

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



**“ANÁLISIS DE LA RESPUESTA DINÁMICA UNA ESTRUCTURA
BAJO CARGAS DE VIBRACIÓN GENERADAS POR EL
TRANSPORTE”**

POR
ORLANDO RENÉ MARTÍNEZ PÉREZ

**EN OPCIÓN AL GRADO DE MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA
INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

MARZO, 2016

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO**



**“ANÁLISIS DE LA RESPUESTA DINÁMICA UNA ESTRUCTURA
BAJO CARGAS DE VIBRACIÓN GENERADAS POR EL
TRANSPORTE”**

POR

ING. ORLANDO RENÉ MARTÍNEZ PÉREZ

**EN OPCIÓN AL GRADO DE MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA
INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

SAN NICOLÁS DE LOS GARZA, NUEVO LEÓN.

MARZO, 2016

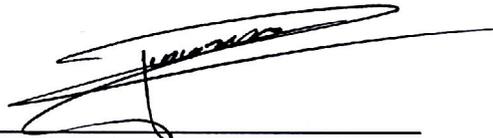
UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA

SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO

Los miembros del Comité de Tesis recomendamos que la Tesis "ANÁLISIS DE LA RESPUESTA DINÁMICA UNA ESTRUCTURA BAJO CARGAS DE VIBRACION GENERADAS POR EL TRANSPORTE" realizada por el alumno(a) "ORLANDO RENE MARTINEZ PEREZ, con número de matrícula 1389087, sea aceptada para su defensa como opción al grado de MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ.

El Comité de Tesis



Dr. Diego Francisco Ledezma Ramirez
Asesor



Ing. Mario Alberto Saldaña
Revisor



Ing. Waldo Arcos
Revisor

Vo. Bo.

Dr. Simón Martínez Martínez
Subdirección de Estudios de Posgrado

San Nicolás de los Garza, Nuevo León, Marzo del 2016.

DEDICATORIA

Gracias a Dios por cada día de vida.

Dedico este trabajo de investigación a mi familia. A mi madre y a mi padre quienes han estado conmigo alentándome y apoyándome a seguir adelante, quienes han estado al pendiente de mi crecimiento personal y personal. A mi hermana, primos y tíos quienes también han estado al pendiente y me han mostrado su cariño a lo largo de este tiempo de preparación.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco al Dr. Diego Ledezma por la confianza y el apoyo mostrado durante este año y medio, por su asesoría y enseñanza para llevar a cabo este proyecto.

Al Dr. Thomas L. Paez quien sin estar relacionado con el programa de maestría y con la Universidad, se animó a asesorarme todo un año, por su apoyo incondicional y sus buenos consejos tanto personales como profesionales.

A mi tutor industrial, Waldo Arcos, quien me apoyó y me ayudó en la parte de la simulación estructural y quien me confió este proyecto de investigación.

Al Dr. José Ángel Segura de CIDESI, quien fue de los primeros en apoyarme con su conocimiento en simulación computacional.

Al Ing. Mario Saldaña, maestro y amigo desde la licenciatura, quien fuera pieza importante para el desarrollo de tesis y el crecimiento profesional, por sus buenos consejos y además quien me motivó a estudiar las vibraciones mecánicas.

A los maestros del programa de posgrado por su tiempo y asesoría quienes me tendieron la mano en todo momento que me acerqué a resolver diversas dudas.

A los estudiantes y amigos Mario Hernández e Isaías Ortiz por su apoyo en el diseño de la estructura y base; y de la ayuda durante las pruebas de laboratorio.

A mis compañeros y amigos de la MCIA: Nayeli, Guillermo, Irving, Omar y Jorge con quienes he formado una amistad y quienes al estar pasando por el mismo proceso que yo me han aconsejado y hemos crecido juntos, por ser mis compañeros de generación y por estar al pendiente.

A mis amigos Sergio, Daniel, Nilton e Iván, quienes a pesar de la distancia y de los momentos de estrés han estado ahí apoyándome y ayudando en la elaboración de este proyecto de investigación.

CONTENIDO

DEDICATORIA.....	4
AGRADECIMIENTOS	5
CONTENIDO.....	6
RESUMEN.....	10
CAPÍTULO 1.....	12
INTRODUCCIÓN.....	12
1.1 ANTECEDENTES	12
1.2 REVISIÓN DEL ESTADO DEL ARTE.	14
1.3 METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN.	19
1.4 INFRAESTRUCTURA.	20
1.5 ALCANCES.	21
1.6 LIMITACIONES.	22
1.7 CONTRIBUCIONES DEL PROYECTO.	22
1.8 DESCRIPCIÓN DE LA TESIS.....	23
CAPÍTULO 2.....	24
DISEÑO MECÁNICO, VIBRACIONES Y PRUEBAS DE TRANSPORTE	24
2.1 INTRODUCCIÓN	24
2.2 ANTECEDENTES DEL DISEÑO Y LA SIMULACIÓN.....	25
2.2.1 DESCRIPCIÓN DEL ANÁLISIS F.E.M.	26
2.3 FUNDAMENTOS DE DISEÑO ESTRUCTURAL.....	30
2.3.1. ELEMENTOS ESTRUCTURALES.....	31
2.3.2. TIPOS DE CARGAS	32
2.3.3. TIPOS DE CONEXIONES.	33
2.3.4. TORNILLOS AUTO-ENROSCABLES.....	35
2.4 FUNDAMENTOS DE DINÁMICA ESTRUCTURAL.....	37
2.4.1. INTRODUCCIÓN.....	37
2.4.2. CLASIFICACIÓN DE LAS VIBRACIONES.	41

2.4.3.	ANÁLISIS DE SEÑALES VIBRATORIAS.	44
2.4.4.	VIBRACIONES ALEATORIAS (RANDOM).....	49
2.5	ANÁLISIS MODAL.....	50
2.5.1.	VALORACIÓN DE LAS CURVAS FRF.....	52
2.5.2.	PROCESO DE ANÁLISIS DE CURVAS FRF	53
2.6	PRUEBAS DE TRANSPORTE.....	53
2.6.1.	ESTÁNDAR ISTA 2B.....	56
2.6.2.	ASTM D-4728.....	56
2.7	CONCLUSIONES.....	59
CAPITULO 3.....		60
DISEÑO Y SIMULACIÓN		60
3.1.	INTRODUCCIÓN	60
3.2.	DISEÑO Y MANUFACTURA DE LA ESTRUCTURA DE PRUEBA.	61
3.3.	ANÁLISIS MODAL DE LA ESTRUCTURA-BASE LIBRE-LIBRE.	67
3.3.1.	METODOLOGÍA (PRE-PROCESAMIENTO).....	67
3.3.2.	RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN MODAL LIBRE-LIBRE.	70
3.4.	ANÁLISIS DE VIBRACIÓN ALEATORIA.....	73
3.4.1.	METODOLOGÍA.....	73
3.4.2.	RESULTADOS DE VIBRACIÓN ALEATORIA.....	77
3.5.	CONCLUSIONES.....	80
CAPITULO 4.....		81
PRUEBAS EXPERIMENTALES		81
4.1.	INTRODUCCIÓN.	81
4.2.	METODOLOGÍA DE LA EXPERIMENTACIÓN.....	81
4.2.1.	EQUIPO UTILIZADO EN PRUEBAS EXPERIMENTALES.....	82
4.3.	PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL.....	87
4.4.	PRUEBA DE VIBRACIÓN ALEATORIA.....	96
4.4.1.	DESARROLLO DE LAS MEDICIONES.....	100

4.4.2. RESULTADOS ANÁLISIS VIBRATORIO ALEATORIO DE TRANSPORTE.....	100
4.5. CONCLUSIONES.....	105
CAPITULO 5.....	106
ANÁLISIS Y COMPARACIÓN DE RESULTADOS.....	106
5.1. INTRODUCCIÓN	106
5.2. ANÁLISIS MODAL DE MATLAB.	107
5.2.1. METODOLOGÍA.	107
5.2.2. RESULTADOS DE MATLAB.	108
5.3. ANÁLISIS MODAL EN ANSYS.	109
5.3.1. RESULTADOS ANSYS.	110
5.4. SIMULACIÓN DE VIBRACIÓN ALEATORIA EN MATLAB.	112
5.4.1. RESULTADOS DEL ANÁLISIS VIBRATORIO MATLAB.	113
5.5. ANÁLISIS VIBRATORIO ALEATORIO EN ANSYS.....	116
5.5.1. RESULTADOS DEL ANÁLISIS ALEATORIO EN ANSYS.....	117
5.6. CONCLUSIONES.....	119
CAPITULO 6.....	121
CONCLUSIONES GENERALES Y RECOMENDACIONES.....	121
6.1. CONCLUSIONES GENERALES.....	121
6.2. RECOMENDACIONES PARA TRABAJO FUTURO.	124
LISTA DE SÍMBOLOS.....	126
ÍNDICE DE FIGURAS	132
ÍNDICE DE TABLAS.....	138
APÉNDICE A.....	140
A1. PROCESO DEL DISEÑO DE LA BASE DE SOPORTE.	140
A.2 ANÁLISIS MODAL BASE DE ALUMINIO.	142
A.3 RESULTADOS DE LA BASE DE ALUMINIO.....	145
APÉNDICE B.....	147

TABLAS	147
FIGURAS	152
APÉNDICE C.....	153
MATLAB TEÓRICO	153
MATLAB EXTRACCIÓN DE MEDICIONES DE LA PRUEBA DE LABORATORIO.....	167
APENDICE D.....	173
APRENDIZAJE OBTENIDO DURANTE EL DESARROLLO DE ESTE PROYECTO.....	173
REALIZACIÓN DEL ANÁLISIS MODAL.....	173
ANÁLISIS VIBRATORIO ALEATORIO	174
RECOMENDACIONES PARA POSTERIORES ESTUDIOS	174

RESUMEN

En este proyecto se propone una mejor configuración y metodología ideal que ayude a mejorar la simulación computacional para obtener una mayor predictibilidad en los modelos. Se realiza un estudio de correlación de análisis teóricos y experimentales, para un producto representativo de las uniones manejadas en Schneider Electric. Este tipo de estructuras están sometidos a cargas de vibración durante el transporte que pueden causar fallas prematuras, y es importante considerarlas durante el proceso de diseño, siendo cotidiano el proceso de simulación, en el cual pueden presentarse diferencias, principalmente debido a la naturaleza de las uniones atornilladas.

Se presenta un resumen de la literatura relacionada y aplicable a este proyecto, y una síntesis de la teoría fundamental para comprender el problema. El objetivo principal de este trabajo es correlacionar la simulación por medio de elementos Finitos contra las pruebas físicas de laboratorio, enfocándose al análisis del comportamiento mecánico de la estructura. Para este propósito, se diseñó y manufacturó una estructura en base a perfiles de acero tipo “L” y tornillería auto-enroscables, presentando el proceso de diseño CAD y la fabricación.

Las pruebas a la que la estructura se sometió consistieron en un análisis modal, y una prueba de vibración aleatoria, en base a un estándar de prueba de transporte para empaque ISTA 2B y la ASTM D4728, los cuales contienen la información necesaria para replicar la vibración generada por el transporte.

Se presentan y discuten los resultados de ambas pruebas, primero en el plano virtual, y posteriormente, el procedimiento experimental, resultados y discusión de las pruebas de laboratorio. Se realiza posteriormente una retroalimentación de los resultados experimentales en un modelo numérico simplificado, para estudiar diferentes tipos de uniones en base a la rigidez

representativa de estas conexiones, encontrando que el comportamiento de la estructura es rígida comparado a la rigidez teórica (simulación). Por último, se presentan conclusiones generales y recomendaciones a futuro, destacando que se concluye que es de importancia considerar la rigidez del sistema según el modelo que se esté estudiando para obtener mejores resultados. El uso de los modelos en software de elemento finito es de gran ayuda para la mejora continua y que el estudio de las vibraciones para el diseño de mejores productos debe ser de gran importancia para la industria.

CAPÍTULO 1.

INTRODUCCIÓN

1.1 ANTECEDENTES

Los sistemas mecánicos están sujetos a vibraciones externas que afectan su funcionamiento. Un ejemplo común es en el transporte terrestre de productos. Durante el trayecto el tipo y estado físico del pavimento juega un papel importante, ya que debido a la rugosidad del pavimento se generan vibraciones que se transmiten por medio de las ruedas y se transfieren por medio de la estructura del transporte llegando a afectar de manera indirecta a los productos transportados y así afectar el estado físico de estos.

En este trabajo de tesis y de investigación se pretende correlacionar un modelo 3D de una estructura metálica simple, siendo un producto representativo de las uniones utilizadas por la empresa Schneider Electric en base al producto mostrado en la Figura 1.1, con la cual se estableció colaboración para el desarrollo de este proyecto, con el fin de estudiar el comportamiento mecánico – dinámico

en las uniones, realizando una validación mediante el uso de la simulación por elemento finito (FEM) contra pruebas experimentales bajo una carga vibratoria tipo Aleatoria (Random Vibration), simulando la vibración generada durante el transporte de productos. Con estos resultados, se pretende proponer una mejor configuración y metodología ideal para las simulaciones teóricas que ayuden a comprender el comportamiento que están sujetos las estructuras y productos de las empresas.



Figura 1.1.- Modelo del Cargador Eléctrico (EV's Charger) estacionario fabricado por la empresa Schneider Electric.

La principal motivación de este trabajo surge de encontrar una adecuada correlación entre las simulaciones computacionales con las pruebas físicas de laboratorio, debido a que se han presentado diferencias en los resultados de la simulación y las pruebas que se realizan para aprobar los estándares de fabricación obligatorios para la producción y seguridad de las unidades eléctricas.

El uso de herramientas como los paquetes computacionales de Diseño, como el Creo Elements / Pro 5.0 (anteriormente conocido como Pro-E) y paquetes

de análisis computacional como ANSYS, facilitan el estudio de los componentes mecánicos, el comportamiento estructural estático y dinámico permitiendo el rediseño y la mejora continua. El impacto que se tiene en el ahorro económico, de tiempo y de material de desecho es de suma importancia debido a la utilización de la simulación como medio para mejorar el diseño y calidad de los productos [1].

Si bien existen trabajos de modelación y simulación estructural, no se tienen un mayor número de registros sobre algún trabajo que se centre en representar de la mejor manera estas dos partes: experimentación y simulación en el área de las vibraciones aleatorias.

En todo este trabajo de investigación, se abordan disciplinas de la Ingeniería Mecánica, como dinámica estructural y diseño mecánico, así como una introducción y conceptos básicos del Método de Elementos Finitos para facilitar la información básica para el desarrollo del proyecto, y se presenta el procedimiento de pruebas en el laboratorio y el tipo de estándar usado para probar la *UUT* (Unit Under Test, por sus siglas en inglés).

1.2 REVISIÓN DEL ESTADO DEL ARTE.

Dentro de la revisión literaria, se revisaron libros, artículos de investigación, manuales sobre pruebas vibratorias y estándares de pruebas. A continuación se resumen los principales artículos científicos que servirán como base teórica para el desarrollo del proyecto de investigación.

En el artículo “Correlation of finite element model of multi-physics systems” realizado por K.K. Sairajan, G.S. Aglietti y Scott J.I. Walker, realizan un análisis modal para correlacionar el análisis de elemento finito con la experimentación de un sistema amortiguado visco elástico (viscoelastic damped systems) y una derivación de un sistema piezoeléctrico excitados desde la base. Se utiliza un

criterio conocido como “Modal assurance criterion” (MAC) y “Normalized Cross-Orthogonality” (NCO) para evaluar esta correlación, utilizando las características dinámicas obtenidas del análisis de elemento finito [2].

En un segundo artículo, escrito por W. H. Chen, Z. R. Lu y demás investigadores, realizaron un análisis modal teórico y experimental para una torre de TV en la ciudad de Guangzhou al sur de China. El propósito de la investigación era medir la vibración en diferentes momentos de su construcción bajo diferentes condiciones de excitación. Las características dinámicas experimentales medidas de la torre ayudarán a actualizar el elemento finito generado de la torre, para ser la base de un modelo futuro para el monitoreo y detección temprana de daños en las construcciones. Así como también pueden ser utilizadas para la efectividad del control de vibración instalado en la torre [3].

El siguiente artículo realizado por Van-Xuan Tran, Samuel Geniaut, Erwan Galenne y Ionel Nistor, realizan un análisis modal computacional bajo una carga dinámica con condiciones de baja frecuencia utilizando el método “eXtended Finite Element Method (X-FEM) sobre un cuerpo con una grieta estacionaria para calcular los desplazamientos asociados con las deformaciones modales. Lo más importante es que los resultados mostraron que el análisis modal obtuvo una aproximación exacta al factor intenso de tensión para grietas en estructuras bajo cargas dinámicas con frecuencias en rangos medios y bajos. Esto permitió investigar el cambio en la frecuencia natural de la estructura con propagación de grietas en alabes de turbinas durante operación [4].

Dan Gregory, Fenando Bitsie y David O. Smallwood, realizaron experimentos en el área de las *vibraciones aleatorias (random)*. Diseñaron una estructura que consta de simple masa montada sobre una viga rectangular para comparar la respuesta de entrada en un solo eje contra la respuesta de entrada en varios ejes. Se utilizó un excitador electrodinámico de 6 grados de libertad para llevar a cabo la experimentación. De los resultados se obtuvieron el valor máximo

de estrés de Von Mises en diferentes localizaciones de cargas combinadas contra cargas en una sola dirección. Los resultados también mostraron diferencias significantes en la respuesta a la aceleración de la masa. Como trabajos en un futuro proponen la investigación diferentes ejes y evaluar la inclusión del movimiento rotacional [5].

En la investigación realizada por Stana Zivanovic, Aleksandar Pavic y Paul Reynolds en un puente peatonal. Evaluaron las propiedades modales de la estructura ya instalada. Combinaron el análisis y las pruebas para mejorar la comprensión acerca del comportamiento dinámico que ayudaría a futuros diseños de estructuras similares. Debido a la falta de información como las condiciones de frontera, las propiedades de los materiales y los efectos de los elementos no estructurales, decidieron realizar las pruebas con el puente en su estado natural, es decir, ya instalado. Para el análisis de este proyecto, se utilizó el estado del arte acerca de los procedimientos de estimación, modelaron el elemento finito y obtuvieron la Respuesta en Frecuencia (FRF) basado en la prueba modal. De los resultados obtenidos se encontraron que el puente peatonal se identifican siete modos de menores frecuencias en ambas direcciones, verticales y laterales. También se encontró que la estructura tenía una baja relación de amortiguamiento la cual está asociada a los bajos modos en ambas direcciones (vertical y laterales) cerca de un 0.26% para ambos modos [6].

García-Romeu del Instituto Tecnológico de Embalaje, Transporte y Distribución y Rouillard de la Universidad de Victoria en Melbourne, Australia, estudiaron los niveles de vibración producidos por los vehículos durante el transporte. El propósito de su estudio fue conocer y entender la evolución de las técnicas de la simulación de las vibraciones generadas por el transporte. Este trabajo les ayudo a comprender el análisis de las vibraciones aleatorias de características estacionarias, lo que durante el transcurso del proyecto se dio cuenta que el utilizar PSD's promediadas dejan tienen consecuencias significativas en la forma del espectro resultante, en el ancho de la banda

espectral en la resonancia. Como resultado de su investigación, buscarán desarrollar la programación y los dispositivos hardware, para controlar y medir la vibración aleatoria en la actualidad y conseguir mayor precisión en la simulación cuasi-real de las vibraciones de transporte [7].

Matthew S. Allen, Harrison M. Gindlin y Randall L. Mayes realizaron una investigación sobre una condición de frontera “fija”. Ellos realizaron una simulación experimental donde proponen dos alternativas para reducir la sensibilidad de error en una prueba modal. El método propuesto en este proyecto fue realizar una prueba modal para extraer los modos del sistema-accesorio ya ensamblado y utilizar estos valores para aplicar las restricciones y así eliminar el movimiento del accesorio. Se propusieron dos tipos de restricciones, una basada en los modos del accesorio y la otra en un valor de descomposición del movimiento del accesorio que fue observado durante las pruebas. Los métodos fueron validados mediante la aplicación de las mediciones experimentales a un sistema de prueba simple, sobre una cuchilla de una turbina eólica montada sobre un marco rígido. Como conclusiones obtuvieron un nuevo método para estimar los modos de la base fija de la estructura a partir de las mediciones con la estructura fija al accesorio flexible. Utilizaron un sistema de placa-viga para validar los resultados experimentales y se creó un modelo de elemento finito para determinar el posible comportamiento de los experimentos. El método aproximó el movimiento del accesorio a la suma de los movimientos modales y de las restricciones en cada desplazamiento modal fijo [8].

En el artículo “*Structural Dynamic Capabilities of ANSYS*”, Erke Wang y Thomas Nelson de Múnich, Alemania. Explican las capacidades de utilizar el software ANSYS en el estudio de la Dinámica estructural. Explica de manera breve las técnicas de análisis para elementos *Transitorios*, *análisis modal* y *análisis de harmónicos*. En la parte experimental investiga el tiempo que una computadora necesita para resolver el elemento finito de una misma pieza utilizando algunos métodos de ANSYS. Empezando por el método de

“*Powerdynamics*” comparado con el método de “*Block Lanczos*” para después enfocarse en la reducción del tiempo de solución en modelos de sólidos grandes [9].

