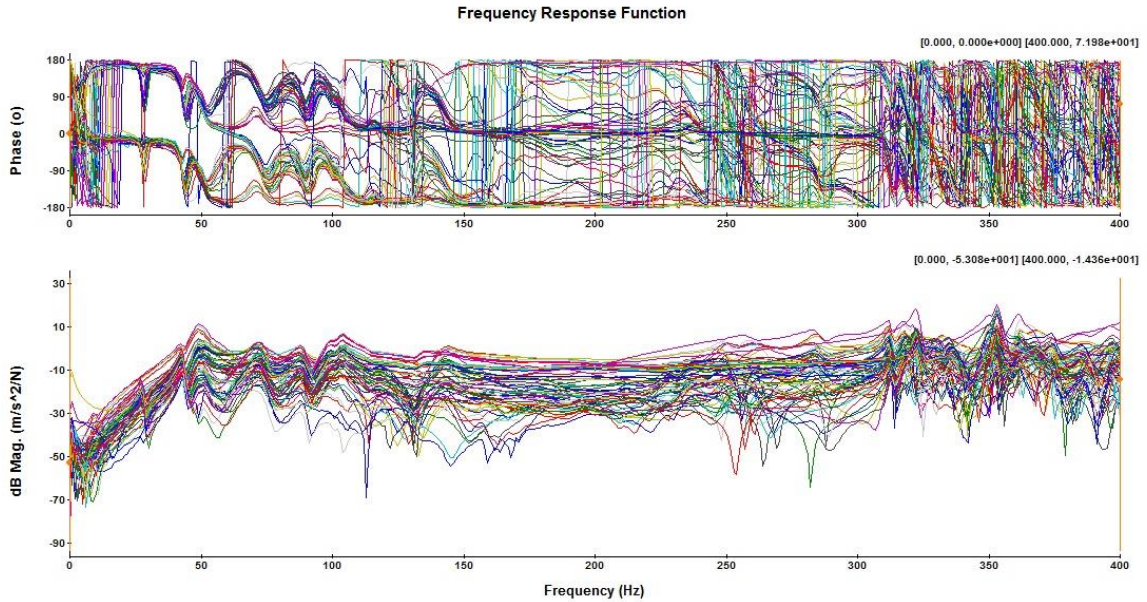


Figura 27. Resultados obtenidos por el modelo teórico

```

METODOLOGIA DE DETECCION DE FALLOS PARA UNA ESTRUCTURA PETROLIFERA
TIPO FIXED OFFSHORE USANDO EL METODO DE DESCOMPOSICION MODAL DE ENERGIA
DE TENSION CON VIBRACIONES MECANICAS
*****
ingrese la barra que presentan falla: 2
BARRA CON PRESENCIA DE FALLA:
    2

Frecuencias de vibracion para la estructura sin falla
~~~~~
Modo  1  w =   100.6223 rad,  f =   100.6223 Hz,  T =   0.0099 seg
Modo  2  w =   143.6769 rad,  f =   143.6769 Hz,  T =   0.0070 seg

Frecuencias de vibracion para la estructura con falla
~~~~~
Modo  1  w =    96.1251 rad,  f =   100.6223 Hz,  T =   0.0099 seg
Modo  2  w =   135.7882 rad,  f =   143.6769 Hz,  T =   0.0070 seg
LONGITUD TOTAL DE LAS BARRAS EN METROS
    9.593910503951172
    
```

Tabla 5. Listado de Modos de vibración obtenidos en el Análisis Modal Experimental

Hz	Modelo teórico	EMA	%error
Primer modo	100.846 2	100.6 2	0.22
Segundo modo	141.826 4	143.6 7	1.28

Para finalizar la correcta obtención de las frecuencias modales se hace necesario una comparación entre las formas modales obtenidas por el software MODAL y un modelo elaborado con el software de simulación ANSYS®. A continuación, se muestran algunas de las formas modales obtenidas con el EMA en la figuras 28 y 29.