Durante la revisión del estado del arte, uno de los temas más importantes para el desarrollo de la tesis, fue la parte del proceso experimental. Para realizar la experimentación, se basó en el trabajo realizado por Peres, Bono y Brown. En este artículo, presentan la información necesaria para llevar a cabo una prueba de laboratorio de análisis modal con un excitador electrodinámico. Presenta también una guía práctica y aporta experiencia efectiva en el desarrollo de una prueba modal, prestando detalles a la adquisición de datos, calidad en la *respuesta en frecuencia* que es fundamental en la extracción de datos para el análisis modal [10].

En un trabajo realizado por estudiantes de doctorado de la Universidad de Querétaro. Se estudió el comportamiento característico de un automóvil. Se buscó conocer la interacción entre los elementos y el cuerpo del automóvil. Se detallan las herramientas analíticas para el desarrollo experimental de sistemas complejos usando dos elementos del automóvil y se obtuvieron las aceleraciones de las posiciones previamente seleccionadas. Con estas mediciones ellos obtuvieron las frecuencias naturales de cada elemento estudiado y en base a esto fue posible encontrar las frecuencias naturales asociadas a cada elemento [11].

Arora de la Universidad del Sur de Dinamarca, propuso un método para la identificación del amortiguamiento estructural utilizando las *funciones de respuesta en frecuencia normales (NFRFs)*. En su investigación realiza una síntesis del amortiguamiento en los sistemas estructurales y maquinaria para predecir los niveles de vibración, transmisibilidad y otras características en el diseño y análisis de la disipación de energía. En él se propone el método de identificación de las FRF obtenidas experimentalmente. Este método es aplicable a estructuras simples con solo obtener la matriz completa de FRF. El método

propuesto puede ser utilizado para simulación computacional y pruebas experimentales considerando cierto rango de frecuencia [12].

Gracias a los avances tecnológicos en el campo de la ingeniería computacional, se han obtenido grandes beneficios en el uso avanzado del *análisis por Elemento Finito*. Las aplicaciones que se realizaron en el artículo escrito por Mahendran titulado “*Applications of Finite Element Analysis in Structural Engineering*”, fueron realizadas para construir y desarrollar productos innovadores y de mejor calidad. Aquí se exponen nuevas reglas de diseño estructural optimizando los productos y sistemas, y simplificando el comportamiento del modelo computacional. En este trabajo se describe el uso de los métodos de elemento finito simulando 4 casos: *sistemas de revestimiento de acero, vigas con huecos, cartón con yeso revestido (paredes) y un sistema de construcción de formado en frío*. Con esto, se demostró que el uso del *Análisis por Elemento Finito* brinda soluciones seguras y optimas en la simulación de materiales para la construcción siendo menos ahorros en costos y reducción de tiempo en pruebas de laboratorio. El software que se utilizó fue el ABAQUS [13].

1.3 METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN.

La metodología de investigación aplicada en este proyecto de tesis se compone de los siguientes pasos:

- Estudio de posibilidades de fabricación de la estructura metálica y base.
- Toma de decisión en base al estudio realizado.
- Simulación para las condiciones de las pruebas experimentales en ANSYS.
- Diseño y re diseño de la estructura y de su base de acuerdo al material y a lo que se busca en el estudio.
- Compra de materia prima.

- Fabricación de la Estructura y de la base.
- Instalación y preparación para pruebas vibratorias.
- Realización de pruebas.
- Re trabajos y correcciones.
- Calibración de simulación en base a la experimentación.
- Mejora de pruebas experimentales.
- Comparación y análisis de resultados.

Durante este proyecto de investigación se contó con la asesoría del Dr. Thomas L. Paez, quién es un ingeniero graduado de la Universidad de Purdue y de la Universidad de Nuevo México, especializado en las vibraciones aleatorias de estructuras no lineales. Ha trabajado en los laboratorios Nacional Sandia (Sandia National Laboratories) en Estados Unidos con proyectos para la industria en análisis y experimentación de vibraciones aleatorias. Su participación en este proyecto como anteriormente se mencionó fue en la utilización del código generado en MATLAB por él para el análisis modal y de vibración random de la UUT. Además del asesoramiento sobre pruebas experimentales y análisis del estudio comprendido en este proyecto de grado de Maestría [14].

1.4 INFRAESTRUCTURA.

El laboratorio de Dinámica Estructural del Centro Tecnológico de Investigación e Innovación en Ingeniería Aeronáutica (CIIIA) de la Universidad Autónoma de Nuevo León cuenta con los siguientes equipos: *Excitador Electrónico Uní axial modelo V721/22 de Brüel & Kjaer*. Este equipo ha sido utilizado anteriormente para pruebas vibratorias en un solo eje (Y o X) con la facilidad de rotarlo a la posición deseada, además de acelerómetros uni-axiales y tri-axiales y con tres analizadores de datos, que posteriormente serán descritos

en los capítulos dentro de este trabajo. Esta información se presenta en el capítulo 5, donde se explica todo el proceso y herramental utilizado en las pruebas experimentales.

El equipo utilizado en Schneider Electric fue la cortadora de banco, un taladro de banco para la fabricación de la estructura y un rotor martillo eléctrico. Se utilizó una máquina de prueba a la tensión para la caracterización del material.

1.5 ALCANCES.

Este tema de investigación pertenece a las áreas de diseño mecánico, dinámica estructural, logística, en el plano teórico y experimental. La importante relación en estas áreas, dan un proyecto muy completo para la comprensión de temas como las vibraciones aleatorias, y sus efectos en los productos. Con el fin de tener cada vez sean mejores los productos, y se reduzcan los costos por pruebas destructivas y desperdicio de material, se busca la predictibilidad en la simulación para la aprobación de nuevos productos.

Debido al tiempo de diseño y fabricación del prototipo y la base, así como la configuración inicial de las pruebas experimentales, esta tesis se enfocará en el análisis experimental en el eje vertical, dejando para futuros estudios los efectos de las aceleraciones ejercidas sobre la estructura en los ejes horizontales, para pruebas sísmicas y diseño de mesa deslizante. En los apéndices de este proyecto de tesis, se presenta información acerca del proceso de simulación, proceso de experimentación y los códigos utilizados en MATLAB.

1.6 LIMITACIONES.

Dentro de las limitaciones que se tienen en este estudio son las siguientes:

- En primera instancia, una de las limitaciones fue el modelo, se tuvo que realizar una estructura similar a los productos de Schneider.
- Una segunda limitante es el tipo de tornillería. Se utiliza un tornillo auto-enroscable (Tapping Screw Type T) de cabeza hexagonal ranurada de acero inoxidable, con la finalidad de no utilizar tuerca y arandelas, debido a reducción de costos en la línea de ensamble de Schneider Electric y reducción de tiempo de ensamble.
- Consideraciones ambientales. Las pruebas en el laboratorio se llevarán a cabo en un ambiente controlado, el laboratorio cuenta con Clima el cual tiene modo calefacción o en aire acondicionado, las pruebas se harán a temperatura ambiente (23 °C) aproximadamente.
- No se considera ninguna carga sísmica.
- No se toman en cuenta las cargas de viento, nieve o hielo que pudieran estar presentes en la realidad.
- No se considera las cargas de presión y/o vacío.
- No se consideran los efectos térmicos que pudieran existir.
- Falta de mayor conocimiento en las pruebas de laboratorio así como el uso de las herramientas utilizadas para la medición y análisis durante las pruebas de laboratorio.

1.7 CONTRIBUCIONES DEL PROYECTO.

Se espera que las conclusiones de este proyecto permitan mejorar los resultados de simulaciones y lograr un mayor conocimiento del efecto de las uniones en estructuras similares a la estudiada. El análisis de los resultados de las características dinámicas de una estructura permitirá proteger y aislar los productos contra niveles excesivos de vibración que puedan ocurrir durante el

transporte y distribución. Además se presenta una contribución en la forma de un modelo simplificado y alimentado con resultados de las pruebas experimentales, que permitirá predecir la respuesta a cargas aleatorias de manera simplificada. En dichos casos, al realizar una simulación y considerar las variables correctas y el tipo de conexión ideal permiten tomar acciones preventivas al diseño y así asegurar el buen diseño y calidad del producto.

1.8 DESCRIPCIÓN DE LA TESIS

Se describe brevemente el contenido de la tesis en esta sección. En el capítulo 2 se aborda la teoría sobre el Diseño mecánico, las Vibraciones y las pruebas de Transporte, con el objetivo de sentar las bases, nomenclaturas y conceptos básicos para el entendimiento de la tesis. El Capítulo 3 presenta la metodología del diseño 3-D y la simulación computacional de la estructura y su accesorio para poder realizar las pruebas de laboratorio. Se presenta en la descripción general del procedimiento de diseño y el procedimiento de simulación en el Capítulo 4. Posteriormente, en el Capítulo 5 se trata el análisis y comparación de resultados. Y finalmente el Capítulo 6 muestra las conclusiones finales y recomendaciones para trabajos futuros. La tesis termina con diversos anexos que permiten ampliar la información presentada.

CAPÍTULO 2

DISEÑO MECÁNICO, VIBRACIONES Y PRUEBAS DE TRANSPORTE

2.1 INTRODUCCIÓN

El objetivo de este capítulo es que el lector se familiarice con los aspectos teóricos fundamentales considerados en el diseño mecánico de estructuras, el estudio de la respuesta dinámica, y efectos de las vibraciones y las pruebas de transporte. Se presentan fundamentos sobre ingeniería mecánica, como los tipos y configuraciones de estructuras, los componentes y las características de los materiales utilizados en la fabricación de las mismas. Se presenta la teoría básica del diseño y análisis estructural, elemento finito, teoría sobre el análisis de vibraciones y sobre los estándares de pruebas de transporte que utilizan en las industrias para certificar los productos.

2.2 ANTECEDENTES DEL DISEÑO Y LA SIMULACIÓN.

El Diseño Computacional es la disciplina que estudia el uso de la computadora y el software de diseño como las herramientas para la creación, modificación, análisis y optimización de cualquier tipo de producto o estructura [15].

Una de las civilizaciones precursoras de las técnicas en dibujo son las civilizaciones antiguas como Egipto, Grecia o Roma. Leonardo Da Vinci en sus bocetos muestra técnicas de dibujo que se utilizan en la actualidad, como el uso de las perspectivas. Con el paso del tiempo, con la creación y evolución de las computadoras (1950), se empezaron a utilizar técnicas de diseño y a desarrollar otras para la creación de herramientas que faciliten más el papel del ingeniero y de las empresas. En la actualidad, el uso de estas técnicas constituye la manera más viable de realizar procesos de diseño, dada la rapidez y el bajo costo de su aplicación.

En 1940 empezó el desarrollo moderno del *Método de Elemento Finito* o *Finite Element Method* (FEM, por sus siglas en inglés), en el campo de la Mecánica Estructural con el trabajo de Hrennikoff, McHenry, y Newmark, quienes utilizaron una red de elementos de líneas (barras y vigas) para la solución de las tensiones en los sólidos continuos [16].

Con la creación de los sistemas computacionales a partir de 1950, se ha vuelto cada vez más práctico para los ingenieros, escribir y solucionar las ecuaciones de rigidez en forma de matrices. La *Ingeniería Asistida por Computadora* o *Computer Aided Engineering* (CAE, por sus siglas en inglés) es la tecnología que se ocupa del uso de sistemas informáticos para analizar la geometría y analizar su comportamiento.

Hay varias técnicas numéricas usadas en el campo de la ingeniería computacional, como por ejemplo, el *Diseño Asistido por Computadora* o *Computer Aided Design* (CAD, por sus siglas en inglés), es un programa computacional muy funcional, el cual es de gran ayuda para diseñar y visualizar cualquier producto o pieza creada por un usuario. También hay programas computacionales que analizan un método que integra el CAD con el FEA, utilizando teorías matemáticas y de aplicación [16]. El CAD representa un dibujo detallado que debe especificar todas las dimensiones y las especificaciones de material necesarias para fabricar una pieza o producto. Una vez teniendo los dibujos se debe construir un modelo o modelos de prototipo para realizar experimentos físicos [17].

Actualmente el método (FEA) se encuentra en su máxima expansión, es ampliamente utilizado en la mayoría de las industrias y en la parte académica con trabajos de investigación. Se utiliza para determinar tensiones, deformaciones, transmisión de calor, distribución de campos magnéticos, flujos de fluidos y cualquier otro problema de campos continuos que serían prácticamente imposibles de resolver utilizando otros métodos.

Con las nuevas técnicas de prototipado rápido solo se busca la validación de ensamble, dado que los resultados de selección de materiales, geometrías críticas como espesores, calibres, etc., se determinan mediante el método de FEA.

2.2.1 DESCRIPCIÓN DEL ANÁLISIS F.E.M.

El programa *Creo Elements /pro 5.0* es un programa computacional potente de aplicaciones integradas para el diseño de productos que es utilizada por los ingenieros líderes en el mundo. Creado por el Dr. Samuel P. Geisberg a mediados de 1980, anteriormente se le conocía al software como Pro / Engineer (Pro-E). [18]

El programa ANSYS Mechanical, es el software más popular en los últimos tiempos, fundada en 1970 por la empresa “Swanson Analysis System”, Inc., encargada del desarrollo de simulación ingenieril bajo la teoría del elemento finito para estructuras y volúmenes finitos para los fluidos. Esta herramienta nos sirve para ayudar a realizar *análisis estructurales*, incluyendo sistemas *lineales*, *no lineales* y *dinámicos* [19].

De manera general, se definen tres fases en el análisis de elemento finito por computadora:

1. **Pre-procesamiento:** Aquí se define el modelo de elementos finitos y los factores ambientales que afectan al modelo. Implica la preparación de datos, como lo son las coordenadas nodales, la conectividad, las condiciones de frontera y la información sobre cargas, generación de malla y aplicación del tipo de material [20]. Para la solución del modelo se debe de considerar las condiciones de frontera, (condiciones de desplazamiento y rotación) y las condiciones de carga en la superficie.

En esta etapa se utilizan dos módulos (aplicaciones que se encuentran dentro de ANSYS), para realizar los cambios necesarios y así llevar a cabo la simulación. El primero de estas es el “Modelo de diseño” (“Design Modeler”, en inglés), esta aplicación permite hacer cambios de diseño (quitar elementos que no sean de importancia en el análisis FEA, agregar puntos nodales y elementos (sólidos) que sirvan para el análisis, además de crear piezas desde cero y/o agregarlas al modelo como elementos exportados, para llevar a cabo el análisis, según sea el caso. El segundo de estas, es el “Modelo” (Model, en inglés), este se explicará en la fase de “Procesamiento”.

Los “nodos”, son puntos representativos de los elementos. La base del método FEM consiste en discretizar un sistema continuo en elementos finitos, interconectados por nodos. Las propiedades de los elementos se definen en base

a su geometría, por ejemplo: unidimensional, bidimensional, tridimensional, y por la forma en que se interconectan. De esta forma se crea una malla, o conjunto de nodos considerando sus relaciones adyacentes, que junto con las propiedades del material es utilizada para representar de forma matemática, como la rigidez y la distribución de masa en la estructura.

Cada nodo está sometido a una suma de fuerzas y se trata de reubicarlos de tal manera que se alcance un equilibrio, por ejemplo, la suma de las fuerzas en cada uno (de los nodos) sea cero. El número de ecuaciones que representan al sistema es proporcional al número de nodos.

2. **Procesamiento:** Es la etapa donde se implica la generación y modificación de rigidez (análisis matemático), así como la solución de las ecuaciones características del sistema. En el software, esta etapa está caracterizada por ser el proceso de solución del modelo [20].

El software que se utiliza para la solución del análisis es el “Model”. En este módulo se elige el material de cada componente, se realiza el mallado y las conexiones del ensamble. También posteriormente en este programa se realiza el proceso de post-procesamiento.

ANSYS Mechanical utiliza un “control de soluciones” (Solver Controls, en inglés). Las propiedades que proveen los *solucionadores* dependen del tipo de análisis. La estructura se analiza primeramente sin una condición de amortiguamiento.

La forma en que ANSYS Mechanical soluciona el modelo en un análisis modal, es obteniendo los “valores propios y vectores propios” (“Eigenvalue, Eigenvectors”, en inglés) del sistema, es decir, los vectores propios representan los modos de vibración, y los valores propios representan las frecuencias naturales, representados por las ecuaciones 2. 1, 2. 2 y 2. 3. La representación

matricial de la ecuación de movimiento de un sistema de “n” grados de libertad, se puede reducir a un problema de vectores propios y valores propios, asumiendo movimiento armónico simple, de acuerdo a la Ecuación 2. 4.

$$[\mathbf{M}]\ddot{x} + [\mathbf{K}]x = 0 \quad 2. 1$$

$$(\mathbf{K} - \omega^2\mathbf{M})\vec{X} = \mathbf{0} \quad 2. 2$$

$$x(t) = X \cos(\omega t + \varphi) \quad 2. 3$$

$$[\mathbf{K}]\{\varphi_i\} = \omega_i^2[\mathbf{M}]\{\varphi_i\} \quad 2. 4$$

Donde la matriz de rigidez es representada como $[\mathbf{k}]$. $\{\varphi_i\}$ Representa a los vectores de las formas modales que representan al modo “i”. La frecuencia natural circular del modo “i” es representada por ω_i^2 . La matriz de masa se representa como $[\mathbf{M}]$.

Una vez que se cuenta con las matrices \mathbf{K} y \mathbf{M} , se procede a resolver el problema de vectores y valores propios. El método numérico que ANSYS utiliza es el Método Block Lanczos. Este es un algoritmo iterativo creado por Cornelius Lanczos, y es una adaptación de métodos iterativos para encontrar valores propios y vectores propios más útiles de un sistema lineal de dimensión $n \times n$, realizando un número de operaciones “m”, donde este es más pequeño que “n” [21].

Este método sirve para encontrar alrededor de 40 modos y se recomienda utilizarlo para los elementos sólidos con formas deficientes y elementos tipo superficie. Este tipo de solucionador se desempeña correctamente cuando se tiene una combinación entre sólidos y superficies.

3. **Post-procesamiento:** Parte final donde se analizan los resultados y se visualizan las gráficas generadas. En esta etapa, es por lo general donde

se muestra la configuración deformada, formas modales, resultados de temperatura y distribución de esfuerzos de manera gráfica o matemática [20].

2.3 FUNDAMENTOS DE DISEÑO ESTRUCTURAL.

Las herramientas de ingeniería así como los conocimientos en el área de las matemáticas y las ciencias computacionales se combinan para crear un producto que sea funcional, seguro, fiable, competitivo, de fácil fabricación y fácilmente comerciable, independientemente de cual sea su funcionalidad.

La identificación de las necesidades se refiere a los requerimientos que a menudo constituye un acto creativo. En este caso, es identificar con mayor seguridad y predictibilidad las características que deben considerarse para llevar a cabo la(s) simulación(es), para así mejorar y asegurar la confiabilidad en el manejo de los productos que la empresa diseña y vende [15]. Una vez identificadas las necesidades, se realiza un análisis del problema para examinar el desempeño en la fase de análisis [17].

La definición del problema debe ser lo más específica posible y debe incluir todas las especificaciones del objeto que se diseña y se simula. Las especificaciones pueden ser datos cuantitativos de entrada y/o salida o datos cualitativos, es decir, ofrecer una descripción del producto, como por ejemplo valores de dimensiones del espacio que debe ocupar o sus limitaciones, peso (W; kg, lb), etc.; de que material va a estar hecho, o hacia quienes va dirigido el producto, finalidad y funcionalidad [15].

2.3.1. ELEMENTOS ESTRUCTURALES

Una estructura se refiere a un sistema que está conectado entre cada una de sus partes y su función es la de soportar cargas (pueden ser pesos, fuerzas, esfuerzos). Una de las ciencias que proporciona los conocimientos básicos sobre el diseño es la mecánica [22]. En esta sección, se explican los diferentes tipos de elementos que pueden componer a una estructura.

Elementos estructurales: Son conocidos como elementos que componen a una estructura [22].

Barras de acoplamiento: Elementos estructurales que están sometidos a fuerzas de tensión, compresión, torsión, fatiga y todo aquello que represente una propiedad mecánica, estos también son conocidos como piezas de refuerzo. Dependiendo de la naturaleza de las cargas, se debe seleccionar el tipo de barra. Ejemplos de este tipo de elementos pueden ser varillas, barras, ángulos y canales, como los mostrados en la Figura 2.2.

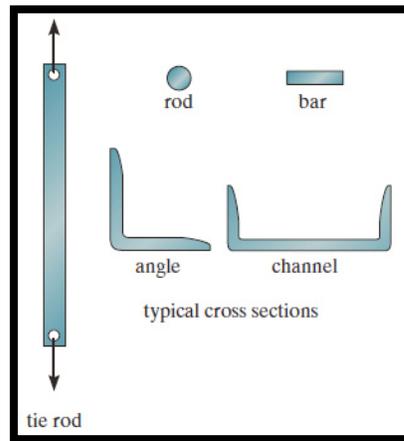


Figura 2.2.- Elementos estructurales “Barras de acoplamiento” [22].

Vigas: Estos son miembros de forma recta, usados primordialmente para cargas verticales (cuando se tiene un miembro de forma horizontal). Estas están

clasificadas de acuerdo a la dirección de la carga a soportar. Ver Figura 2.3(a) [22].

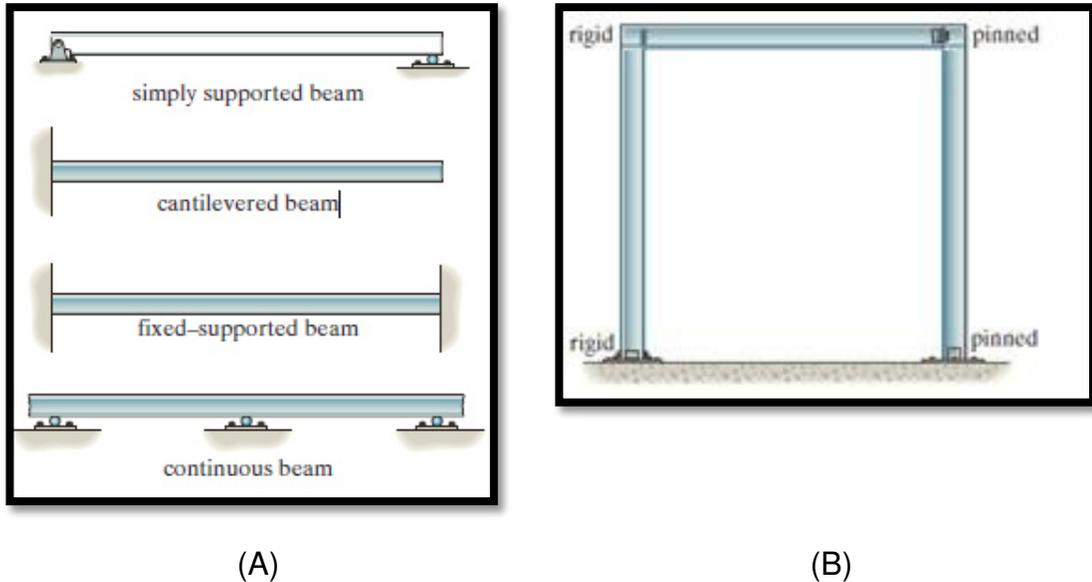


Figura 2.3.- (A) Elementos tipo "Viga" con ejemplos de tipo de fijación. (B) Elemento "Marco" [22].

Marcos (Frames): Los marcos son utilizados para crear edificios, o estructuras compuestas por las columnas y vigas (como forma de conexión). La funcionalidad de estos, es soportar cargas (generalmente mayores, de las que una barra soportaría individualmente) que generan una deflexión entre sus elementos, si la estructura está lo suficientemente rígida en los puntos de conexión, se dice que es "indeterminada" desde un punto de vista analítico. Como se puede ver en la Figura 2.3(b) [22].

2.3.2. TIPOS DE CARGAS

Al inicio del proceso de diseño, se habla de la definición del problema, es por eso se definen las cargas que debe soportar la estructura [22]. Algunos factores que afectan en el diseño mecánico-estructural es el tipo de carga aplicada, se debe tener una idealización adecuada en el diseño cuando se aplican diferentes cargas. A continuación se definen los tipos de cargas que se presentan

en el diseño de estructuras y que serán útiles para el entendimiento del proyecto de tesis.

Cargas vivas: También conocidas como “pesos vivos”, son los pesos extras que se aportan o se suman al peso de la estructura, por ejemplo: si una estructura metálica pesara 196 N y se le agrega un peso de 294.3 N, el peso total de la estructura sería de 484 N. Otra definición es: El peso o la carga que aportan los objetos temporalmente colocados sobre la estructura, por ejemplo fuerzas naturales, cargas concentradas en un área determinada de la estructura, etc. [22]

Cargas dinámicas: Este tipo de carga es generada por el movimiento de los componentes o de agentes externos. Por ejemplo, se considera como una *carga dinámica*, la carga generada por el transporte debido a la rugosidad del pavimento provoca cargas que se transmiten por medio de la estructura del coche (llantas, chasis, carrocería, etc.) a los diferentes componentes. Otro tipo de carga dinámica es la carga sísmica, aquí el movimiento de las placas tectónicas provocan vibraciones y estas se transmiten por el suelo [22].

2.3.3. TIPOS DE CONEXIONES.

Conexión de Soporte: Se refiere a los miembros de una estructura, que están unidos de diversas maneras dependiendo de la finalidad que tenga el diseño estructural. Algunos ejemplos de estas conexiones se pueden visualizar en la Figura 2.4 en estructuras metálicas [22].

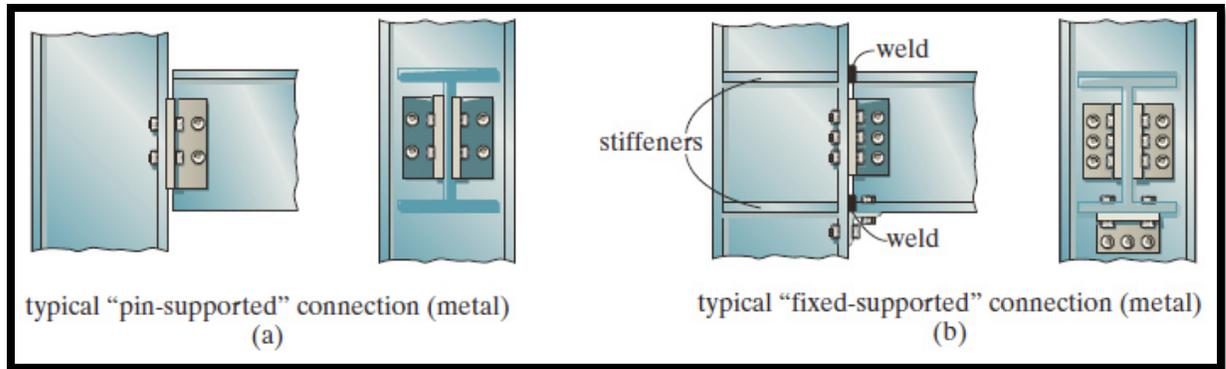


Figura 2.4.- Tipos de conexiones en Metal. (a) Soporte típico utilizado en estructuras. (b) conexión de soporte tipo fija.

En los modelos idealizados para el análisis estructural, los tipos de conexiones, los soportes fijos, uniones fijas, se representan de acuerdo a la Figura 2.5 (incisos a y b). Si la constante de elasticidad de resorte $k = 0$, la unión es de un perno, y si la $k \rightarrow \infty$, la unión que se elija es la fija. La Figura 2.5(c), representa una conexión elástica torsional [22].

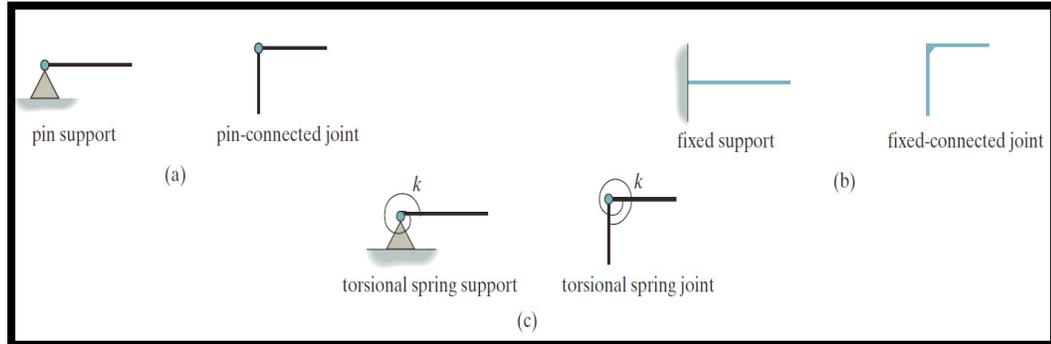


Figura 2.5.- Representación en 2D de las conexiones. (a) Unión sencilla con su representación 2-D, (b) unión fija con su representación 2-D, (c) resorte torsional con su representación 2-D [23].

2.3.4. TORNILLOS AUTO-ENROSCABLES.

Un tornillo es un tipo de sujeción caracterizado por una cresta helicoidal, envuelto alrededor de un cilindro. El tornillo siempre tiene una cabeza en uno de sus extremos y esta tiene una forma especial que permite que sea girado o conducido con una herramienta en las piezas a fijar [24].

Un tornillo está hecho usualmente de acero, con gran resistencia al ambiente (temperatura, humedad, etc.) y a la corrosión. Algunos otros tienen un revestimiento en la superficie que sirve para proteger el elemento de la corrosión (por ejemplo, chapado brillante de zinc para tornillos de acero), para impartir un acabado decorativo o para alterar las propiedades de la base del material.

Los tornillos utilizados en la estructura son conocidos como “*tornillos auto-enroscables de cabeza hexagonal*” (Self Tapping Screws Hex Head, en inglés), estos tornillos tienen la geometría ideal para no requerir el uso de una tuerca, ya que realizan la rosca sobre los elementos a sujetar y permiten la conexión entre estos elementos. En la industria, como Schneider Electric, son muy utilizados ya que al eliminar el uso de las tuercas, ahorran costos de material y tiempo en la línea de producción [24].

El tornillo autorroscante es similar a un tornillo mecánico, excepto por la parte inferior de la espiga que está diseñada para generar roscas cuando el tornillo es impulsado en un agujero. La ventaja de este tipo de tornillos sobre los convencionales, es que, sí el tornillo se vuelve a instalar, los nuevos hilos no se cortan cuando se conduce el tornillo por el agujero [24].

Los tornillos auto-enroscables tienen una “lobulación” en la punta del tornillo que sirve para facilitar su entrada y generación del hilo roscante. Las ventajas del uso de este tipo de tornillo son: Alta resistencia a la fuerza vibratoria, buena alineación axial, alto torque prevaleciente, buena relación de torque a la tensión, etc. Ver Figura 2.6.

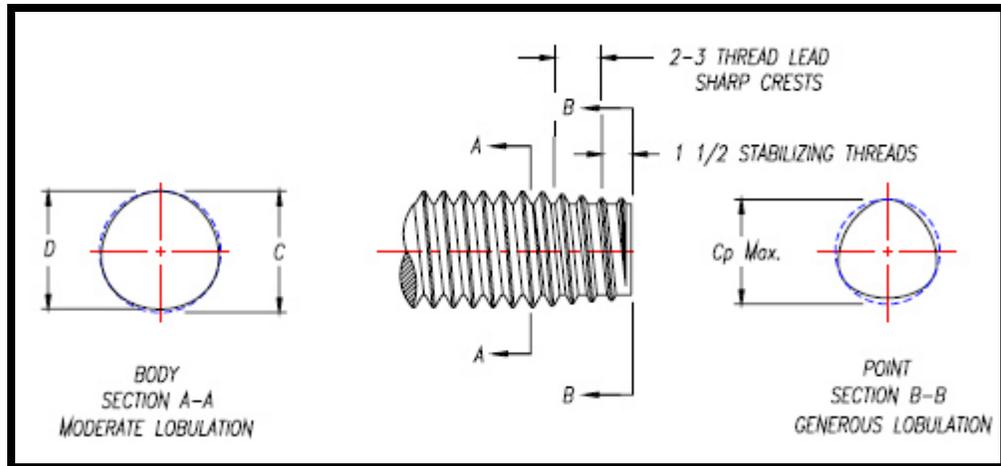


Figura 2.6.- Diagrama seccional de los tornillos auto-enroscables.

Estos elementos tienen una menor pérdida de des-alineamiento al inicio en la conducción del tornillo. Las características de los tornillos auto-enroscables: Reducen la fatiga, elimina la interrupción durante la producción, aumenta la velocidad para cada operación de sujeción, es adecuado para los ensamblajes automáticos y robóticos. Estos tornillos, tienen una alta relación de “guía de dirección” ya que elimina los tornillos quebrados, los daños en roscas de acoplamiento y fijaciones inferiores. Ver Figura 2.7.

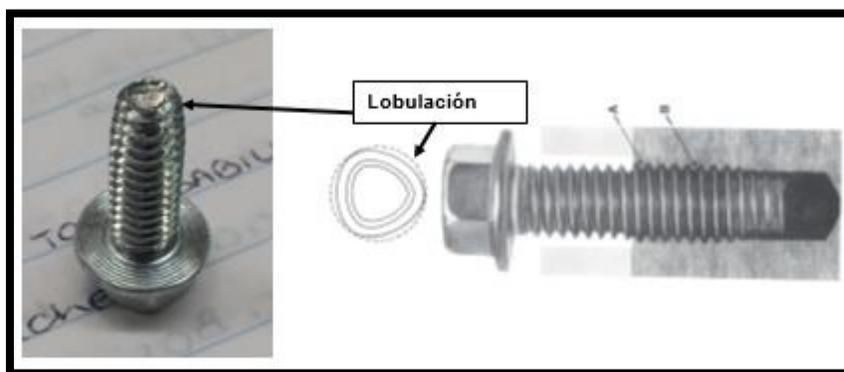


Figura 2.7.- Tornillo real utilizado en la estructura a prueba. Imagen de tornillo auto-enroscables.

2.4 FUNDAMENTOS DE DINÁMICA ESTRUCTURAL.

2.4.1. INTRODUCCIÓN.

El estudio de las vibraciones en las actividades humanas es de suma importancia, dado que, por ejemplo, una máquina que se encuentra realizando las funciones para las cuales fue diseñada, vibrará de una forma propia e inherente a su operación, esto debido al movimiento de los componentes que se encuentran en su interior, el nivel de vibración podrá verse afectado por el estado físico de sus componentes, pudiendo poner en riesgo la calidad del producto o servicio que ofrece, la integridad de quien la opera, así como la integridad misma del equipo, por todo ello resulta fundamental monitorear y analizar su vibración [25].

El campo de la ingeniería no se queda atrás, ya que con la ayuda de los sistemas computacionales como el Diseño CAD y la Simulación CAE, permiten al ingeniero buscar mejores diseños para sus productos, estructuras, motores, chasises u otros componentes automotrices, etc., además de conocer su comportamiento en ciertas condiciones ambientales y de operación.

Para entender los principios fundamentales que rigen el estudio de las vibraciones, se presenta a continuación la teoría fundamental para su estudio, además de definiciones y enunciados que aplican en el presente trabajo.

Las Vibraciones mecánicas, es el término utilizando para describir el movimiento mecánico oscilatorio del sistema, contemplando las características energéticas e inerciales. El periodo (T) generalmente se mide en segundos (s) y su inverso resulta ser la frecuencia. Dicha frecuencia, está definida en términos de ciclos por unidad de tiempo, usualmente expresado en Hertz (Hz, ciclos/s). Es el número de veces que se repite un fenómeno o suceso cíclico en un período determinado, fue llamado así en honor a Heinrich Rudolf Hertz [25].

El valor máximo del desplazamiento o amplitud de la vibración, se refiere a la magnitud que experimenta el movimiento oscilatorio u ondulatorio o señal electromagnética. Es una medida de la variación máxima de la magnitud de la respuesta respecto al tiempo [26]. La vibración de un sistema implica la transformación de su energía potencial en energía cinética y ésta a su vez en energía potencial de manera alterna. En la Figura 2.8 se encuentra representado un sistema masa, resorte y amortiguamiento, este es el sistema más sencillo que se puede encontrar. Al excitar este sistema se obtiene un movimiento oscilatorio y un desplazamiento.

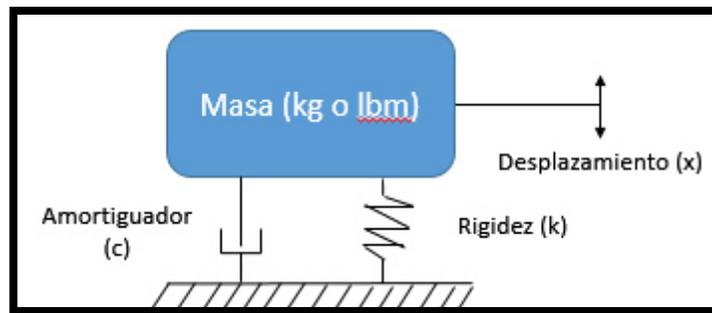


Figura 2.8.- Elemento gráfico masa, resorte, amortiguador.

El movimiento periódico más sencillo es el denominado movimiento armónico simple (M.A.S.); es la relación existente entre la amplitud (x) y el tiempo (t). Se describe en las ecuaciones 2. 5, 2. 6, 2. 7 y Figura 2.9.

$$x(t) = x_0 \sin \omega t \quad 2. 5$$

$$T = \frac{2\pi}{\omega} \text{seg} \quad 2. 6$$

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \left(\frac{1}{T}\right); \left[\frac{\text{ciclos}}{\text{segundos}}\right]; [\text{Hz}] \quad 2. 7$$

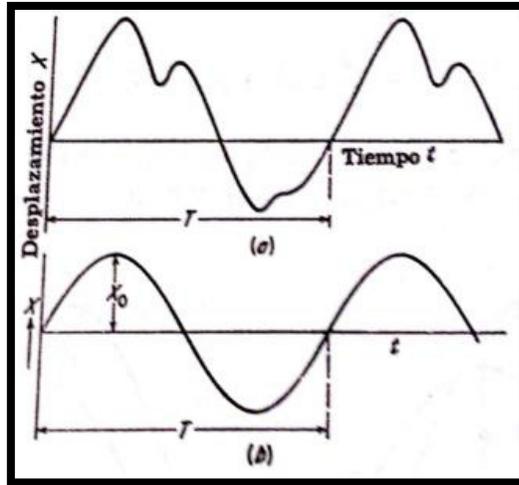


Figura 2.9.- Demostración de una función periódica y armónica, del periodo T y la amplitud x . (a) Función periódica compleja. (b) Función de onda sinusoidal representativa del movimiento armónico simple [26].

La amplitud puede expresarse en unidades de *desplazamiento*, *velocidad* o *aceleración*. La velocidad y la aceleración de un movimiento es la primer y segunda derivada, respectivamente, del movimiento (x). Ver Ecuaciones 2. 8 y 2. 9. Ver Figura 2.10 [27].

$$\dot{x}(t) = \omega r \sin \omega t \quad 2. 8$$

$$\ddot{x}(t) = -\omega^2 r \cos \omega t \quad 2. 9$$

Un sistema vibratorio se compone de un medio para almacenar energía potencial (resorte o elemento elástico), un elemento que conserve la energía cinética (componente inercial) y un medio por el cual la energía se disipe gradualmente (amortiguador). La Figura 2.8 muestra un elemento masa, resorte, amortiguador que comúnmente se utiliza para representar un sistema.

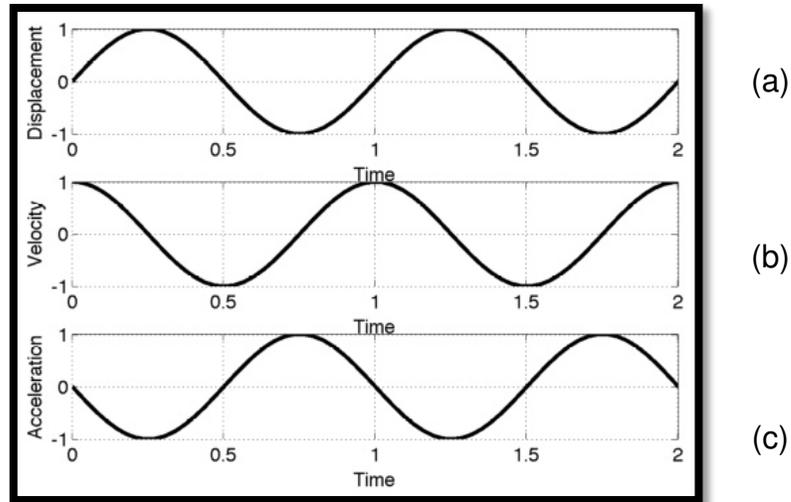


Figura 2.10.- Gráfico que muestra la respuesta en tiempo expresada usando funciones sinusoidales y sus derivadas. (a) Desplazamiento. (b) Velocidad. (c) Aceleración [26].

Un sistema como el de la Figura 2.8, si está sometido a una excitación puntual o instantánea, este oscilará a una *frecuencia natural* de vibración, es decir, es aquella frecuencia que tiene una facilidad para vibrar de manera libre una vez que se ha dado una perturbación inicial. Todo sistema, todo cuerpo, posee una o varias frecuencias naturales de forma que al ser excitadas se producirá un aumento (importante) de amplitud en su vibración [28].

Otro concepto importante en el estudio de las vibraciones son los grados de libertad. Se refiere al mínimo de coordenadas independientes requeridas para determinar por completo todas las partes de un sistema en cualquier instante de tiempo. El plano de movimiento del sistema más simple o fundamental es el que realiza en un grado de libertad (1 GDL), la Figura 2.8 representa a un sistema de un grado de libertad.