Figura 28. Formas Modales obtenidas con el EMA para el primer modo de vibración

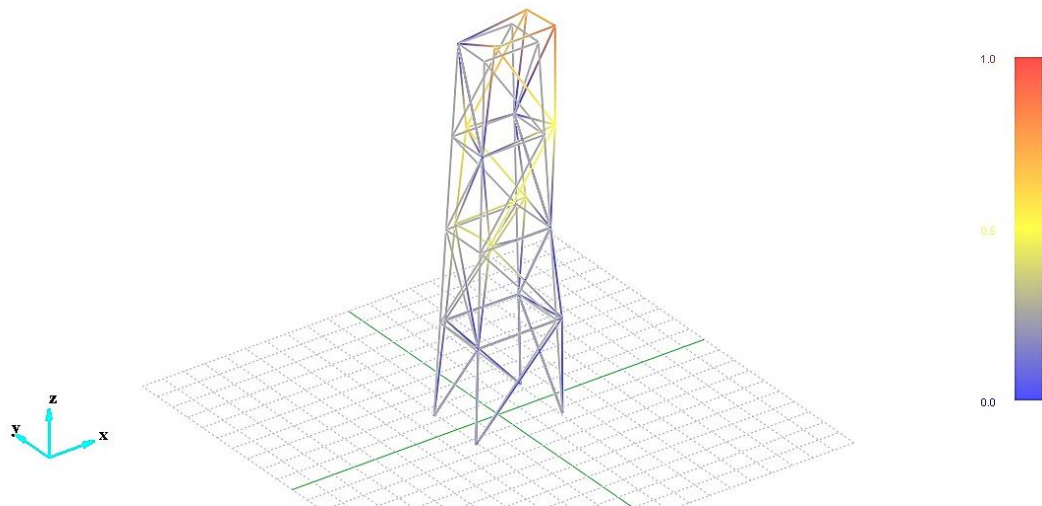
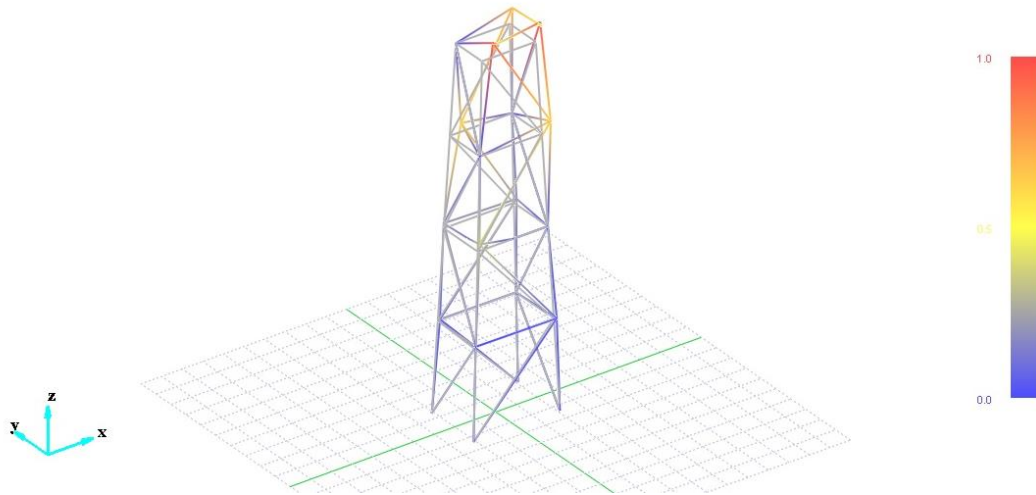


Figura 29. Formas Modales obtenidas con el EMA para el segundo modo de vibración

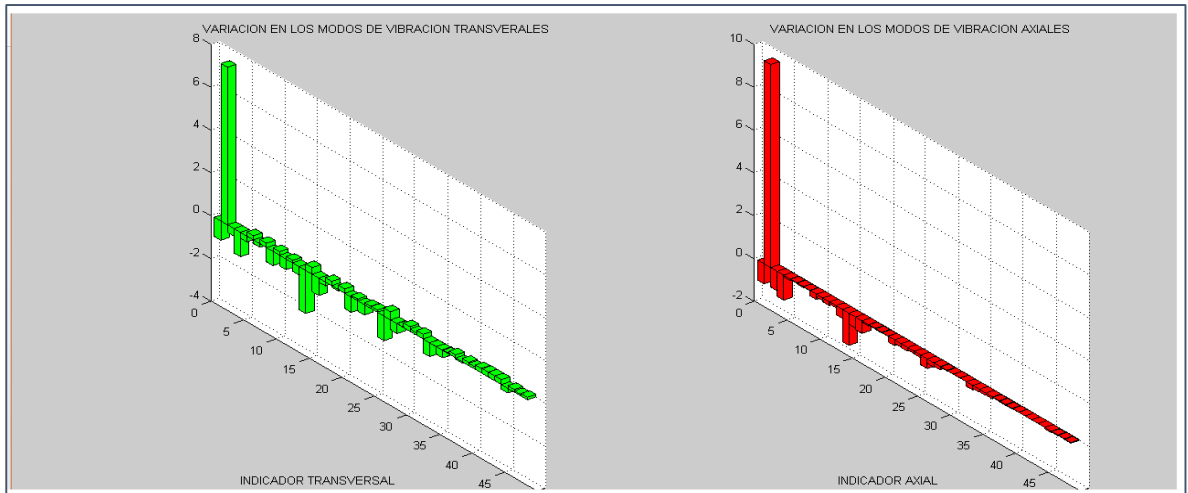


Los indicadores de fallos que proporciona el MSED anteriormente descrito, permiten al usuario comprobar la existencia y la localización del elemento que presenta falla, además, muestra el comportamiento de los elementos aledaños al elemento crítico.

Lo anterior se debe a que los elementos del sistema estructural trabajan como una red única, lo cual hace que, a la existencia del fallo, los demás elementos intentan compensar la pérdida de rigidez y soporte que estos brindan. De esta manera los indicadores de falla axial y transversal aumentan en proporción a la cantidad de fallo existente.

Se puede evidenciar este hecho en la figura 30 donde el elemento dañado es la barra # 2 del sistema, y recordando la configuración estructural, las barras aledañas (1, 5, 6, 9 10 y 14), muestran un pico de variación energética convalidando la presencia del elemento dañado.

Figura 30. Gráfica de Identificación de fallas por el algoritmo MSED



Los indicadores de fallo nos solo permiten visualizar y localizar la existencia del fallo en el sistema, de una misma forma, estos permiten visualizar el tipo de fallo que puede tener el sistema debido a la compensación energética que deben realizar las barras aledañas y el tipo de “sobrecarga” que deben tener estos; ya sea de tipo axial o transversal. De esta manera se valida la metodología de detección de fallos.