Existen sistemas que cuentan con más de un grado de libertad, a mayor cantidad de grados de libertad, mayor será la complejidad en la solución de las ecuaciones. Las coordenadas necesarias para describir el movimiento de un

sistema constituyen un conjunto de coordenadas generalizadas (representadas por q_1, q_2, \dots, q_n) y son coordenadas cartesianas y/o no cartesianas. [25]

Siempre que exista una frecuencia de excitación externa, y esta sea coincidente a la frecuencia natural del sistema, se presenta un fenómeno al que se le conoce como resonancia [25]. Este fenómeno es un factor común en la mayoría de las fallas de maquinaria, estructuras, etc., ya que con pequeñas amplitudes de excitación, se obtiene como respuesta vibración excesiva de los componentes del sistema.

Debido a esto, se considera muy importante el estudio del fenómeno resonante, principalmente para el cuidado y mantenimiento de estructuras y maquinaria, así como el re-diseño de productos con la finalidad de hacerlas más seguras.

2.4.2. CLASIFICACIÓN DE LAS VIBRACIONES.

Las vibraciones libres es cuando no existen fuerzas o acciones externas que generen una vibración al sistema, la vibración es el resultado de una perturbación inicial en el sistema [25].

La Vibración forzada, se presenta cuando un sistema es excitado mediante una fuerza periódica o aleatoria externa dicha excitación, genera respuestas de amplitud en el sistema que dependen de la relación de frecuencias para determinar su magnitud, entre otras cosas [25].

Es importante mencionar, que independientemente de si la vibración es *libre* o *forzada*, en situaciones reales, todos los sistemas presentan pérdida de energía por fricción u otras resistencias, lo que se conoce como amortiguamiento [25]. Aunque en muchas estructuras se omite el efecto del amortiguamiento por ser bajo y además difícil de modelar.

Se dice que la Vibración es lineal, cuando en un sistema masa, resorte y amortiguamiento, se comporta de manera directamente proporcional, cuando el resorte sigue a la perfección la Ley de Hooke, que se describe en la ecuación 2.10. Las vibraciones no lineales, se dan en caso contrario, cuando al menos un elemento del sistema muestra un comportamiento no lineal. Esta linealidad y no linealidad se representa en la gráfica de la Figura 2.11 [25]. En un sistema práctico (masa-resorte, Figura 2.8), teniendo resortes que presenten una relación fuerza-deflexión no lineal, se tienen deflexiones grandes. Si un resorte no lineal experimenta deflexiones pequeñas puede ser reemplazado por un resorte lineal, ya que obedecen a la ecuación de la “Ley de Hooke”.

$$F = kx$$

2. 10

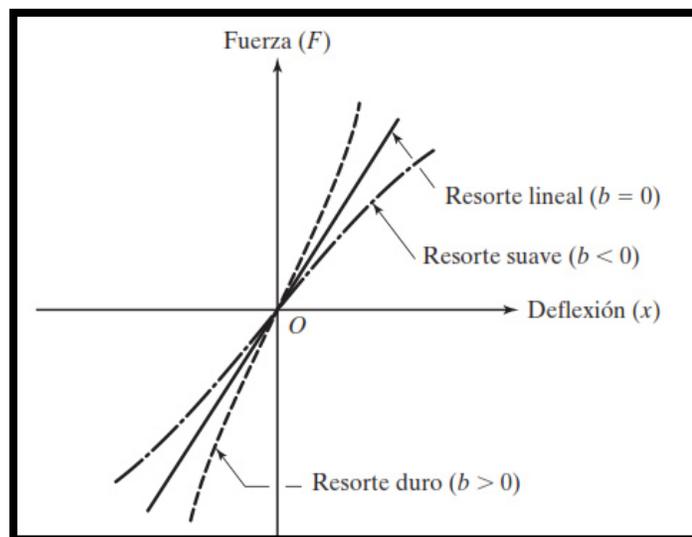


Figura 2.11.- Representación gráfica del comportamiento lineal y no lineal en los resortes [24].

Donde k es la constante del resorte o rigidez del resorte. La constante del resorte k siempre es positiva e indica la fuerza (positiva o negativa) requerida para producir una deflexión unitaria (alargamiento o reducción de la longitud) en el resorte. Cada que el resorte se tensiona o se comprime se genera una fuerza de restauración (negativa o positiva) que trata de regresar el resorte a su longitud

original. Si se trazara una gráfica entre la fuerza y el desplazamiento (F y x , respectivamente) el resultado es una línea recta de acuerdo a la ecuación 2. 10 y Figura 2.11. La relación de fuerza – deflexión está dada por la ecuación 2. 11. [25]

$$F = ax + bx^3 \quad 2. 11$$

Las vibraciones forzadas se clasifican como vibraciones determinísticas y aleatorias. Cuando se obtiene el valor o magnitud de la excitación (fuerza o movimiento) que actúa en un sistema vibratorio y se tiene conocimiento del tiempo, se conoce como determinística, o periódica. También se puede hablar de vibraciones transitorias, que son aquellas vibraciones que no tienen una variación significativa que ocurra por largos periodos de tiempo, en tiempos cortos de actividad intensa, por ejemplo los impactos o choques [26].

Cuando el valor de la excitación en un tiempo dado no se puede conocer o determinar, se conoce como vibración aleatoria. Una vibración aleatoria se puede analizar con métodos estadísticos, como los valores medio temporales o medios cuadrados temporales de la excitación [25]. Estos valores se encuentran definidos en un valor promedio del tiempo usados en el análisis de las señales. Ver Figura 2.12.

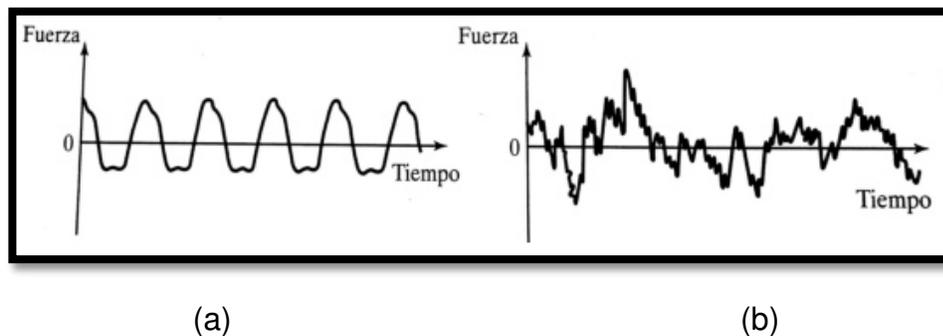


Figura 2.12.- Representación gráfica de dos tipos de señales. (a) Tipo de señal determinística o periódica. (b) Tipo de señal Aleatoria [28].

2.4.3. ANÁLISIS DE SEÑALES VIBRATORIAS.

Un sistema vibratorio dinámico se caracteriza por tener excitaciones (entradas) y respuestas a la excitación (salidas) dependientes del tiempo. La respuesta de un sistema bajo cargas vibratorias depende de las condiciones iniciales así como de las excitaciones externas.

La función de la respuesta en frecuencia (Frequency Response Function, "FRF" por sus siglas en inglés), es la respuesta del sistema en función de la entrada para un rango de frecuencias, de acuerdo a la Figura 2.13. Para un sistema lineal la respuesta tiene la misma forma que la entrada y se aplica el principio conocido como superposición. Este principio es una herramienta matemática que permite descomponer un problema lineal en dos o más sub-problemas más sencillos, de tal manera que el problema original se obtiene como "superposición" o "suma" de estos sub-problemas más sencillos [29].

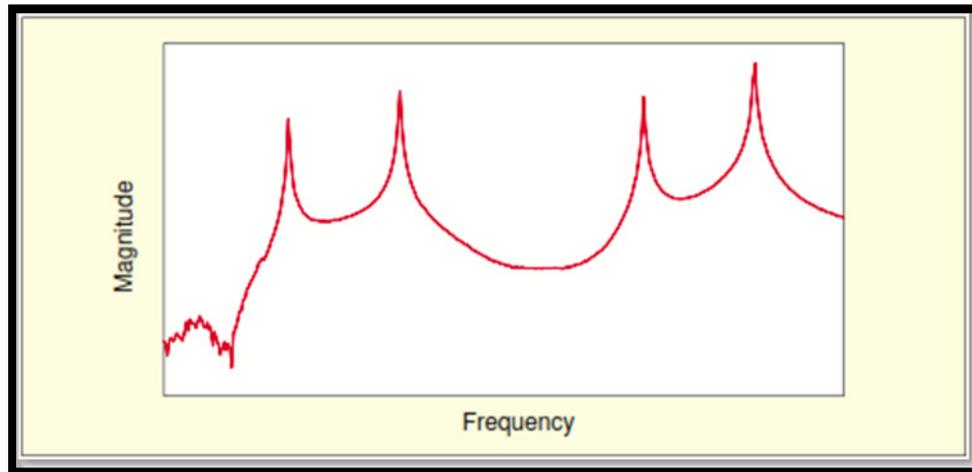


Figura 2.13.- Imagen representativa de la Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) de un sistema [29].

La respuesta en tiempo periódica, compleja y continua puede ser descrita en términos de las "series de Fourier" expresadas en senos y cosenos. Esta forma de expresión permite ahorrar mucho tiempo en el análisis de las señales, ver Figura 2.14. De esta manera se obtienen los componentes en frecuencia de la

señal compleja original en el dominio del tiempo, también llamados componentes armónicos.

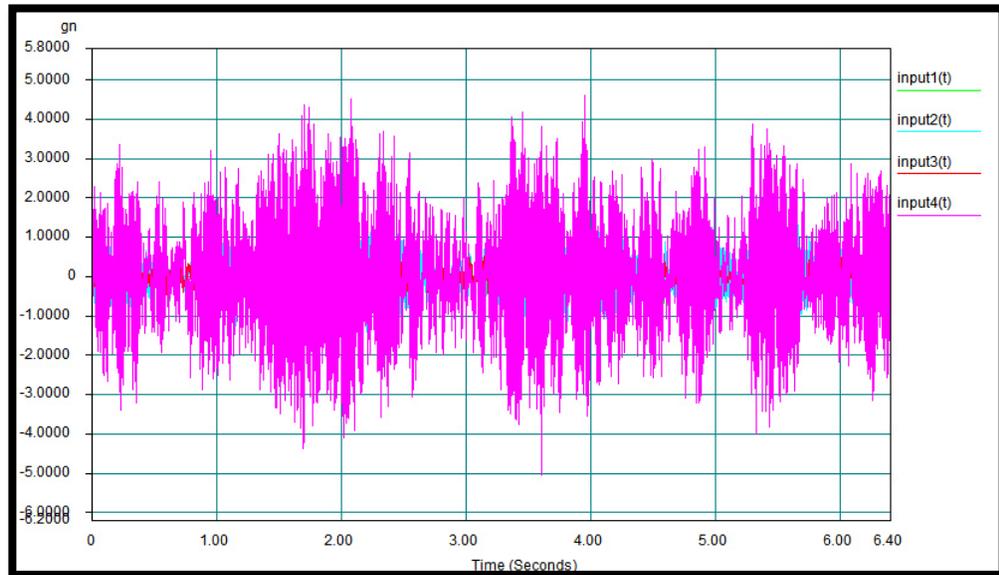


Figura 2.14.- Historia en tiempo obtenido de la medición de una estructura bajo cargas aleatorias.

En el análisis de las señales dinámicas, un tema importante es la correlación. La función de correlación puede ser directamente vinculada a los coeficientes de Fourier en la señal. La correlación depende del tipo de señal, estas pueden ser: *periódica*, *transitoria* o *aleatoria (random)*. Para cada señal se tienen dos sub-clasificaciones conocidas como auto-correlación (*auto-correlation*, en inglés) y correlación cruzada (*cross-correlation*, en inglés).

La FRF es una estimación de la relación salida-entrada de un sistema en el dominio de la frecuencia. Para un sistema lineal, con amortiguamiento estructural, este es el efecto debido a la fricción interna de los elementos, a la fricción en las uniones, etc., la FRF se representa con la siguiente función compleja: Ecuación 2. 12 [29].

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} = \frac{1}{k - \omega^2 m + ik\eta} \quad 2.12$$

Donde η es el factor de pérdida, y este tiene valores aproximadamente de 0.001 y 0.1 [26]. El amortiguamiento estructural se utiliza para describir e interpretar la respuesta vibratoria de la fuerza. La FRF se considera compleja por lo que tiene partes reales e imaginarias. Se utilizan dos tipos de gráficas para representar la FRF: (1) Diagrama de Bode y (2) Parte Real-Imaginaria contra la Frecuencia.

El diagrama de Bode se compone por una gráfica que se le conoce como “Receptancia”. Ésta es una gráfica de la magnitud y fase de la FRF. Se utilizan escalas logarítmicas en la parte vertical y horizontal de la gráfica como se observa en la Figura 2.15. La magnitud de la curva en la Figura 2.15 que se utiliza para estimar los parámetros del sistema, como la constante de rigidez (k), está representada como una línea horizontal, conocida como línea de rigidez. Cuando el denominador de la ecuación 2.12 ($m\omega^2$) es dominante, la magnitud es una línea recta, conocida como línea de masa, esta línea tiene una pendiente que es controlada por ω [26].

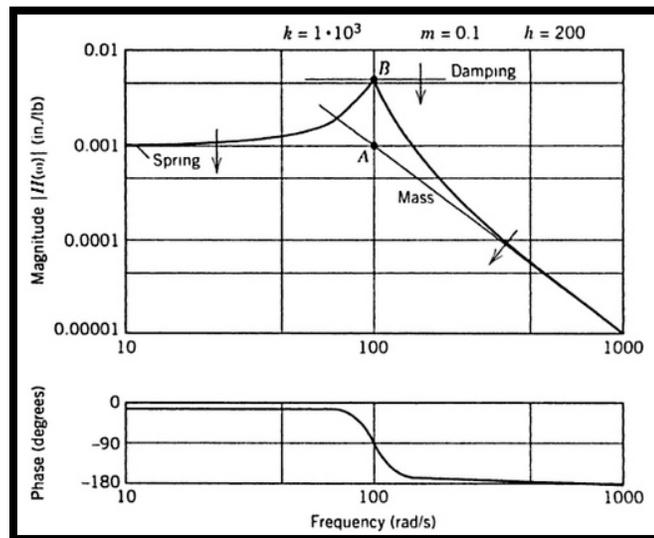


Figura 2.15.- Diagrama de Bode de la Receptancia (Magnitud y Fase) de un modelo con amortiguamiento estructural.

La intersección entre las líneas (de masa y rigidez) en el punto A, (Figura 2.15 muestra la frecuencia natural del sistema. El “factor de pérdida” (η) está dado por la distancia desde la línea de rigidez hasta el punto B (Figura 2.15). La altura (línea vertical) entre los puntos A y B es el sistema Q [26]. El ángulo de fase (φ), en el caso de un amortiguamiento estructural varía desde $f \approx -\eta$ muy por debajo de la resonancia a -180° . Ver Figura 2.15.

Las gráficas real e imaginaria consisten en dos partes: Una parte real de la FRF contra la Frecuencia (Hz) y la parte imaginaria de la FRF contra la Frecuencia (Hz). La Figura 2.16 muestra estas dos funciones. En esta gráfica se puede observar que la frecuencia natural ocurre cuando la parte real es cero. Usando el modelo de amortiguamiento estructural, la parte real e imaginaria se calcula de la siguiente manera [29]:

$$Re(\alpha(\omega)) = \frac{k - \omega^2 m}{(k - \omega^2 m)^2 + \eta^2} \quad 2.13$$

$$Im(\alpha(\omega)) = \frac{-h}{(k - \omega^2 m)^2 + \eta^2} \quad 2.14$$

De manera experimental, la medición de la FRF es fundamental en el análisis modal que representa la información de una estructura. El método consiste en excitar la estructura con una fuerza de entrada conocida y medir la tanto la entrada y la salida (fuerza y aceleración) en la estructura. Como resultado, se obtiene un conjunto de información de FRF que ayudan a realizar el análisis modal de la estructura [28]. Las respuestas pueden ser medidas en forma de desplazamiento, velocidad o aceleración [29].

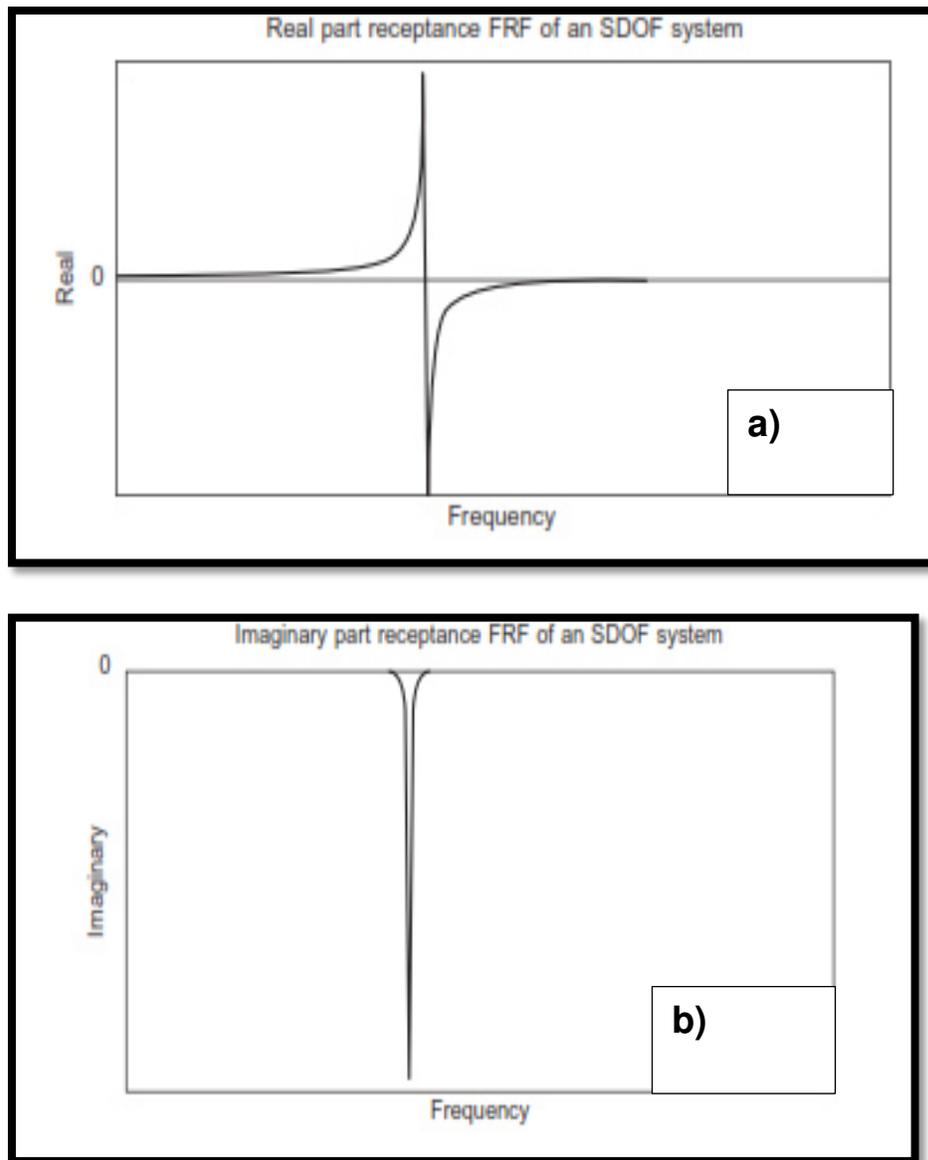


Figura 2.16.- Gráfica Co-Quad de la Receptancia (parte real y parte imaginaria).
 a) Parte real de una gráfica FRF de un modelo de un grado de libertad con amortiguamiento estructural. b) Parte imaginaria de una FRF de un modelo de un grado de libertad con amortiguamiento estructural [28].

Durante el análisis de la respuesta en frecuencia, normalmente se asume inicialmente que la estructura a analizar es lineal en su comportamiento, esto no es difícil de verificar durante la experimentación, si el nivel de excitación, es decir,

la fuerza es controlable, entonces se puede observar cierta repetitividad en la curva FRF si se golpea dos o más veces la estructura. Cuando se tiene el caso de una estructura no lineal, en un análisis modal normal, las curvas FRF solo representan la linealidad de manera matemática [29].

La forma en que se identifica a la FRF, es utilizando la letra “H” y los subíndices “i” y “j”, que corresponden a la salida y la entrada respectivamente, $H_{salida-entrada}$. La respuesta en la salida corresponde a una fila de la matriz de la FRF y la fuerza de entrada corresponde a una columna en la matriz [29].

2.4.4. VIBRACIONES ALEATORIAS (RANDOM).

Las señales vibratorias aleatorias, se clasifican en estacionarias y no estacionarias. Las *señales estacionarias*, son aquellas que tienen parámetros constantes que describen su comportamiento. Las *señales no estacionarias*, son aquellas señales en las cuales los parámetros son dependientes del tiempo. Un ejemplo de las vibraciones estacionarias es el movimiento de un motor, si este fuera constante en tiempo. En cambio, si fuera éste independiente al tiempo, se consideraría no estacionario [25].