4.4.1 Variación en los modos de vibración. Como se ha mencionado anteriormente, la presencia de un fallo realiza una modificación en la caracterización dinámica del sistema físico, así mismo, el modelo teórico ya validado permite visualizar el comportamiento dinámico de la estructura bajo distintos escenarios de falla. A continuación, en las figuras 31, 32 y 33 se muestran algunos casos de falla proporcionado al actual modelo validado realizando un cambio de rigidez del 5% a cada barra analizada; la información

proporcionada por la tabla 6 se ajusta al comportamiento decreciente de las frecuencias naturales al momento de presentarse una falla, la reducción se presenta respecto a la estructura en óptimas condiciones.

Tabla 6. Resultados obtenidos para los fallos inducidos en 1, 2 y 3 barras de la estructura

Estructura con fallas	barra 10	Barras 10 y 15	3 barras 10, 15 y 20
Primer modo de vibración	100.7922 Hz	100.5470	100.5402
reducción	0.054 Hz	0.29 Hz	0.306
segundo modo de vibración	141.8240 Hz	141.7310	141.7296
reducción	0.0024Hz	0.09 Hz	0.0968

Figura 31. Caso de Falla inducida en barra 10 del sistema del modelo teórico

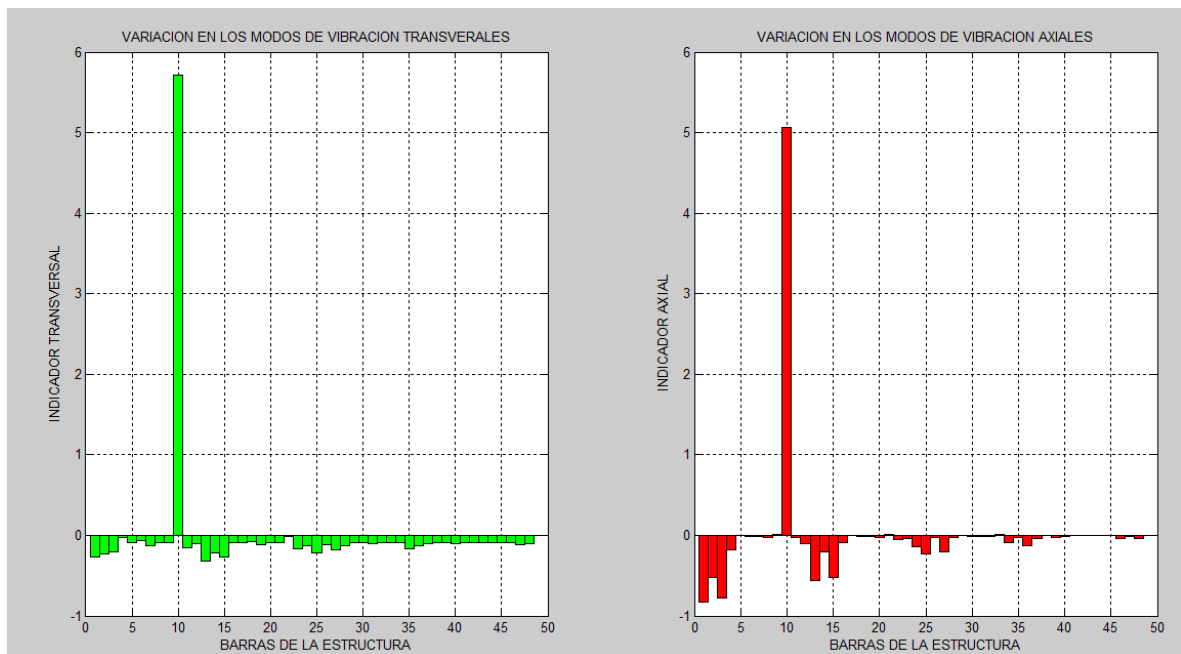


Figura 32. Caso de Falla inducida en barras 10 y 15 del sistema del modelo teórico

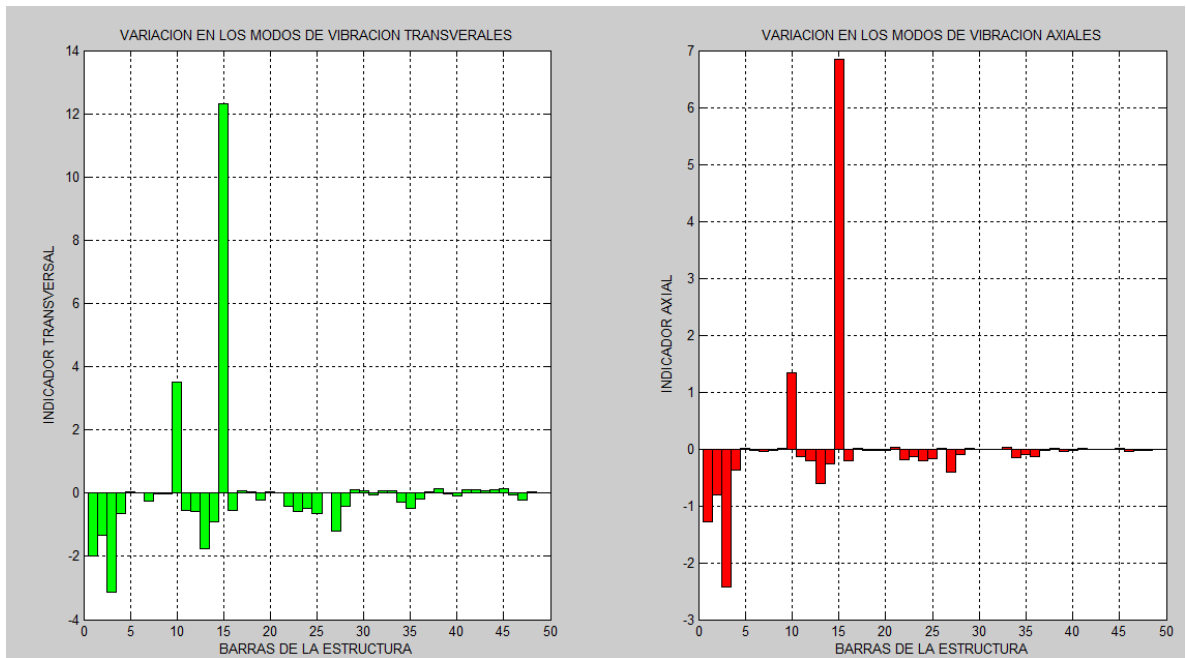
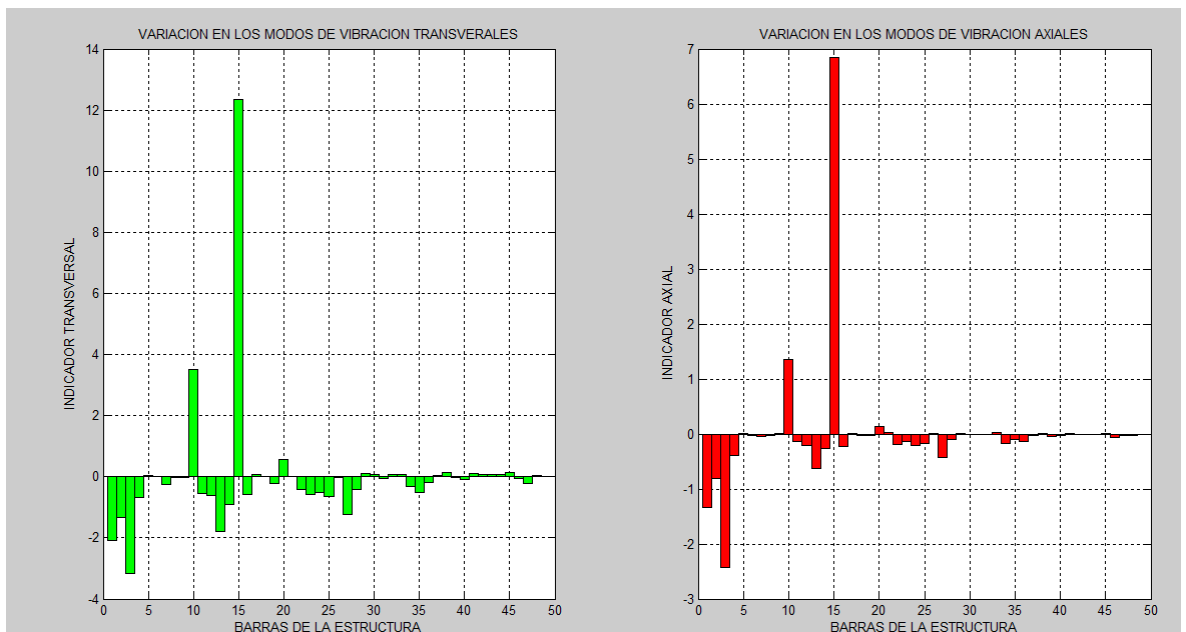


Figura 33. Caso de Falla inducida en barras 10, 15 y 20 del sistema del modelo teórico.



4.4.2 Variación en la pérdida de rigidez para 3 barras con falla. El modelo ya validado no solo permite el cambio y selección de barras con presencia de falla, este en su funcionamiento nos permite variar el porcentaje de pérdida de rigidez en cada una de estas. A continuación, se presenta un escenario de falla donde se implican 3 barras de la estructura las cuales presentan una mayor o menor cambio energético debido a la simulación de la falla que es reflejado por el MSED. Los escenarios se relacionan en la tabla 7.

Tabla 7. Tabla comparativa de escenarios de falla para 3 barras de la estructura según el modelo teórico

Escenario	Barra	% Daño	Barra	% Daño	Barra	% Daño
Escenario 1	10	5	15	5	20	5
Escenario 2	10	1	15	10	20	30
Escenario 3	10	10	15	70	20	30

En las figuras 35 y 36, se evidencia el comportamiento del cambio de energía en la barra 15 el cual no es estrictamente lineal con su respectivo cambio de rigidez, ya que para esta barra se le induce un daño equivalente al 10 %, y su cambio energético es mayor comparado con el 30 % de daño inducido a la barra 20. Esto nos refleja claramente que según la geometría que se tenga en la estructura, ciertos elementos tendrán una mayor o menor criticidad dependiendo de su ubicación.