El principal objetivo de las vibraciones aleatorias y del análisis de estas señales es el análisis de las características de las respuestas obtenidas de la entrada de la fuerza aleatoria; el diseño de sistemas mecánicos para ambientes aleatorios, la caracterización de valores de entrada y salida aleatorias así como la realización de pruebas a sistemas mecánicos que estén sujetas a las señales de entradas.

El análisis de vibraciones random permite determinar las respuestas vibratorias de estructuras bajo la acción de una fuerza externa. Por ejemplo, un componente electrónico dentro de un coche. Este componente es sensible a las vibraciones generadas por el motor o por la rugosidad del pavimento, etc., por lo

que dependiendo del nivel de vibración (de los agentes externos) pueden llegar a dañar el componente electrónico.

El análisis de la historia en tiempo (Figura 2.14), puede ser caracterizada estadísticamente utilizando la raíz media y la desviación estándar cuadrada. Las frecuencias están contenidas en el espectro (historia en tiempo). En el análisis de las vibraciones random, las fuerzas de entrada son de naturaleza aleatoria y por lo tanto sus valores de salida, es decir, las respuestas también serán de carácter aleatorio.

Normalmente las amplitudes se establecen en términos de raíz media cuadrática (RMS por sus siglas en inglés, Root Mean Square). La raíz media cuadrada (RMS) es la raíz cuadrada del valor medio cuadrado. Matemáticamente está descrita según ecuación 2. 15.

$$A_{RMS} = \sqrt{\lim_{T \rightarrow \infty} \left(\frac{1}{T} \right) \int_0^T x(t)^2 dt} \quad 2. 15$$

Durante el pre-proceso del análisis random, la fuerza es aplicada en forma de un *espectro de densidad de potencia* (PSD). La PSD contiene valores de frecuencia (Hz) y valores de niveles espectrales (G^2/Hz). El PSD captura la frecuencia y el contenido medio cuadrado de la amplitud en la historia de tiempo. La raíz cuadrada se encuentra bajo la curva de la PSD y representa el valor RMS de la excitación.

2.5 ANÁLISIS MODAL.

Según la definición dada por Jimin He y Zhi-Fang Fu en su libro “Modal Analysis”. El análisis modal es un proceso para determinar las características dinámicas de un sistema, tales como sus frecuencias naturales, en función de sus factores amortiguados, su rigidez elástica, así como sus propiedades inerciales. Las formas modales son otra característica adicional que ofrece este sistema.

Todas estas propiedades se utilizan para modelar matemáticamente el sistema, a la información obtenida del análisis se le conoce como información modal [29]. Se puede decir que, estas características forman una “carta identidad” y que se utilizan para calcular el esfuerzo, la deformación, además de predecir el comportamiento dinámico, de funcionamiento, etc., del modelo a analizar [30].

Además de las herramientas computacionales anteriormente descritas, las técnicas experimentales son una herramienta complementaria al análisis dinámico estructural, en conjunto con la teoría y el análisis modal, conforman la metodología ideal para el entendimiento de las propiedades del sistema.

El análisis modal está basado en el hecho de que la respuesta vibratoria de un sistema dinámico lineal, invariante en el tiempo puede ser expresado como una combinación lineal en un conjunto de desplazamiento armónico conocido como modos naturales de vibración. Los modos naturales de vibración son inherentes a un sistema dinámico y se determinan por completo por sus propiedades físicas y mecánicas (masa, rigidez, amortiguación) además de su distribución espacial. Cada modo se describe en términos de sus parámetros modales: frecuencia natural, el factor de amortiguamiento modal y las formas modales que se refieren a las características de desplazamiento.

La correlación entre las variables de entrada y salida, proveen un conjunto completo de funciones de respuesta en frecuencia (FRF), representan una matriz de FRF del sistema. Usualmente la matriz de FRF es simétrica, por lo que refleja la reciprocidad estructural del sistema. Los parámetros pueden extraerse individualmente de cada curva FRF o de un conjunto de curvas FRF.

2.5.1. VALORACIÓN DE LAS CURVAS FRF.

Para que el análisis modal cuente con información de valor, depende de la precisión al ejercer el impacto, de la medición de la FRF y de sus respuestas. Existen métodos para identificar posibles errores en la medición de una FRF:

- Repetibilidad
- Reciprocidad
- Linealidad

La repetibilidad de la medición sirve para asegurar, principalmente, el comportamiento dinámico de la estructura y del sistema en conjunto de toda la configuración de la medición que es invariante del tiempo. Esto es, qué para cada fuerza de entrada y respuesta seleccionadas, una estructura lineal debe producir curvas FRF idénticas en cada medición [29].

Verificar la linealidad ayuda a asegurar que la curva FRF es independiente de la amplitud de la excitación. Una forma de verificar esto, es realizar repeticiones en el mismo punto de medición con diferentes cambios en la amplitud de la excitación [29].

La reciprocidad es la propiedad de la estructura que es lineal e invariante en tiempo para una sola entrada, esto quiere decir que la información de la FRF deber ser idéntica si se intercambian los puntos de medición con los puntos de la fuerza. Esta propiedad puede ser utilizada para evaluar la confiabilidad y exactitud de las curvas FRF [29].

2.5.2. PROCESO DE ANÁLISIS DE CURVAS FRF

Para el análisis de las curvas FRF se debe tener conocimiento sobre el análisis de la señal y el análisis del sistema. El proceso para determinar de manera sencilla la respuesta de un sistema en el que generalmente la excitación es desconocida se le conoce como análisis de la señal. A las técnicas utilizadas para determinar las propiedades esenciales del sistema, se les conoce como “Análisis del sistema”. Este análisis puede ser realizado excitando al sistema con fuerzas (medibles) y estudiando la relación entre la respuesta entrada [31]. Este se muestra en dos planteamientos:

- Análisis de la Señal = Medición de las formas modales.
- Análisis del sistema = Prueba modal.

Matemáticamente se utiliza un algoritmo para estimar las características modales de las mediciones. La estimación de los parámetros modales, están referidas al ajuste de curvas, utilizando un software de computadora para la extracción de la información. En este proyecto de tesis, el software utilizado para este fin es el Me'Scope VES. Con este software se realizó el ajuste de curvas de las pruebas modales y se obtuvo el porcentaje de amortiguamiento de la estructura a estudiar. En el capítulo 5 se explicará la metodología del proceso para el ajuste de curvas realizado.

Básicamente, en el ajuste de curvas lo que se obtiene son los principales componentes de las mediciones, estos componentes son: Frecuencia, amortiguamiento y formas modales.

2.6 PRUEBAS DE TRANSPORTE.

El nivel de vibración producido por los vehículos durante el transporte de productos, resulta ser complejo, esto es de gran importancia debido al nivel de

daño que los productos sufren a lo largo de su trayecto. El propósito del estudio de las pruebas de transporte es replicar las condiciones a las cuales se enfrentan los productos, de tal modo que se pueda medir, conocer y analizar los efectos que impactan los envíos de producto, así como mostrar una evolución en las técnicas de simulación computacional. [32]

Una de las aportaciones que el estudio de las pruebas de transporte ha dado al área de la ingeniería, es la obtención de la PSD, que son utilizados para programar mesas de vibración electro-dinámicas y continuar así con las investigaciones en esta área de la ingeniería.

En el entorno de la distribución, el transporte terrestre por carretera, son la mayor fuente de riesgos de vibración. Estas vibraciones tienen un efecto perjudicial en los productos, principalmente por el nivel de amplitud de vibración al que es expuesto. La mayoría de los sistemas mecánicos muestran resonancias cuando son sometidos a vibraciones. Estas resonancias pueden provocar elevadas y prolongadas tensiones dinámicas y eventualmente un daño o fallo en el producto.

Cuando los vehículos atraviesan superficies irregulares, la interacción entre el vehículo y el terreno da lugar a un proceso dinámico que produce complejas fuerzas y movimientos dentro de este. Las vibraciones resultantes en el vehículo son consideradas aleatorias y los niveles de vibración no son únicamente dependientes del estado físico del pavimento, sino que están en función del tipo de vehículo, nivel de carga, velocidad del mismo, entre otras [32].

Las pruebas de cargas vibratorias controladas, generalmente implican la síntesis de las vibraciones, utilizando herramientas como las gráficas PSD. Las simplificaciones y suposiciones, con respecto a los niveles y características de los impactos y vibraciones, hacen difícil el entendimiento y análisis de la respuesta característica del sistema, si no se cuenta con una validación experimental. El método asume que la vibración producida por un vehículo puede ser aproximada

por un proceso aleatorio normalmente-distribuido conocido como “Gaussiano” con una media nula [32].

El método utiliza un Controlador de Vibración Aleatoria (RVC, por sus siglas en inglés, Random Vibration Controller). Este controlador, sirve para sintetizar las señales aleatorias de la PSD y a su vez controla el movimiento del actuador según la señal de entrada. Durante la señal de la PSD, el RVC controla las vibraciones normalmente distribuida mediante el cómputo continuo de la Transformada de Fourier.

Este movimiento es monitoreado por medio del uso de acelerómetros y de las características espectrales de la señal de excitación, de manera que es ajustada para mantener el nivel de vibración y el espectro a la frecuencia deseada [32]. Ver Figura 2.17.

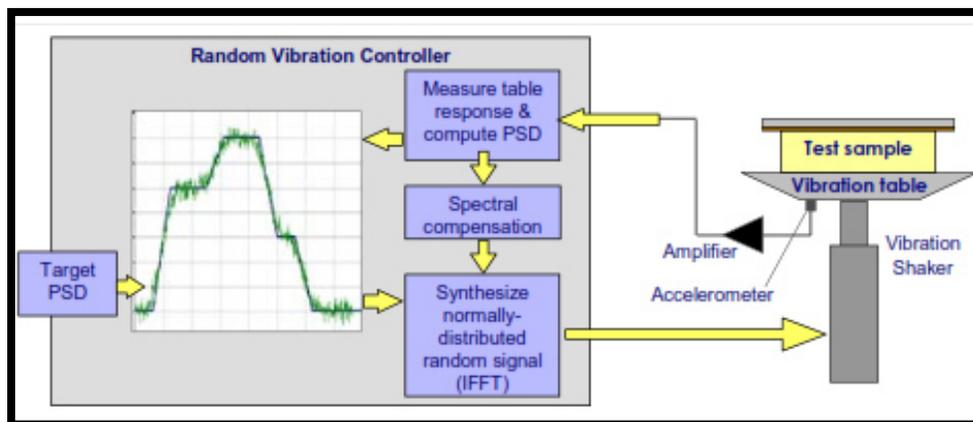


Figura 2.17.- Diagrama de una prueba aleatoria, la gráfica que se muestra es la Densidad Espectral de Potencia (PSD) y el software manda la señal de esta al actuador para moverlo y generar las vibraciones [32].

2.6.1. ESTÁNDAR ISTA 2B.

Este estándar es una serie de pruebas básicas basadas en la serie ISTA 1 y en la serie ISTA 3. Este estándar se utiliza para mejora de empaques y resistencia de los productos transportados [33]. Cuando se aplica correctamente este estándar, se obtienen los siguientes beneficios:

- Reducción de tiempo en desarrollo del producto.
- Mejora en la protección de productos con reducción de daño.
- Reducción de costos y satisfacción del cliente.

El procedimiento de pruebas ISTA 2B es una simulación parcial para productos individuales. Puede ser usado para evaluar el desempeño del empaque en los productos, sirve para comparar y evaluar el desempeño relativo del empaque y de diseños alternos de productos y evaluar algunas condiciones de tráfico, por ejemplo: Humedad, presión y manejo inusual que no esté considerado. [33]

Como se ha mencionado en párrafos anteriores, esta prueba contiene una serie de diversas condiciones tanto ambientales como dinámicas. En este proyecto de investigación no se necesitan pruebas de humedad, atmosféricas ni de shock o impacto. Las pruebas que se realizaron fueron en el área de las vibraciones aleatorias y este estándar se basa en un documento de la ASTM con identificación D-4728.

2.6.2. ASTM D-4728.

Este estándar de pruebas, normalmente se utiliza para probar los contenedores de empaque para transporte de productos. En el proyecto de tesis, se utilizó un tipo del perfil PSD de la norma para el tipo de transporte terrestre. Como se ha mencionado anteriormente, el objetivo del proyecto de esta tesis, es conocer el comportamiento de los sistemas dinámicos para compararlo con un

análisis de elemento finito y así proponer un método que pueda ayudar a mejorar futuros proyectos de simulación computacional.

Los perfiles PSD que la norma proporciona, son únicamente con propósito de informar y no pretenden describir de forma precisa un entorno de transporte, para tener datos más reales, las pruebas deberían basarse en ensayos de transporte en registros de campo representativos [32]. Esta prueba permite el análisis de la interacción entre los componentes. La modificación en el diseño de uno de estos componentes puede mejorar el desempeño de los productos. Ver Tabla 2.1 y Figura 2.18.

Truck	
Frequency Hz	Level g^2/Hz
1	0.00005
4	0.01
16	0.01
40	0.001
80	0.001
200	0.00001
Overall Level, g_{rms}	0.52

Tabla 2.1. - Tabla que muestra los valores de Frecuencia (Hz) a la izquierda y los valores de aceleración (g^2/Hz) a la derecha. Estos valores son necesarios para general el perfil PSD para la prueba [34].

Este estándar (ISTA 2B y ASTM-4728) se considera como una guía para el desarrollo y uso de la información vibratoria en las pruebas para la UUT. Existen dos alternativas para las técnicas del control de las vibraciones [34]:

- **Método A de Lazo Cerrado (“closed loop”).**- Ecuilibración Automática [34].

- **Método B de Lazo Abierto (“open loop”).** – Almacenamiento de información [34].

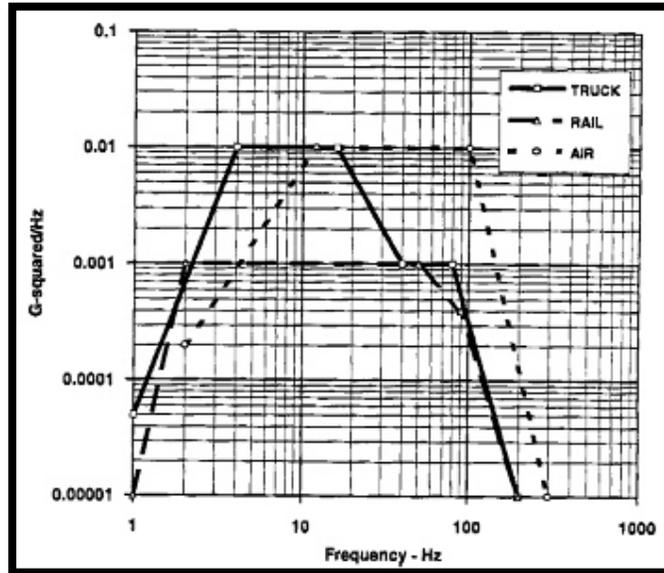


Figura 2.18. - Muestras de perfiles para pruebas vibratorias de diferentes transportaciones comerciales [34].

El método A utiliza un control de lazo cerrado, que es una condición donde la entrada puede ser modificada en el tiempo por los efectos de la respuesta del sistema. Esto permite al usuario introducir la información de la PSD y el control automáticamente genera una prueba de vibración ecualizada para lograr la señal al sistema y mantener la PSD deseada. Este ecualizador mantiene la señal y la compensa automáticamente según las características del sistema y de la prueba vibratoria [34].

El Método B utiliza un control de lazo abierto, que es una condición del control donde la entrada al sistema está preestablecida y esta no se ve afectada por la respuesta del sistema. Este control contiene un sistema pre-grabado, es decir, una PSD ecualizada. El sistema de vibración y la configuración de carga están incorporadas a la preparación de información original. Los sistemas típicos tienen incluido una grabación de la ganancia total del sistema de vibración de la

señal y un valor verdadero para controlar el nivel general de G (unidades rms) de la mesa vibratoria [34].

2.7 CONCLUSIONES.

En este capítulo se presenta la teoría necesaria para el entendimiento del proyecto de tesis. Se demostraron los conceptos elementales en el diseño estructural, por ejemplo, tipos de elementos, uniones, y cargas. Se comentó también la teoría básica del elemento finito, detallando el procedimiento general para análisis estructurales.

También se presentó la teoría básica referente a las vibraciones mecánicas y las vibraciones aleatorias así como el análisis modal, necesario para llevar a cabo un análisis dinámico. Para finalizar se resumió la norma ASTM D-4728 de la cual se obtuvieron los perfiles necesarios para realizar la prueba experimental y la simulación computacional.

CAPITULO 3

DISEÑO Y SIMULACIÓN

3.1. INTRODUCCIÓN

En este capítulo, se presenta el proceso de diseño y modelado de la estructura para las pruebas de transporte (UUT) y montaje al excitador electrodinámico. Ambos (diseño y modelado) realizados en Pro Engineer y simulados en ANSYS. Los resultados se usarán para realizar una comparación con las pruebas experimentales presentadas en el Capítulo 4.

El modelo a estudiar es un modelo representativo de las uniones utilizadas por Schneider Electric. Con el desarrollo de *vehículos eléctricos* (Electric Vehicles, “EVs”, en inglés) se tiene la necesidad de crear estaciones de carga rápida, por lo que, Schneider Electric ha desarrollado una estación convencional que es capaz de cargar un coche eléctrico en un 80% de su batería en menos de 30 minutos. Ver Figura 1.1.

Debido a que el estado físico de las unidades es primordial, se debe tener un especial manejo en la transportación de estas unidades, por lo que es necesario prestar atención, conocer y estudiar los efectos de las vibraciones aleatorias, las cuales son fenómenos que se presentan por naturaleza durante su traslado.

Se presenta en este capítulo el proceso de diseño de la UUT y la manufactura de la estructura, continuando con el análisis modal de la estructura en ANSYS y terminando con el análisis de vibraciones aleatorias con los valores de PSD y datos del estándar ASTM D-4728.

3.2. DISEÑO Y MANUFACTURA DE LA ESTRUCTURA DE PRUEBA.

Para la realización de la estructura de prueba se diseñaron varios modelos utilizando el programa Creo/Pro-e. Se hicieron nueve modelos diferentes hasta llegar a una estructura que cumpliera con las expectativas. Para llegar al diseño final, se revisaron varias estructuras de los productos de Schneider Electric, combinando tipo de material y la geometría, con el fin de representar lo mejor posible el producto de la empresa, pero a la vez manteniendo la estructura lo más simple para replicar y estudiar de manera sencilla su comportamiento dinámico.

En el proceso del diseño en Pro-E, se utilizó el módulo de perfil de lámina de metal, ("sheet-metal" en inglés), el cual a su vez, al variar las dimensiones, se utilizaron como piezas, en la Figura 3.19.

Los elementos de la estructura son vigas de acero ASTM A36 laminado en caliente de ángulos rectos, comercialmente conocidos como perfiles tipo "L", ver Figura 3.20. Los elementos tipo "L", son un tipo de producto laminado cuya sección tiene forma de ángulo recto, con alas o caras de igual o distinta magnitud. Las caras de éstas son perpendiculares entre sí, y la unión de las caras interiores

está redondeada. Las caras tienen el borde exterior con aristas vivas y el interior redondeado. Las dimensiones de los elementos tipo “L” utilizados en el diseño de la UUT, se encuentran en la Tabla 3.2.

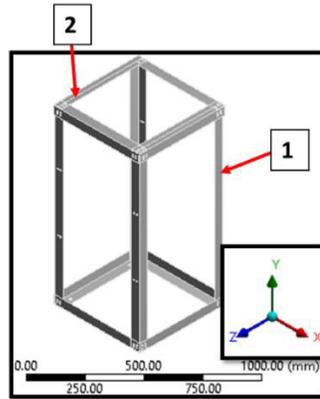
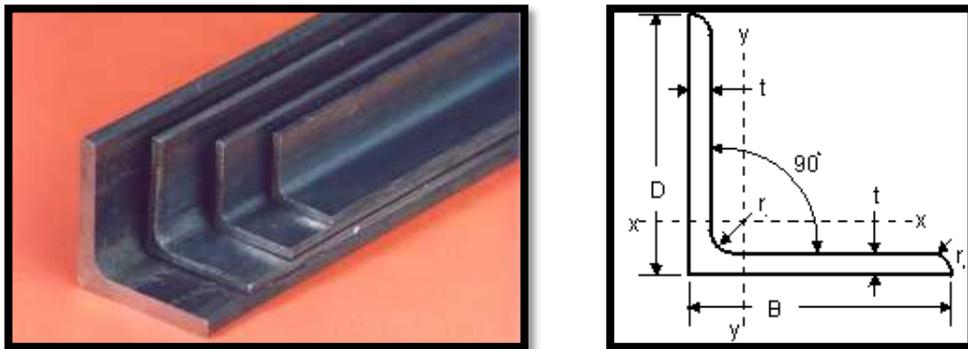


Figura 3.19. - Estructura 3-D y sus piezas. 1. Viga vertical (4 postes). 2 Viga para base (superior e inferior).



A)

B)

Figura 3.20. – Perfiles de aceros laminados en caliente para estructura. A) Ejemplo de pieza de Acero en forma de “L”, como elementos de la estructura a prueba. B) Figura con nomenclatura que define los valores geométricos considerados en el perfil “L” para su selección.

Tabla 3.2. - Propiedades y Dimensiones de los elementos de perfil tipo "L" que se utilizan en el diseño de la UUT.

Sección Lado y espesor nominales (in)	Peso (Kg/m)	DIMENSIONES			
		Lado B (mm)	Lado t (mm)	k (mm)	Área A (cm ²)
L 2 x 0.109	2.22	50.8	2.77	9.12	2.82

PROPIEDADES								
EJE X-X = EJE Y-Y					EJE Z-Z			J (cm ⁴)
I (cm ⁴)	S (cm ³)	r (cm)	$\bar{y} = \bar{x}$	Z (cm ³)	I (cm ⁴)	S (cm ³)	r (cm)	
7.05	1.89	1.58	1.34	3.4	2.96	1.56	1.02	0.07

Del material sobrante se fabricaron probetas para realizar una prueba mecánica de tensión y asegurar que las propiedades del material proporcionadas por el proveedor fueran correctas respecto a las especificaciones. Las dimensiones de la probeta se presentan en la Figura 3.21 y Figura 3.22. Se utilizó una probeta, para realizar la configuración inicial (set up, correspondiente para la prueba) la cual se denomina probeta cero, dentro de la configuración se determinó utilizar una velocidad igual a 0.5 in/min. Los ensayos de tensión fueron realizadas en el laboratorio de Pruebas del Centro de Investigación y Desarrollo de Schneider Electric, Monterrey, Nuevo León y los resultados se presentan en la Tabla 3.3 y Figura 3.23.

La estructura metálica para las pruebas (UUT) tiene un peso de 35 kg. Una de las necesidades para llevar a cabo este estudio, fue diseñar un accesorio para montar la UUT sobre el excitador electrodinámico, por lo que se diseñó una base de soporte y fijación, conocido por el nombre comercial de "head expander", en este proyecto se le conocerá como "Base". El peso de esta base más el peso de

la UUT no debía sobrepasar los 100 kg que es el peso máximo que el excitador electrodinámico puede soportar, por lo que, el material y la geometría jugaban un factor importante en el diseño de estos dos componentes. Las consideraciones del diseño de la base se adjuntan en el apéndice A de este proyecto. Se realizó un análisis modal previo para conocer las frecuencias características de la base y asegurarse que no se presenten resonancias durante la prueba. Los resultados se muestran de igual manera en el apéndice A.

En la Tabla 3.4 se muestran los valores dimensionales de la tornillería utilizada para la UUT. En la Tabla 3.5, se pueden ver las dimensiones tomadas para el tamaño de agujero piloto para tornillos auto-enroscables según espesor de la lámina de acero. En la Tabla 3.6 se presenta el torque recomendado para los tornillos auto-enroscables. Por último, las dimensiones de cada elemento que compone la UUT son perfiles en “L” de 20 in de longitud para las bases y 40 in de longitud para los elementos verticales con un espesor de 0.13 in.

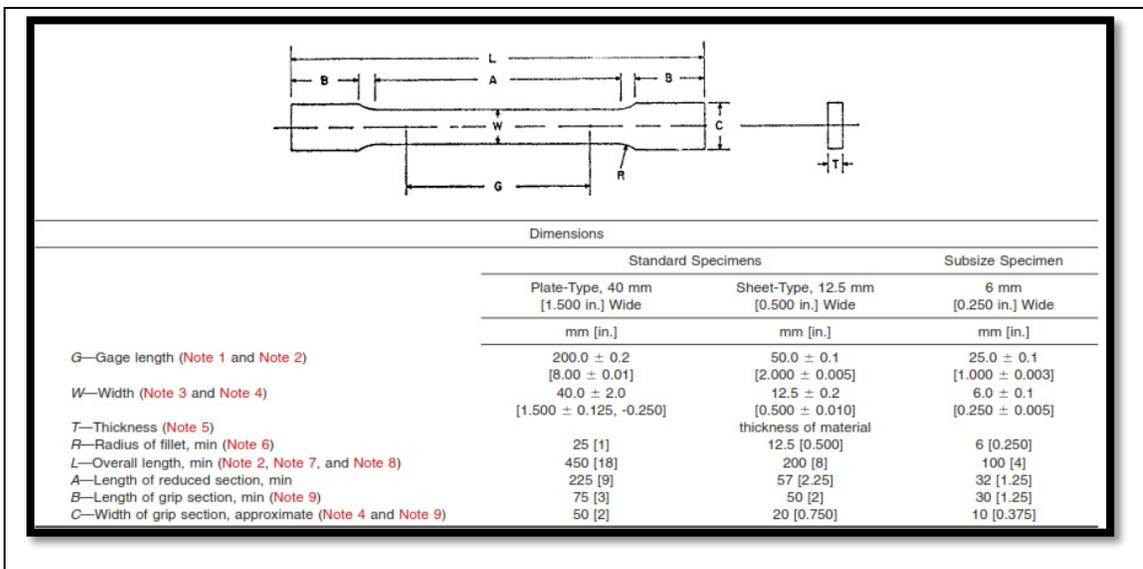


Figura 3.21.- Dimensiones utilizadas en las probetas para la prueba mecánica a la tensión. Los datos seleccionados son para el material tipo “lámina” (sheet metal) [35].

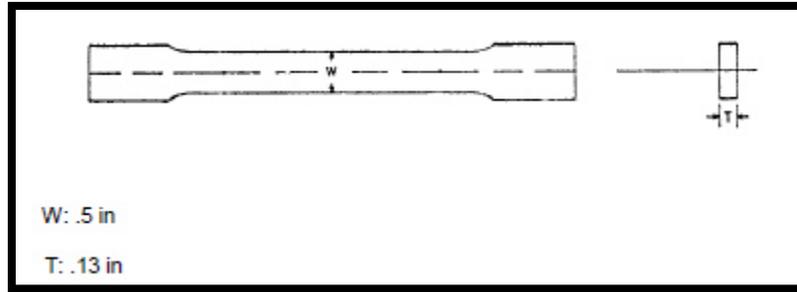


Figura 3.22.- Dibujo representativo de la probeta utilizada en las pruebas a tensión del material de la estructura.

Tabla 3.3. - Resultados de la probeta durante la prueba mecánica de tensión. Carga máxima (N)-Extensión (mm).

	Carga Máxima (N)	Extensión en carga (mm)
1	21,315.61	> 9.246
2	21,709.68	> 9.652
3	21,645.35	> 9.373

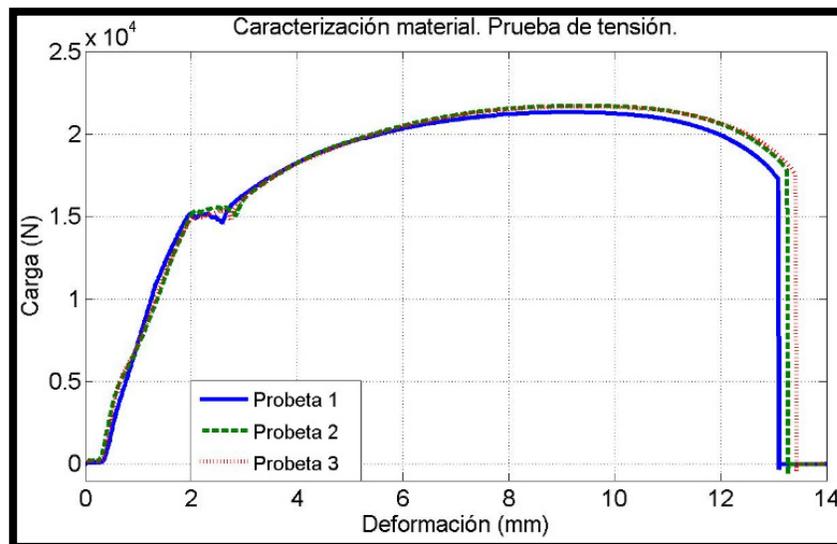


Figura 3.23. - Diagrama de Resultados Extensión (mm) vs Carga (N).

Tabla 3.4. - Tabla de medidas existentes para tornillos auto-enroscables. Círculo rojo, medida seleccionada para la tornillería utilizada en la estructura de prueba [24].

SCREW SIZE	SCREW BODY DIMENSIONS				POINT
	C		D		C _p Maximum
	Max.	Min.	Max.	Min.	
Inch Sizes (in)					
2-56	0.0875	0.0835	0.0855	0.0815	0.075
3-48	0.1010	0.0970	0.0990	0.0950	0.086
4-40	0.1145	0.1105	0.1120	0.1080	0.097
5-40	0.1275	0.1235	0.1250	0.1210	0.110
6-32	0.1410	0.1350	0.1380	0.1320	0.119
8-32	0.1670	0.1610	0.1640	0.1580	0.145
10-24	0.1940	0.1880	0.1900	0.1840	0.164
10-32	0.1930	0.1870	0.1900	0.1840	0.171
12-24	0.2200	0.2140	0.2160	0.2100	0.190
1/4-20	0.2550	0.2490	0.2500	0.2440	0.219
5/16-18	0.3180	0.3120	0.3125	0.3065	0.278
3/8-16	0.3810	0.3750	0.3745	0.3685	0.336
7/16-14	0.4445	0.4385	0.4375	0.4315	0.393
1/2-13	0.5075	0.5015	0.5000	0.4940	0.453
9/16-12	0.5710	0.5630	0.5625	0.5545	0.511
5/8-11	0.6340	0.6260	0.6250	0.6170	0.569

Tabla 3.5. - Tamaño de agujero piloto para tornillos auto-enroscables según espesor de la lámina de acero [24].

Inch sizes (in)															
Application Duty Class	Light 0.3 Diameter of Material			Medium-Light 0.5 Diameter of Material			Medium-Heavy 0.75 Diameter of Material			Full Strength 1.0 Diameter of Material			Extended 1.25 Diameter of Material		
	90%			85%			80%			75%			70%		
Percentage of Thread	Material Thickness	Pilot Hole	Drill Size	Material Thickness	Pilot Hole	Drill Size	Material Thickness	Pilot Hole	Drill Size	Material Thickness	Pilot Hole	Drill Size	Material Thickness	Pilot Hole	Drill Size
Nominal Size															
2-56	.017-.034	0.0756	1.9mm 0.0749	.034-.052	0.0761	#48 0.076	.052-.073	0.0767	2.2mm 0.0866	.073-.095	0.0773	5/64 0.0791	.095-.169	0.0779	5/64 0.0791
3-48	.020-.040	0.0860	2.2mm 0.0856	.040-.059	0.0875	#40 0.086	.059-.084	0.0882	2.2mm 0.0886	.084-.110	0.0888	#43 0.089	.110-.141	0.0895	#43 0.089
4-40	.022-.045	0.0974	#40 0.098	.045-.067	0.0982	#40 0.098	.067-.095	0.0990	#39 0.0995	.095-.126	0.0998	#39 0.0995	.126-.157	0.1006	#39 0.0995
5-40	.025-.051	0.1104	2.8mm 0.1102	.051-.075	0.1112	#34 0.111	.075-.106	0.1120	#33 0.113	.106-.141	0.1128	#33 0.113	.141-.175	0.1136	#33 0.113
6-32	.028-.066	0.1197	#31 0.120	.066-.083	0.1207	#31 0.12	.083-.117	0.1218	3.1mm 0.122	.117-.152	0.1288	3.1mm 0.122	.152-.193	0.1238	1/8 0.125
8-32	.033-.066	0.1457	3.7mm 0.1457	.066-.098	0.1467	#26 0.147	.098-.141	0.1478	3.75mm 0.1476	.141-.180	0.1488	3.8mm 0.1496	.180-.230	0.1498	3.8mm 0.1496
10-24	.038-.079	0.1656	#19 0.166	.079-.114	0.1670	4.25mm 0.1673	.114-.162	0.1683	#18 0.1695	.162-.209	0.1697	#18 0.1695	.209-.266	0.1710	11/64 0.1719
10-32	.038-.079	0.1717	11/64 0.1719	.079-.114	0.1727	#17 0.173	.114-.162	0.1738	#17 0.173	.162-.209	0.1748	4.4mm 0.1732	.209-.266	0.1758	#16 0.177
12-24	.043-.086	0.1916	#11 0.191	.086-.130	0.1930	4.9mm 0.1929	.130-.184	0.1943	#9 0.196	.184-.238	0.1957	#9 0.196	.238-.302	0.1970	5mm 0.1969
1/4-20	.050-.100	0.2208	#2 0.221	.100-.150	0.2224	5.7mm 0.2244	.150-.213	0.2240	5.7mm 0.2244	.213-.275	0.2256	5.75mm 0.2264	.275-.350	0.2273	#1 0.228
5/16-18	.062-.126	0.2800	7.1mm 0.2795	.126-.188	0.2818	#12 0.2812	.188-.266	0.2836	7.2mm 0.2835	.266-.345	0.2854	7.25mm 0.2854	.345-.438	0.2872	7.3mm 0.2874
3/8-16	.075-.150	0.3384	8.6mm 0.3386	.150-.225	0.3405	8.6mm 0.3386	.225-.319	0.3425	8.7mm 0.3425	.319-.413	0.3445	8.75mm 0.3455	.413-.525	0.3466	8.8mm 0.3465
7/16-14	.087-.174	0.3957	X 0.397	.174-.262	0.3980	X 0.397	.262-.371	0.4004	X 0.397	.371-.481	0.4027	Y 0.404	.481-.612	0.4050	Y 0.404
1/2-13	.100-.200	0.4550	29/64 0.4531	.200-.300	0.4575	29/64 0.4531	.300-.425	0.4600	29/64 0.4531	.425-.550	0.4625	15/32 0.4688	.550-.700	0.4650	15/32 0.4688

Notes: This chart pertains to steel nut members
APPLICATION DUTY CLASS - A general term used here to group material thickness in terms of screw diameters. For example, the average material thickness listed under "medium-heavy" equals 75% of the screw diameter.

Tabla 3.6. - Torque recomendado para los tornillos auto-enroscables [24].

Inch							
Screw Size	Plate Thickness	Hole Size	Nearest Drill Size	Thread Forming Torque	Prevailing First Removal Torque	Recommended Assembly Torque	Failure Torque
8-32	0.0938	0.147	#26	10-13	5-7	30	65-75*
	0.1250	0.150	3.8mm	11-14	4-7	45	75-85*†
	0.1875	0.150	3.8mm	16-20	8-11	45	75-95†
10-24	0.0938	0.172	11/64	14-18	5-8	35	65-80*
	0.1250	0.172	11/64	14-18	5-8	45	80-90*
	0.1875	0.172	11/64	17-22	9-13	55	110-115†
10-32	0.0938	0.173	#17	11-14	9-13	35	80-95*
	0.1250	0.177	#16	12-16	9-13	50	110-120*
	0.1875	0.177	#16	19-25	12-16	70	115-140*
12-24	0.1250	0.196	#9	19-24	9-12	65	95-115*
	0.1875	0.199	#8	21-26	9-13	75	135-155*
	0.2500	0.203	13/64	21-26	10-14	85	150-170†
1/4-20	0.1250	0.224	5.7mm	30-36	18-25	85	170-195*
	0.1875	0.224	5.7mm	45-55	25-35	125	205-235†
	0.2500	0.228	#1	55-65	25-35	125	205-235†
5/16-18	0.1875	0.281	K	75-85	40-50	160	380-410*
	0.2500	0.285	7.25mm	75-85	40-50	225	425-465*†
	0.3125	0.285	7.25mm	80-90	55-65	250	450-500†
3/8-16	0.2500	0.348	S	90-100	45-55	350	825-875*
	0.3125	0.348	S	110-125	50-60	400	950-1000*
	0.3750	0.354	9mm	95-110	30-45	450	950-1000*
7/16-14	0.3125	0.404	Y	145-165	75-95	500	1000-1150*
	0.3750	0.406	13/32	145-170	60-90	600	1200-1350*
	0.5000	0.406	13/32	195-220	75-105	700	1400-1600†
1/2-13	0.2500	0.465	29/64	150-180	60-80	500	975-1075*
	0.3750	0.469	15/32	185-215	60-90	850	1600-1800*
	0.5000	0.469	15/32	235-275	75-105	100	1900-2200†

3.3. ANÁLISIS MODAL DE LA ESTRUCTURA-BASE LIBRE-LIBRE.

A continuación se explicará la metodología del proceso para la simulación del análisis modal. El material seleccionado en el análisis es un acero estructural, este se encuentra en la librería de ingeniería de ANSYS. El análisis modal se realizó con la estructura en una condición sin fronteras, es decir, condición libre-libre.

3.3.1. METODOLOGÍA (PRE-PROCESAMIENTO)

Durante la etapa de pre-procesamiento, se usó del módulo de ANSYS Mechanical: “Geometría”, para realizar algunas modificaciones con la cual se va a facilitar y minimizar el tiempo de pre-procesamiento para la simulación. Los cambios realizados al modelo 3D son los siguientes:

- Se convierten en superficie todos los componentes de la estructura (vigas en “L” y bases). Al convertir estos elementos en superficie, el valor del

espesor en cada una de las piezas, se guarda como dato y los cálculos que realiza el software lo contemplan solo para la resolución de los problemas, ver Figura 3.24.

- *Creación de nodos intermedios en la base de soporte.* Se crearon nodos intermedios que sirvieron para determinar la respuesta en aceleración específicamente para estos nodos dentro de la simulación de un *análisis aleatorio*.
- *Creación de un cubo de metal,* se creó una pieza extra, utilizado para medir la aceleración en el centro de la base, durante las pruebas de laboratorio.

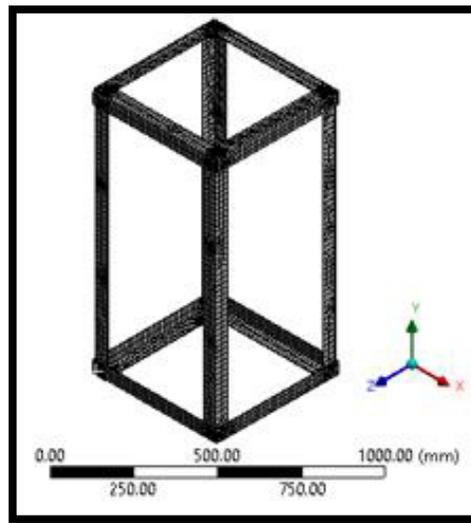


Figura 3.24. - Imagen de la estructura en condición libre y con la malla utilizada para el análisis modal.

Teniendo la estructura lista para simular, se realiza de nuevo los mismo pasos que la simulación de la base (presentado en el anexo A). Se debe asegurar que los valores necesarios (básicos) para llevar acabo la simulación sean correctamente definidos, estos son: El tipo de material utilizado, el tipo de conexión (ensamble), el mallado y las condiciones fronteras (restricciones de desplazamiento / rotación), etc. A continuación se muestran todos los valores utilizados para estas características.

- **Densidad del Acero:** $7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- **Temperatura de referencia:** 22 °C
- **Propiedades Isotrópicas de Elasticidad del Acero:**
 - **Módulo de Young:** $2 \times 10^{11} Pa$
 - **Relación de Poisson:** 0.3
 - **Módulo de masa:** $1.6667 \times 10^{11} Pa$
 - **Módulo de corte:** $7.6923 \times 10^{10} Pa$

El tipo de conexión utilizado fue un tipo de conexión “viga”. La viga es un elemento lineal con dos nodos y 6 grados de libertad (3 de traslación y 3 de rotación), este elemento tiene modos de deflexión, torsión, tensión y compresión. Este elemento en ANSYS se crea un elemento que tiene propiedades mecánicas de flexión, torsión, tensión y compresión y sirve para simular una conexión entre dos elementos. Este fue utilizado en toda la estructura y en la base para su ensamble. Otro elemento que ayuda a conectar dos o más piezas es la “unión”, este tipo de conexión, este elemento a diferencia de la viga, limita el movimiento de traslación o rotación de los elementos “conectados”, por lo que se considera una conexión fija.

El tipo de malla utilizado consta de las siguientes características: Para la base, se utilizó un comando de mallado automático, es decir, el programa en automático selecciona de acuerdo a la geometría el mejor método para mallar (por ejemplo elementos tipo tetraedros, hexaedros, etc.). Para la estructura de acero, el comando de malla insertado fue por “*tamaño de los elementos*” (“element size”, en inglés). Este elemento fue tetraédrico y de un tamaño de 15 mm por cada elemento. Las características de cada uno de los elementos mallados son: La cantidad de elementos que es de 30390 y de nodos 52753. La Figura 3.24 muestra la estructura y sus elementos mallados.