Figura 34. Escenario 1 para 3 barras con igual porcentaje de daño

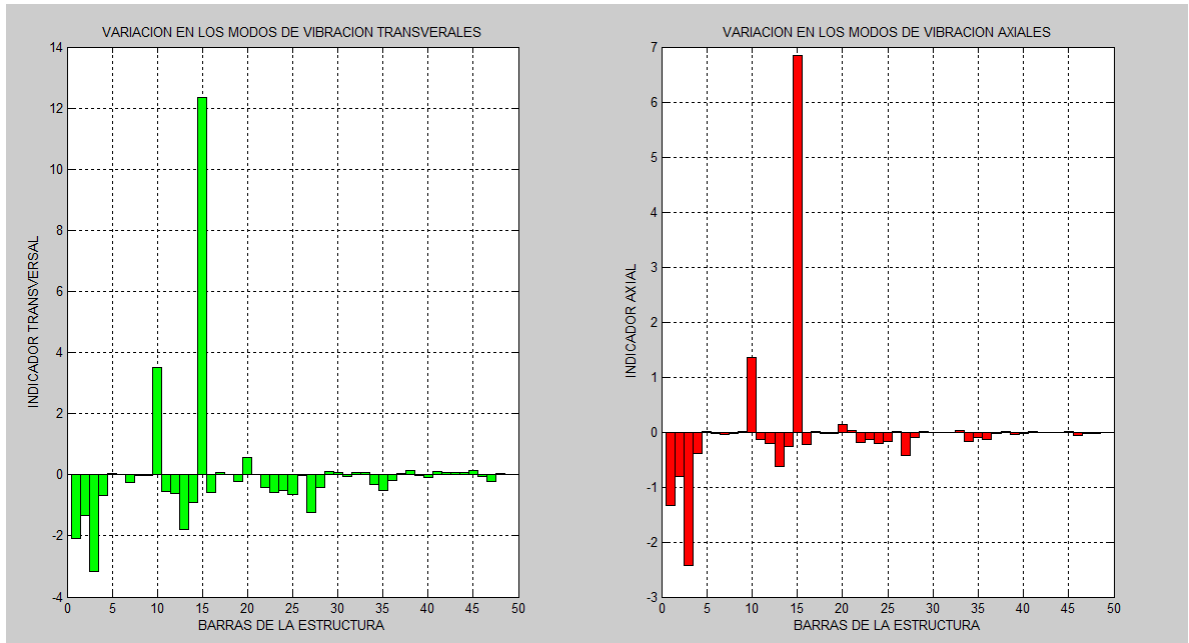


Figura 35. Escenario 2 para 3 barras con distinto porcentaje de daño

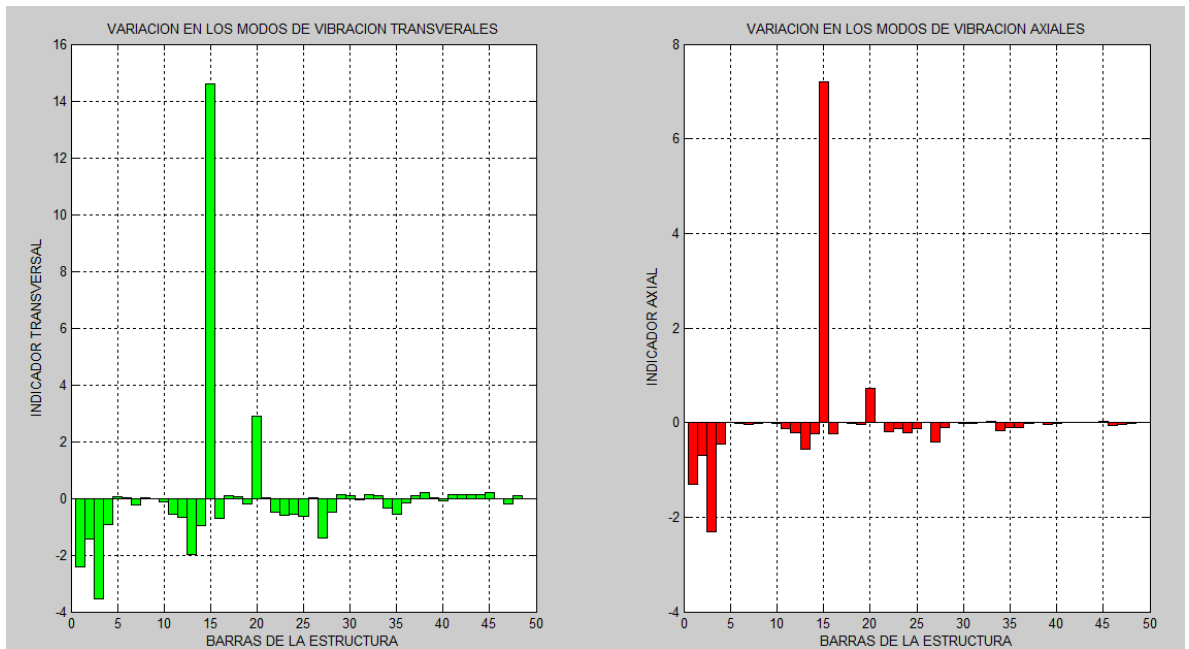
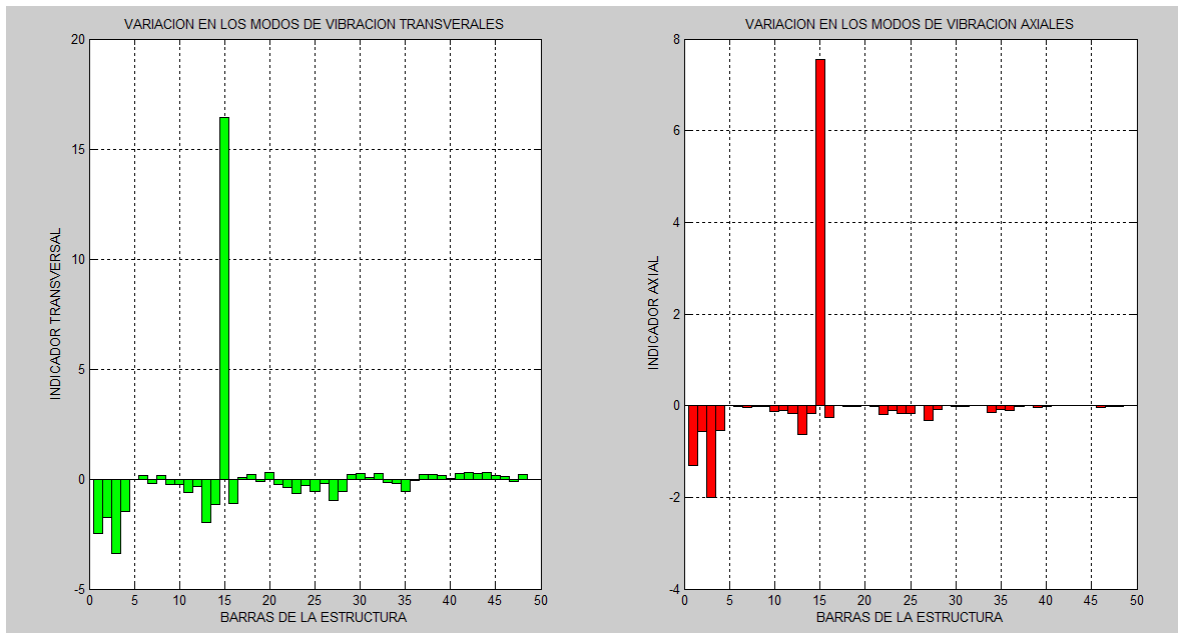