Las *condiciones de frontera* son el último paso a definir en la etapa de pre-procesamiento. Como se ha mencionado anteriormente, las condiciones de

frontera limitan no solo en cuestiones de desplazamiento o rotación, también son limitantes en fricción, compresión, cuestiones elásticas, etc. Para el análisis modal que se plantea, no se define ningún tipo de condición de frontera, a este tipo de prueba se le conoce como condición libre-libre ya que el software considera que el elemento se encuentra flotando en el espacio. Esto es de gran ayuda para conocer las propiedades de la estructura.

La cantidad de frecuencias modales que son de interés depende del estudio posterior que se va a realizar. La prueba aleatoria realiza una vibración en un rango de 4 Hz hasta 200 Hz. Por lo que se realiza un análisis modal desde 0 hasta 200 Hz correspondientes al rango de frecuencias de la prueba. La cantidad de modos obtenidos fueron aproximadamente 22. Esto permite conocer principalmente las características del sistema.

3.3.2. RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN MODAL LIBRE-LIBRE.

A continuación se muestran los resultados de la simulación del análisis modal. Los modos encontrados servirán como base para la comparación entre las pruebas de laboratorio y la simulación. Se describen a continuación los modos globales de la estructura, dejando a un lado los modos locales (modos que se presentan en los elementos estructurales individualmente).

En la Figura 3.25 se presentan las imágenes que representan cada uno de los modos generales de la estructura. Las imágenes están escaladas para poder observar su movimiento como respuesta a la excitación. En la Tabla 3.7 se presentan las frecuencias modales de la estructura de acuerdo a los 22 modos obtenidos. Los primeros 6 modos presentados en la tabla son aproximadamente cero Hertz debido a que representan los movimientos de cuerpo rígido resultantes de las condiciones frontera libre-libre. Estos modos son fácilmente identificables ya que la estructura presenta movimiento de traslación y/o rotación alrededor de

los tres ejes cartesianos. A continuación se describe el tipo de respuesta y movimiento de la estructura en los modos de cuerpo flexible.

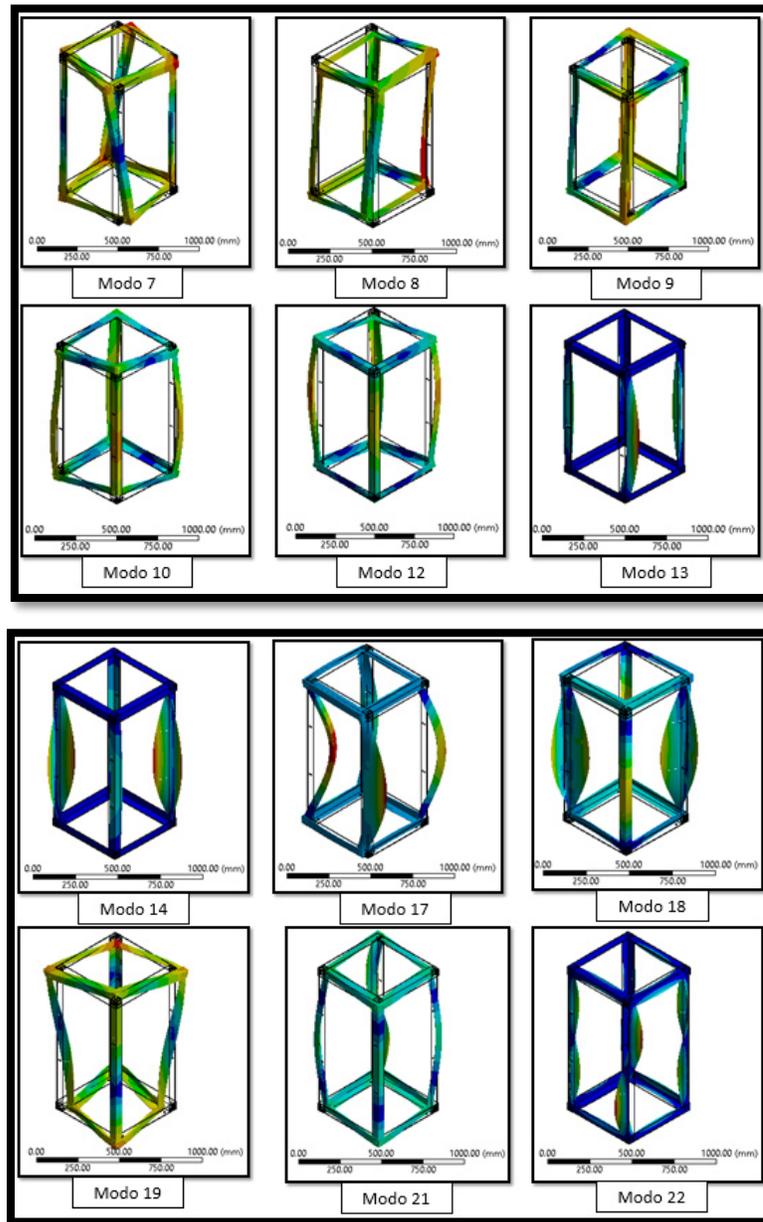


Figura 3.25. - Resultados del análisis modal en condición libre de la estructura metálica. Se muestran 12 modos referentes a la estructura. Se descartan los modos locales.

Tabla 3.7. – Modos de vibrar de la estructura de acuerdo al análisis modal en condiciones libre.

Modo	Frecuencia
1	0
2	
3	
4	
5	
6	
7	40.5
8	62.5
9	68.3
10	84.5
11	86.1
12	90.9
13	99
14	101
15	108
16	110
17	125
18	128
19	131
20	177
21	178
22	207

Los modos 7, 8 y 9 se observa un movimiento del tipo torsional en sus elementos ensamblados. Las frecuencias a las que se observa este fenómeno son 40.5, 62.5 y 68.3 Hz respectivamente. En los modos 10, 12 y 13 los elementos verticales se de-flexionan provocando modos axiales. Las frecuencias a las cuales se presenta esta respuesta son 84.5, 90.9 y 99 Hz. En el modo 14 se presenta una deflexión en las vigas verticales y esto provoca una torsión en la parte superior e inferior de la estructura, esto a una frecuencia con valor de 101 Hz. Para el modo 17 se tiene una deflexión en los elementos verticales provocando un movimiento de traslación en la estructura, a una frecuencia de 125 Hz. Para la frecuencia de 128 Hz, correspondiente al modo 18 se observa un movimiento de torsión en la parte superior e inferior de los elementos verticales lo que provoca a su vez una deflexión en estos elementos y un movimiento general de toda la estructura. El modo 19, 21 y 22 los elementos verticales presentan un movimiento torsional que

a su vez provoca un desplazamiento en la estructura general. La frecuencia a la que se presentan estos movimientos son 131, 178 y 207 Hz.

3.4. ANÁLISIS DE VIBRACIÓN ALEATORIA.

Como se ha mencionado anteriormente (capítulo 2), las pruebas vibratorias son un tipo de experimentación en la cual se evalúa un objeto o estructura en condiciones vibratorias variantes en el tiempo. El objetivo de este análisis es conocer el comportamiento de un objeto bajo cargas vibratorias y para después corregir el diseño antes de su fabricación con la finalidad de tener productos mucho más resistentes y que lleguen en buen estado físico, es decir, de mejor calidad. Además de que el uso de las tecnologías permite que se tengan menos pruebas físicas y desperdicios, obteniendo así una mayor predictibilidad en las simulaciones.

3.4.1. METODOLOGÍA.

Para la simulación donde se aplicó la vibración del tipo aleatoria se siguió un procedimiento similar al Análisis modal previo. Se debe ligar el análisis modal al de la vibración aleatoria. Este es un requisito primordial para poder converger el modelo debido a que se usa la información de los valores de frecuencia natural obtenidos del análisis modal para el cálculo de las respuestas en frecuencia para una excitación aleatoria externa.

El análisis de vibración aleatoria generado por ANSYS permite determinar las respuestas vibratorias de la o las estructuras sometidas a cargas de naturaleza aleatoria. Las cargas como la aceleración causada por la rugosidad del pavimento se consideran “aleatorias” ya que su evolución varía con el tiempo.

El problema con este tipo de análisis es que no es posible predecir precisamente el valor de una carga en un momento determinado. La manera en que se realiza ese análisis es por medio de las técnicas de estadísticas. El historial

de cargas se caracteriza estadísticamente mediante el uso de la raíz media y la desviación estándar cuadrada. La frecuencia contenida en el espectro del tiempo es capturado junto con los valores estadísticos.

Durante el análisis vibratorio aleatorio se tienen datos de entrada aleatorias y datos de salida aleatorias como los desplazamientos, aceleraciones, etc. La simulación de vibración aleatoria, se tiene que realizar previamente un análisis modal (como ya se mencionó). El análisis modal previo realizado se consideró con la estructura libre (flotando). Para el análisis aleatorio se tiene la estructura fija a la base como en condición de operación normal con condición frontera sin desplazamiento ni rotación, es decir, fijo en todas sus direcciones. Estas dos opciones de la condición frontera provocan un cambio en las características del sistema, dado así que la respuesta de la estructura a la vibración tiene una rigidez mayor en la parte baja de la estructura comparada con la parte superior.

En un análisis de vibraciones aleatoria se deben considerar los siguientes puntos: Durante el pre-proceso se realiza los mismos pasos que en el análisis modal, se definen los materiales, se conecta la geometría por medio de vigas, se malla el modelo y se definen las condiciones de frontera.

Para el pre-proceso se tienen las siguientes consideraciones:

- El método que ANSYS utiliza es el de *superposición*. Es por esta razón que antes de realizar un análisis aleatorio se debe realizar un análisis modal para extraer las frecuencias naturales y modales.
- Las condiciones de malla para la base de Aluminio no son necesariamente finas, debido a que el elemento principal es la estructura y no la base. Se realizó el mallado para la base de Aluminio (todas sus piezas) y la estructura. En la Figura 3.26 se muestra la malla utilizada.
- La condición frontera que se aplicó fue en la cara de la base inferior de la base. Se consideró una condición fija, no tiene movimiento de traslación o rotación en ningún eje y se considera de esta manera al simular que está

unida al excitador electrodinámico. En la Figura 3.27 se muestra el área que se determina como fijo.

- La fuerza de excitación es aplicada en forma de la Densidad Espectral de Potencia (PSD), que se inserta en ANSYS como una tabla de valores espectrales en función de la frecuencia. Esta es aplicada la pieza que conecta la base al excitador electrodinámico según muestra la Figura 3.27. La Figura 3.28 y Tabla 2.1 del capítulo 2 muestra la PSD utilizada para la simulación.
- Los valores de la raíz cuadrada se encuentran bajo la curva de la PSD y representa la raíz cuadrada (rms) que es el valor de la excitación y la unidad del valor espectral de la aceleración son $\frac{g^2}{Hz}$.
- En ocasiones se puede realizar un análisis utilizando múltiples PSD, esto es permitido por ANSYS y en el proyecto se utiliza más de una PSD, para determinar la aceleración en las otras direcciones (X-Y). El uso de múltiples PSD se propone como trabajo a futuro.

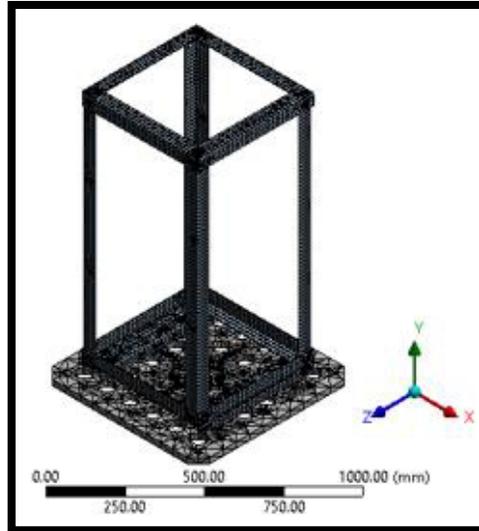


Figura 3.26. - Mallado de estructura y base de Aluminio utilizada para el análisis de vibración aleatoria.

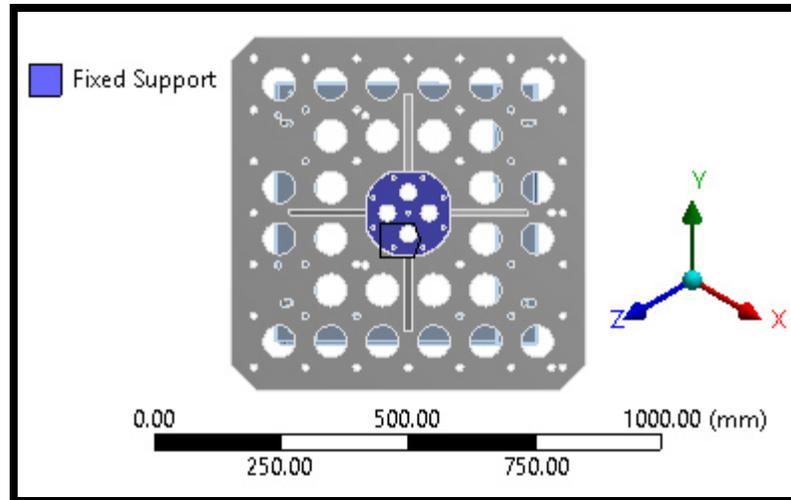


Figura 3.27. - Aplicación de la condición frontera en la pieza que ensambla con el excitador electrodinámico.

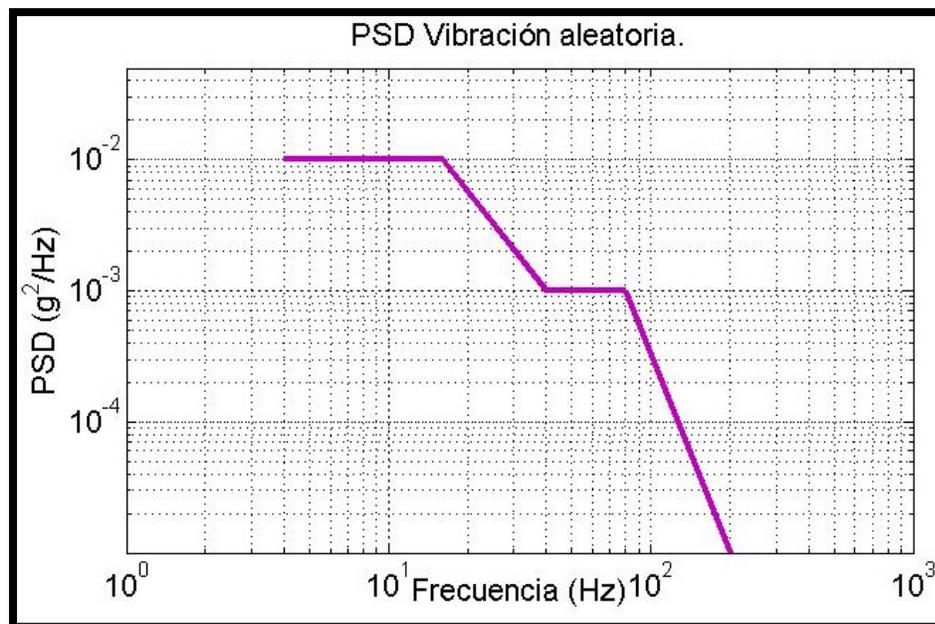


Figura 3.28. - Gráfica PSD insertada en la simulación aleatoria.

En el post-proceso se consideran los siguientes puntos:

- Los resultados obtenidos siguen una distribución Gaussiana. Puede ser de un sigma (1σ), que quiere decir que el 68.3% de las veces la respuesta será menor que el valor de la desviación estándar. Se puede escalar el

valor dos sigma (2σ) y la respuesta será menor 2 veces, es decir, un 95.91% del tiempo y si se escala tres sigma (3σ) se tendrá 99.737% menor.

- Para el análisis de resultados se le solicita al programa calcular la respuesta a la PSD. La forma en que se obtiene es utilizando los nodos creados en el pre-procesamiento. Se selecciona el nodo que representa la posición del acelerómetro en la prueba física y se obtienen las gráficas de la respuesta a la vibración. La Figura 3.29 muestra las posiciones de los acelerómetros para la prueba física.

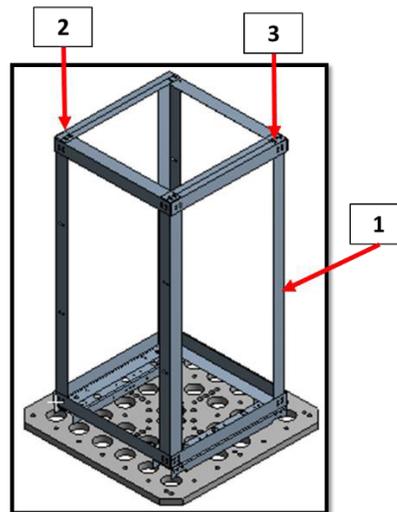


Figura 3.29. - Representación gráfica de la estructura montada sobre la base de Aluminio. 1. Muestra la posición del acelerómetro uni-axial midiendo en la dirección Z de ANSYS. 2. Posición de acelerómetro tri-axial de la esquina Superior-Frontal. 3. Posición de acelerómetro tri-axial de la esquina Superior-Trasero.

3.4.2. RESULTADOS DE VIBRACIÓN ALEATORIA.

A continuación se describen los resultados obtenidos por ANSYS. De acuerdo a la Figura 3.29 se obtiene la respuesta medida por los acelerómetros en puntos estratégicos. Se muestran en la Figura 3.30 los valores obtenidos de la parte superior de la estructura para conocer la frecuencia en la zona menos rígida de ésta. La PSD excita al sistema y las frecuencias medidas en la parte superior,

corresponden a resonancias que podrían causar fatiga en la estructura y generar un daño severo en la unidad.

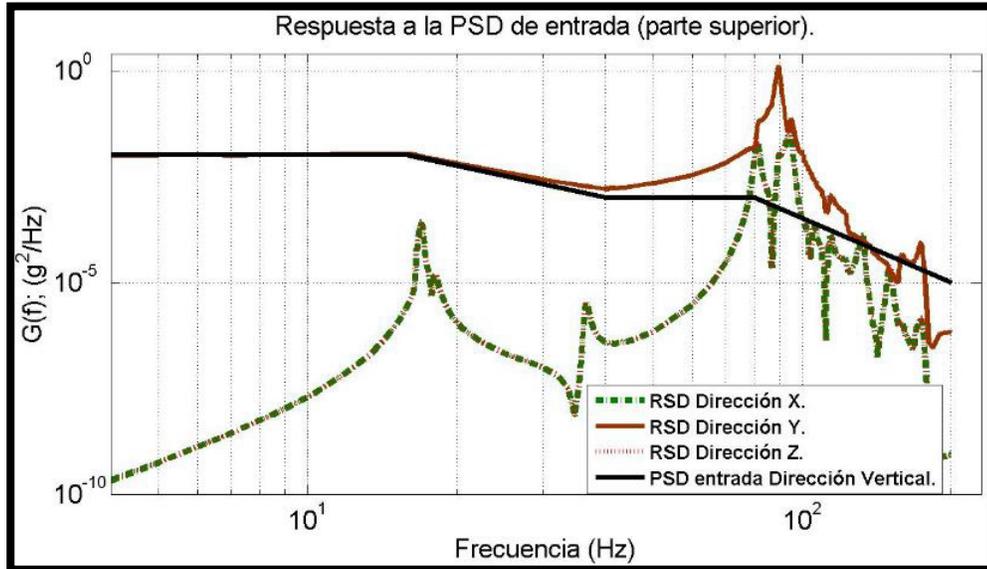


Figura 3.30. – Respuesta a la PSD medidas en la parte superior en las tres direcciones. Las líneas de medición lateral (verde y amarilla) que representan la medición de la respuesta en dirección X-Z tienen la misma forma. Línea negra PSD insertada.

En la Figura 3.30 en la dirección X y Z se tiene una misma respuesta, esto es porque las direcciones son laterales y la estructura es simétrica. La primera frecuencia (de estas dos direcciones) es de 17 Hz y la segunda frecuencia está en 36.6 Hz, estas son bajas frecuencias y además tienen una amplitud menor. Estas frecuencias no representan un riesgo a la estructura debido a que están dentro del área de la PSD y no hay riesgo de resonancia, es decir, que la estructura no tendrá un daño significativo en sus elementos estructurales. Además que los resultados de ANSYS en el análisis modal predicen que la primera frecuencia modal de la estructura es de 40 Hz. Siguiendo estas mismas líneas (X-Z) se presentan picos de 81, 94, 106 y 133 Hz de frecuencia cuya amplitud está por la línea de la PSD de entrada (línea negra) a estas frecuencias la estructura corre el riesgo de dañarse físicamente, es decir, la tornillería se puede aflojar por la vibración o puede fracturarse en algún punto de la conexión. Esto también

quiere decir que la estructura es flexible y cede a cierta vibración por lo que se debe de aumentar la rigidez en los lados laterales para que no se vea afectada por la respuesta a la vibración en estas direcciones.

En esta misma figura (Figura 3.30) se tiene la respuesta a la vibración en la misma dirección que la vibración (PSD) de entrada (vertical Y). La línea obtenida (café) muestra que la estructura sigue hasta cierta frecuencia el movimiento generado por el excitador, comportándose de manera rígida, pero después se presenta un pico alto a un valor de frecuencia de 89.5 Hz. Esto quiere decir, que la estructura no es lo suficientemente rígida, tiene mucho movimiento posiblemente en la parte superior además de su bajo amortiguamiento, es por esto que en esa dirección tiene una mayor respuesta. La frecuencia a la que se presenta es baja por lo cual se debe aumentar la rigidez en el diseño para evitar algún daño en la estructura.