Figura 36. Escenario 3 para 3 barras con distinto porcentaje de daño



5. CONCLUSIONES

- La simulación del daño dentro del modelo teórico responde positivamente a los grados de libertad del elemento con que se caracteriza la estructura, siendo estos una fuerte función de la sensibilidad para detectar el fallo. En éste trabajo se mejora hasta el 5 por ciento en disminución de la rigidez por elemento con falla, aumentando la sensibilidad de detección de fallos.
- La metodología planteada permite dar un valor de criticidad a los elementos afectados, para tres o más elementos dañados dentro de la estructura. Se comprueba que, asignando diferentes porcentajes de pérdida de rigidez a los elementos, su cambio energético no está relacionado de una forma proporcional, logrando enfocar la atención en aquellos elementos que tienen pérdida de rigidez semejantes pero que presentan cambios energéticos considerables.
- La buena correlación entre las frecuencias naturales obtenidas por el modelo teórico y por el Análisis Modal Experimental, con un error inferior al 3 por ciento, obedecen a la mejora proporcionada por la caracterización con 6 grados de libertad por elemento de la estructura, disminuyendo el porcentaje de error de los datos obtenidos con respecto a anteriores proyectos ya desarrollados.
- La metodología permite relacionar un nivel de criticidad al cambio energético de los elementos, acercándola a la implementación de un

modelo de mantenimiento preventivo y correctivo a estructuras metálicas, y un aumento en la confiabilidad operacional de estas.

- La implementación de una adecuada metodología de detección de fallos, genera una mejora considerable en procesos de optimización industrial, brindando a la academia y al sector industrial nuevas herramientas, que generen un mayor avance tecnológico y de desarrollo económico para el país.
- Es importante obtener datos con una gran validez, para ello la rigurosidad de los ensayos modales y su configuración es de vital importancia para obtener la caracterización dinámica de la estructura.

6. RECOMENDACIONES

- Se recomienda continuar con la línea de investigación en vibración estructural y detección de fallos, con el fin de realizar mejoras cuantitativas y cualitativas en la metodología, con la implementación de un algoritmo genético que permita realizar la implementación en tiempo real.
- Realizar la implementación de la metodología en distintos tipos de estructuras metálicas, mejorando el alcance de dicho proceso y analizando en estas su condición de operación y la influencia de un escalamiento estructural en los modelos de laboratorio.
- Para estudios futuros, se recomienda validar la caracterización dinámica de la estructura, utilizando otros tipos de análisis de vibraciones como el Operacional Modal Análisis y realizar la respectiva comparación entre estos.
- Fomentar al desarrollo y creación de dispositivos orientados a la detección de fallos para cualquier tipo de configuración en estructuras metálicas y equipos mecánicos.

REFERENCIAS

- [1] M. SIMSIR y A. ANCARA, «Comparision of two non-destructive inspection techniques on sensivity and reliability,» *Journal of Materials and Desing*, nº 28, pp. 1433-1439, 2007.
- [2] S. DOEBLING, C. FARRAR y M. PRIME, «A sumary review of vibration-based damage identifications methods,» *The shock vibrations Digest*, nº 30, pp. 91-105, 1998.
- [3] N. STUBBS, J. KIM y C. FARRAR, «Field Verification of a Nondestructive Damage Localization and Severity Estimation Algorithm,» Society of Experimental Mechanics, Connecticut, USA, 1995.
- [4] H. YANG, H. LI y J. HU, «Modal Strain Energy Decomposition Method for Damage Localization in 3D Frame Structures,» *Journal of Engineering Mechanics*, 2006.
- [5] C. FARRAR, S. DOEBLING, T. DUFFEY, W. BAKER y W. RHEE, «Vibration-based structural damage identification in Structures Exhibiting Axial and Torsional Response,» *Journal of Vibrations and Acoustics*, 2000.
- [6] C. E. ANAYA S. y C. A. BARAJAS R., Metodologia para la deteccion de daños en estructuras metalicas empleando la tecnica de analisis modal teorico-experimental, Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, 2011.
- [7] J. KIM y N. STUBBS, «Improved damage identification method based on modal information,» *Journal of Sound an Vibration*, vol. 2, p. 252, 2002.
- [8] L. HUAJUN, W. SHUQUING y Y. HEZHEN, «Modal Strain Energy Decomposition method for damage detection of an offshore structure using modal testing Information,» de *Third Chinese-German Joint Symposium on Coastal and Ocean Engineering*, Tainan, China, 2006.
- [9] W. SHUQUING, «Damage detection in offshore platform structures from limited modal data,» *Aplieedd Ocean Research*, vol. 41, pp. 48 - 56, 2003.
- [10] O. SALAWU, «Deteccion od structuraldamage trough changes in frecuency: a review,» *Journal of Engineering Structures*, vol. 19, nº 9, pp. 718-723, 1997.
- [11] A. RYTTER, «Vibration based inspecon on civil structures,» Departmen of Building Technology and Structura Engineering, Aalborg University, Denmark, 1993.
- [12] J. HE y Z.-F. FU, Modal Analisys, Butterworth-Heinemann, 2001.
- [13] B. SCHWARZ y M. RICHARDSON, «Experimental Modal Analisys,» de *Proceedings*

of the CSI Reliability Week, 1999.

- [14] S. RAO, *Vibraciones Mecanicas* 5 Ed., Prentice Hall, 2010.
- [15] M. RICHARDSON y D. FOMENTI, «Global Curve Fitting of Frequency Response Measurements Using the Rational Fraction Polynomial Method,» de *Proceedings of the 3rd IMAC Conference*, 1985.
- [16] D. ASKELAND, *Ciencia e Ingenieria de los Materiales* 3ed., Thompson International.
- [17] D. EWINS, «Basics and state-of-the-art of modal testing,» de *Academy Proceedings in Engineering Sciences*, Sadhana, 2000, pp. 207-220.
- [18] D. EWINS, «Basics and State-of-the-art of modal testing. Academy Proceedings in Engineering Sciences,» *Sadhana*, vol. 25, nº 3, pp. 207-220, 2002.
- [19] G. KERSHEN y J. C. GOLINVAL, «Structural Dynamics Research Group Université de Liège,» [En línea]. Available: http://www.ltas-vis.ulg.ac.be/cmsms/uploads/File/Mvibr_notes.pdf. [Último acceso: 14 03 2017].
- [20] V. BADIOLA, J. PINTOR y G. GAINZA, «Análisis modal teórico experimental del conjunto carcasa y rodadura del eje motriz de un vehículo industrial,» de *VI Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica*, Coimbra, Portugal, 2003.
- [21] J. CONDADO, «Modelos, métodos numéricos y computadoras,» de *Notas del Instituto de Investigación en Ciencias Matemáticas*, 2000.
- [22] M. FLOREZ, J. KUBIAK, G. URQUIZA y L. CASTRO, «Análisis modal de un rodete de turbina Francis,» de *XIV Congreso Internacional Anual de la SOMIM*, Puebla, Mexico, 2008.
- [23] W. VELEZ, D. GOMEZ y P. THOMPSON, «Ajuste de Modelo de Elementos Finitos,» *Revista de la Facultad de Minas y Energía de la Universidad Nacional de Colombia*, vol. 76, nº 158, pp. 177-189, 2009.
- [24] J. URIBE E., *Análisis de Estructuras*, Bogotá : ECOE Ediciones, 2000.
- [25] DEPARTMENT OF AEROSPACE ENGINEERING SCIENCES, *Introducción to Finite Element Methods*, Colorado, USA, 2010.
- [26] M. PAZ, *Dinámica Estructural, Teoría y Cálculo*, Barcelona: Reverte S.A., 1992.
- [27] L. CALDERON P., *Determinación de propiedades dinámicas del portico metálico en 3D en referencia del ASCE: Enfoque Numérico*, Bucaramanga: Universidad industrial de Santander, 2011.
- [28] G. GORKA, P. MARIA, B. VIRGINIA y M. ENRICO, «Caracterización Dinámica de la

Carcaza de un eje motriz de Vehiculo Industrial.».

- [29] S. NALLAYARASU, Offshore Structures. Analisis and Design. Department of Ocean Engineering, Chennai, India: Indian institute of Technology Madras.
- [30] M. PEREZ, A. PEREZ HIDALGO y E. PEREZ BERENGUER, «Respuesta en Frecuencia de sistemas lineales invariantes en el Tiempo,» Universidad Nacional de San Juan, San Juan, Argentina, 2011.
- [31] C. M. HARRIS, Harri's shock and vibrations handbook, New York: McGraw Hill, 2002.
- [32] H. SANCHEZ, «Universidad Industrial de Santander. Modelo analitico para el estudio de la torsion en rotores flexibles.,» *UIS Ingenierias*, pp. 69-76, 2010.
- [33] C. SCHEFFER y P. GIRDHAR, Practical machinery vibration analisis and predictive maintenance, Elsevier.
- [34] J. MOTTERSHEAD y M. FRISWELL, «Model updatiing in structural dynamics: a survey.,» *Journal of Sound and Vibration*, vol. 2, nº 347-375, p. 167, 1993.
- [35] J. WU y Q. LI, «Structural parameter identificacion and damage detencion for a steel structure using a two-stage finite element model updating method.,» *Journal of Constructional Steel Research*, nº 231-239, p. 62, 2006.
- [36] B. JAISHI y W. REN, «Damage detection by finite element model updating using flexibility residual.,» *Journal of Sound an Vibration*, nº 367-387, p. 290, 2006.
- [37] G. OWOLABI, A. SWAMIDAS y R. SESHADRI, «Crack detecion in beams using changes in frecuencies and amplitudes of frecuency response functions.,» *Journal of Sound an vibration*, nº 1-22, p. 265, 2003.
- [38] C. MEOLA, G. CARLOMAGNO, A. SQUILLACE y A. VITIELLO, «Non-destructive evaluation of aerospace materials with lock-in thermography,» *Journal of Engieneering Failure Analisis*, vol. 13, pp. 380-388, 2006.
- [39] J. DOHERTY, «Nondestructive Evaluation,» de *Handbook on Experimental Mechanics*, A.S. Kobayashi Edt. Society for Experimental Mechanics, Inc., 1987.
- [40] Z. SHI, S. LAW y L. ZHANG, «Structural damage localization from modal strain energy,» *Journal of Sound an Vibration*, nº 218, pp. 825-244, 1998.

BIBLIOGRAFÍA

- C. E. ANAYA S. y C. A. BARAJAS R., Metodología para la detección de daños en estructuras
- C. SCHEFFER y P. GIRDHAR, Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance, Elsevier.
- G. GORKA, P. MARIA, B. VIRGINIA y M. ENRICO, «Caracterización Dinámica de la Carcasa de un eje motriz de Vehículo Industrial.».
- G. KERSHEN y J. C. GOLINVAL, «Structural Dynamics Research Group Université de Liège,» [En línea]. Available: http://www.ltas-vis.ulg.ac.be/cmsms/uploads/File/Mvibr_notes.pdf. [Último acceso: 14 03 2017].
- J. WU y Q. LI, «Structural parameter identification and damage detection for a steel structure using a two-stage finite element model updating method,» *Journal of Constructional Steel Research*, nº 231-239, p. 62, 2006.
- M. RICHARDSON y D. FOMENTI, «Global Curve Fitting of Frequency Response Measurements Using the Rational Fraction Polynomial Method,» de *Proceedings of the 3rd IMAC Conference*, 1985.
- N. STUBBS, J. KIM y C. FARRAR, «Field Verification of a Nondestructive Damage Localization and Severity Estimation Algorithm,» Society of Experimental Mechanics, Connecticut, USA, 1995.
- M. FLOREZ, J. KUBIAK, G. URQUIZA y L. CASTRO, «Análisis modal de un rodete de turbina Francis,» de *XIV Congreso Internacional Anual de la SOMIM*, Puebla, Mexico, 2008.
- M. FLOREZ, J. KUBIAK, G. URQUIZA y L. CASTRO, «Análisis modal de un rodete de turbina Francis,» de *XIV Congreso Internacional Anual de la SOMIM*, Puebla, Mexico, 2008.
- W. VELEZ, D. GOMEZ y P. THOMPSON, «Ajuste de Modelo de Elementos Finitos,» *Revista de la Facultad de Minas y Energía de la Universidad Nacional de Colombia*, vol. 76, nº 158, pp. 177-189, 2009.
- W. SHUQUING, «Damage detection in offshore platform structures from limited modal data,» *Applied Ocean Research*, vol. 41, pp. 48 - 56, 2003.

ANEXOS

ANEXO A. Objetivos del Trabajo de Grado

Objetivo General

Establecer una metodología de detección de daños en estructuras metálicas tipo fixed offshore por medio de vibraciones mecánicas basadas en las técnicas de análisis modal teórico-experimental.

Objetivos Específicos

- Desarrollar un modelo numérico por medio del método de elementos finitos para predecir el comportamiento dinámico de la estructura.
- Diseñar y construir un modelo a escala de la estructura petrolífera tipo fixed offshore.
- Caracterizar dinámicamente la estructura, sana y con fallos inducidos, mediante la obtención de sus parámetros modales.
- Implementar el sistema de detección de falla mediante el método de descomposición modal de energía de tensión (MSED).
- Validar mediante la contrastación teórico - experimental la metodología desarrollada.