3.5. CONCLUSIONES

En este capítulo se presentó parte del diseño y manufactura de la unidad de pruebas (UUT). Se explicó el análisis modal teórico desarrollado con el software de ASNYS “Mechanical”, explicando el pre-proceso, proceso y post-proceso de la simulación que sirve como conocimiento previo para la realización de las pruebas experimentales. Se presentan imágenes y tablas para mayor facilidad y entendimiento del análisis matemático.

Estos resultados son muy importantes porque serán los resultados a comparar contra las pruebas físicas y a partir de estos realizar modificaciones al modelo virtual ya que se observa que la estructura en la parte modal parece ser rígida pero al realizar el análisis aleatorio se obtienen valores de frecuencia bajos, en este mismo análisis se observa en las gráficas que a frecuencias altas la estructura tiene mayor respuesta y se prevé que en la experimentación se tengan problemas con la estructura.

En base a estos resultados, la siguiente etapa contempla comparar los resultados teóricos con los resultados experimentales del laboratorio, validarlos y encontrar su correlación, sabiendo de antemano que no es posible tener un 100% de exactitud, pero se espera un comportamiento muy parecido, por lo que el correcto análisis en este apartado será muy importante para entender los resultados experimentales.

CAPITULO 4

PRUEBAS EXPERIMENTALES

4.1. INTRODUCCIÓN.

En este capítulo se explicarán las herramientas, procedimiento, configuración, desarrollo y resultados de la prueba en el laboratorio. El objetivo de la prueba es exponer la estructura a la vibración determinada por el estándar y estudiar su respuesta tal cual se utilizó en el capítulo anterior para la simulación y análisis teórico.

4.2. METODOLOGÍA DE LA EXPERIMENTACIÓN.

Para cada una de las pruebas se utilizaron equipos de medición disponible del laboratorio de Dinámica Estructural en las instalaciones del CIIA de la UANL. A continuación se describe todo este equipo y en el apéndice B se presenta la información importante sobre las herramientas (gráficas, características del

equipo, tablas y figuras), así como la descripción del proceso experimental y el procesamiento de los datos obtenidos.

4.2.1. EQUIPO UTILIZADO EN PRUEBAS EXPERIMENTALES.

Se cuenta con el siguiente equipo disponible: Acelerómetros, analizadores de señales, un martillo especial para las pruebas modales, un excitador electrodinámico (para la prueba aleatoria) y una computadora portátil.

Se realizaron dos tipos pruebas de laboratorio: (1) Análisis modal de la estructura en condiciones libre – libre. (2) Prueba de vibraciones aleatoria con los datos obtenidos del estándar previamente explicado. Para estas pruebas se necesitó en su totalidad del equipo que a continuación se describen:

4.2.1.1. ACELERÓMETROS.

Un acelerómetro es un instrumento que se utiliza para medir aceleraciones. La aceleración medida es la asociada con la fuerza inercial generada por una masa de prueba (masa sísmica) que se encuentra en un marco de referencia en el dispositivo. El tipo de acelerómetros utilizados en las pruebas se conocen como *acelerómetros piezoeléctricos*. Este es un dispositivo capaz de transformar o convertir la energía de entrada en otra diferente a la salida. Este transductor funciona cuando por el efecto de cambio de velocidad, y al intentar mantener su último estado la masa sísmica, se comprime un retículo cristalino (piezoeléctrico) que se encuentra en el interior, se produce una carga eléctrica proporcional a la fuerza inercial aplicada. Un ejemplo de este acelerómetro es el que se puede observar en la Figura 4.31.

Los acelerómetros piezoeléctricos permiten medir la aceleración en una o tres dimensiones. Para las mediciones de vibraciones, se requiere medir la magnitud del movimiento que esté sujeto el punto de interés, así como la variación

en el tiempo del movimiento en una determinada dirección. Básicamente, el acelerómetro traduce el movimiento mecánico en una señal eléctrica cuya magnitud, se considera proporcional a la aceleración [36]. El tipo de magnitud deseada para el análisis, es aquella que depende de lo que se quiera medir, aunque el acelerómetro solo ofrece la magnitud asociada a la aceleración, es posible integrar la señal con el fin de obtener velocidad y desplazamiento de ser requerido.

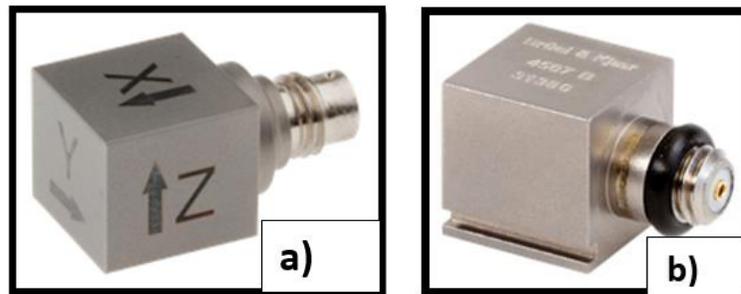


Figura 4.31. – (a) Modelo de un Acelerómetro tri-axial utilizado en la prueba modal. (b) Acelerómetro uni-axial de control para la prueba vibratoria random.

La principal razón del uso de acelerómetros es por su tamaño, por lo regular son instrumentos pequeños que facilitan su transporte y su uso en estructuras, además de que su peso no afecta directamente a la estructura de prueba por lo que no agregan un peso extra que pueda o deba considerarse en los cálculos [37]. En el apéndice B se presentan en la Tabla B4.16 y Tabla B4.17 las características técnicas de los acelerómetros utilizados.

4.2.1.2. MARTILLO PARA PRUEBAS MODALES.

Existen diferentes maneras de excitar una estructura y para ello se utilizan instrumentos especializados que generan fuerzas de excitación, por ejemplo: (1) fijando un excitador electrodinámico a la estructura o (2) por medio de un martillo para generar un impacto.

El método más común utilizado para el análisis modal por los laboratorios de análisis dinámico, es el método de impacto o excitación por medio del martillo. El martillo físicamente no es como un martillo convencional o industrial, es una herramienta especialmente diseñada para este tipo de pruebas dinámicas. Este método consiste en impactar a la estructura de prueba y medir el movimiento de respuesta con un acelerómetro en un punto de la estructura. El martillo consiste en un sensor de fuerza ICP® y elementos de cristales de cuarzo, elementos microelectrónicos y una unidad de amplificación, esto se encuentra montado en la parte final con que se golpea [38], como el de la Figura 4.32.



Figura 4.32. - Martillo con punta de característica suave, utilizado para el análisis modal de la estructura. Modelo PCB 086C01.

El impacto de la fuerza se trasmite como una señal eléctrica. El tamaño del martillo, su longitud, material y la velocidad del impacto determinan la amplitud y la frecuencia contenida de los impulsos de la fuerza. La punta permite la transferencia de la fuerza de impacto al sensor y también funciona como protector de la misma. El material de la punta que debe seleccionarse generalmente determina la energía contenida. Para determinar el tipo de punta, se debe de seleccionar de acuerdo al modelo del martillo y al espectro de fuerza del impacto de este, ver Figura B4.55 del apéndice B [38].

4.2.1.3. ANALIZADOR DINÁMICO DE SEÑALES.

Este sistema consta de un hardware y un software optimizados que sirve para analizar y representar las señales analógicas en tiempo real convertidas previamente por medio de un conversor de señales analógico/digital (ADC).

El procesador de señales contiene un circuito de sensores piezoeléctricos que convierte cualquier señal dinámica a señal eléctrica que pasa la medición hecha por un transductor a una medición digital para el análisis de las señales. Este aparato es útil para desarrollar un análisis de FFT convirtiendo la información en tiempo real al dominio de la frecuencia.

Durante las pruebas realizadas en el laboratorio se utilizaron dos analizadores y el analizador/control del excitador electrodinámico. El primero de ellos es el analizador “Quattro” de Data Physics, cuenta con la capacidad de mediciones en rangos de hasta 94 kHz de señal y alrededor de un rango dinámico de 120 dB. Este analizador tiene la capacidad de analizar señales de Función de transferencia (FRF), entre otras características. Este analizador se utilizó primeramente para realizar la prueba modal de la estructura y posteriormente también se utilizó para la prueba aleatoria. El segundo analizador de señales es el “Photon +” de Brüel & Kjaer, este analizadores se utiliza para análisis de señales, análisis de vibraciones y análisis de FFT con mediciones dinámicas en un rango de 115 dB y 84 kHz en tiempo real, utilizado en pruebas en vehículos e incluso tiene la capacidad de grabación de señales para posteriores análisis. Ambos analizadores cuentan con cuatro (4) canales para conectar los sensores.

El tercer analizador es utilizado para generar y controlar los movimientos del excitador electrodinámico fue el “Laser LDS” de Brüel & Kjaer. Se pueden realizar pruebas de tipo aleatoria, pruebas sinusoidales, de impacto y para replicar las pruebas de campo. Se pueden utilizar cuatro o diez y seis canales para el control y obtención de las señales. Tiene una unidad para la amplificación de la

señal y también cuenta con protección de seguridad para el equipo. La Figura 4.33, muestra los tres analizadores utilizados para las pruebas modales y aleatorias de este proyecto.

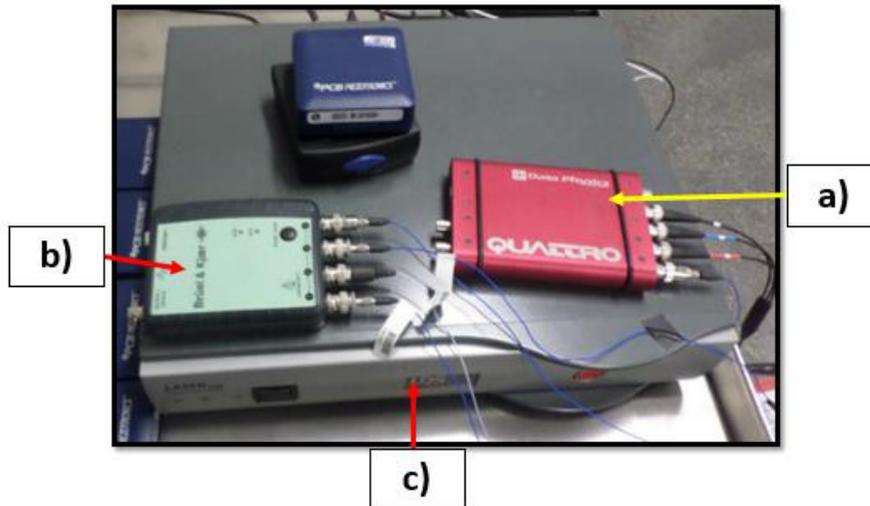


Figura 4.33. – Imagen de analizadores utilizados para las pruebas modales y aleatorias. (a) Analizador Quattro de Data Physics. (b) Analizador de señales RT Pro Photon de B&K. (c) Controlador Laser de B&K.

4.2.1.4. EXCITADOR ELECTRODINÁMICO.

Los excitadores electrodinámicos son equipos que generan vibraciones para el análisis o ensayos de vibraciones en productos o estructuras. Dependiendo del nivel de vibración de cada equipo, existen modelos especializados en rangos altos para el análisis modal, sinusoidal o aleatorio en estructuras y para analizar la respuesta a la vibración a diferentes frecuencias.

Estos equipos se utilizan principalmente para el análisis sísmico, dinámica estructural, mecánica o búsqueda de frecuencias de resonancia en un sistema. Tienen aplicación en diferentes ramas de la ingeniería, por ejemplo: Automotriz, Aeroespacial; en pruebas de ensambles en componentes electrónicos, análisis estructural y análisis modal en cualquier producto.

El excitador electrodinámico modelo V721/722 de la marca LDS Brüel & Kjael (B&K) es un transductor de fuerza en una amplia banda de frecuencias capaz de producir una fuerza vectorial de forma sinusoidal de 4100 N (922 lbf). Este excitador normalmente opera en un rango de frecuencias de 5 a 4000 Hz. La Figura 4.34 muestra el excitador utilizado para la realización de las pruebas de este proyecto, este es el modelo V721/22 de B&K. En la Tabla B4.3 del apéndice B muestra las características técnicas del excitador.



Figura 4.34. - Excitador electrodinámico utilizado para replicar las vibraciones generadas por el transporte terrestre por medio de una Gráfica estandarizada (PSD). Modelo V721/722 de B&K.

4.3. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL.

A continuación se describe la configuración que se realizó para las pruebas modal y aleatoria, de la estructura, en la Figura 4.35 se muestra la configuración del equipo para pruebas de laboratorio. Esta figura tiene una configuración utilizando un excitador electrodinámico, a diferencia del análisis modal realizado en este proyecto fue utilizando un martillo, la configuración es la misma solo que sin el excitador.

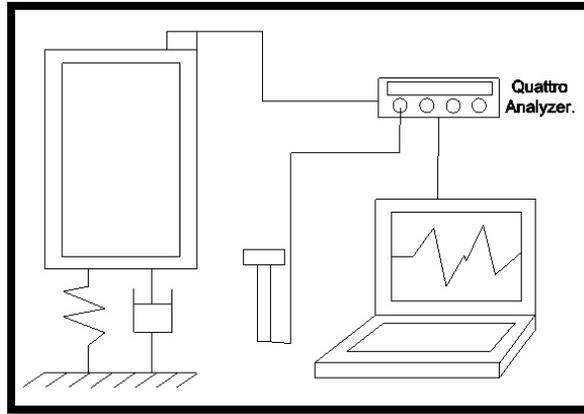


Figura 4.35. - Configuración del equipo para pruebas de laboratorio con excitador electrodinámico. Para el análisis modal es similar la configuración solo que no se considera el excitador [39].

Se explica la forma de obtención de las mediciones; se continúa con el ajuste de curvas FRF y se obtiene el valor del amortiguamiento característico de la estructura. Se presentan los resultados de la prueba que serán usados posteriormente para el análisis de elemento finito teórico y así lograr la predictibilidad del modelo.

Para llevar a cabo el análisis modal se utilizó un *analizador de señales*, un martillo y el *acelerómetro piezoeléctrico triaxial*. La precisión de la instrumentación y del equipo de pruebas para el control y monitoreo de los parámetros se debe verificar con anterioridad en cada prueba que se lleve a cabo. En la Figura 4.36 se puede observar en la imagen de la izquierda a la estructura colgada en un marco de aluminio y utilizando elementos elásticos, esto para representar la condición sin fronteras similar a la simulación. Y en la imagen de la derecha se presenta un modelo 3D, donde se presenta el lugar de medición en la estructura (punto rojo) y el lugar donde fue excitado (punto verde) durante la experimentación y que corresponden a los resultados aquí mostrados.

El acelerómetro utilizado en la prueba modal es el acelerómetro piezoeléctrico tri-axial (mide los tres ejes, X, Y, Z) de la marca Brüel & Kjaer modelo 4524-30397 (Figura 4.31a).

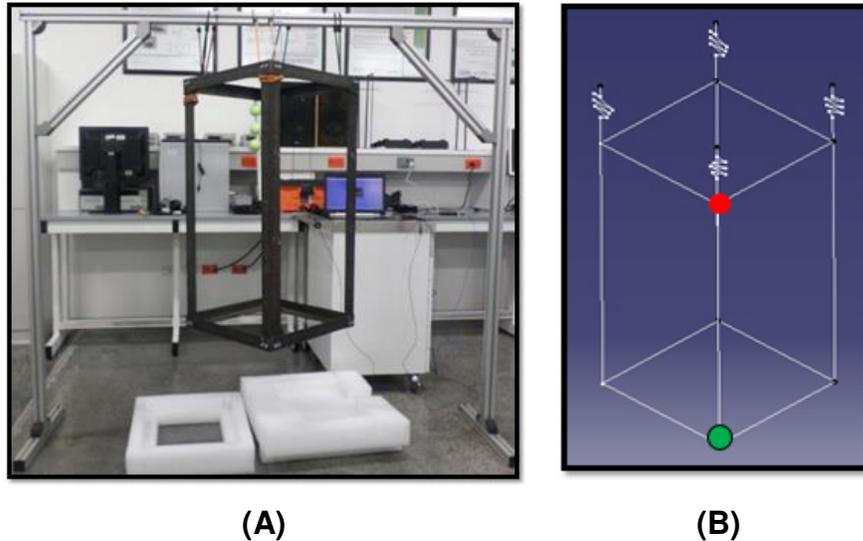


Figura 4.36. – Representación de estructura en laboratorio y dibujo en 2D. (A) Imagen de la estructura suspendida con elementos elásticos para su análisis modal. (B) Dibujo 2D de la estructura con sus elementos elásticos.

La manera en que se colocan los instrumentos y se realizan las conexiones, se explican a continuación:

1. Se conecta el martillo en el canal uno del analizador Quattro. Se golpea en puntos estratégicos de acuerdo a la Figura 4.37.
2. Se conecta el acelerómetro tri-axial en el canal dos, tres y cuatro del mismo analizador y se posiciona en la esquina superior derecha (parte frontal) para la medición de la excitación.
3. El analizador se conecta a la computadora portátil por medio del cable USB.

Los datos obtenidos de los acelerómetros se procesaron utilizando el software “SignalCalc” incluido con el analizador de señales “Quattro”. Este software guarda en tiempo real las señales obtenidas del martillo y de los acelerómetros. Y estas señales se guardaron en formato Universal (UFF), formato ASCII (.txt), formato de MATLAB (.mat) y formato de Me’Scope (.blk). Cada uno de los archivos tiene los datos de valor de fuerza y la aceleración

registrada en la estructura. La configuración de los acelerómetros y del martillo en el software se muestra en la Tabla B4.19 del apéndice B.

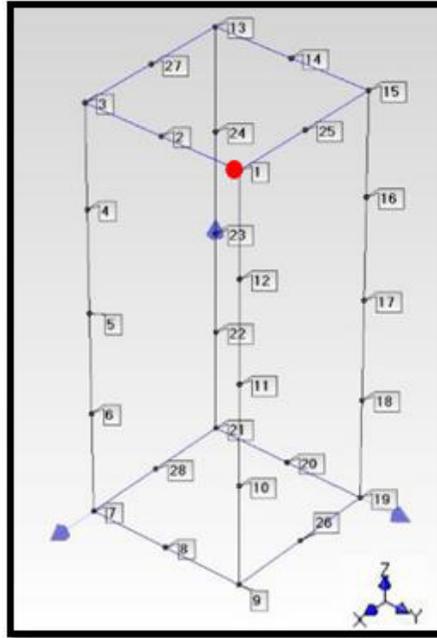


Figura 4.37. - Representación gráfica de la configuración para la realización del análisis modal de la estructura.

4.3.1. DESARROLLO DE LA PRUEBA MODAL LIBRE-LIBRE.

En la prueba experimental modal, la estructura se colgó utilizando elementos elásticos, como se muestra en la Figura 4.36. El acelerómetro se colocó sobre la estructura sobre una base para este (acelerómetro) con la cual es posible colocar el acelerómetro en la estructura utilizando pegamento líquido industrial sin dañarlo; los números (en la imagen) representan los lugares donde se golpeó con el martillo la estructura para excitarla, esto es posible verlo en la Figura 4.37.

Las gráficas FRF que se obtienen, representan la relación entre la señal de salida y la señal de entrada, es decir, la relación entre la aceleración y la fuerza. En total se tienen 28 puntos donde se golpeó la estructura y se obtuvo la respuesta a la excitación en sus tres direcciones (X, Y o Z).

Para llevar a cabo el análisis de las mediciones se utilizó el software Me'Scope VES. Este es un software de ingeniería que contiene opciones de módulos que facilitan el análisis de los problemas de vibración y de ruido generados por el movimiento de la maquinaria y de las estructuras. Con este software se pueden obtener directamente valores de la historia en tiempo o en unidades de frecuencia de una máquina o estructura y post-procesar dicha información, además de importar los valores obtenidos de los analizadores u otros software ya que este programa es muy utilizado para llevar a cabo análisis modales, vibro-acústico, etc. [40].

Durante la experimentación, los valores obtenidos se exportaron al programa Me'Scope. En este software se diseñó una estructura que se conecta por medio de líneas y puntos, como la Figura 4.38. La opción de procesamiento de señales que provee el software, permite analizar la FFT y la FFT inversa de las mediciones con lo que es posible animar el modelo 3D que representa al sistema a estudiar con los valores resultantes de las mediciones.

Por medio del análisis modal se estiman los parámetros de *frecuencia*, *amortiguamiento* y *formas modales* por medio de la metodología del ajuste de curvas-FRF. También es posible realizar una comparación de dos modos de vibrar en forma de animación y así comparar el movimiento y el comportamiento que tiene la estructura al excitar dos puntos diferentes.

Para las pruebas modales físicas, la Figura 4.38 muestra el sistema de coordenadas con el que se trabajó para las pruebas en el laboratorio. El eje horizontal está denotado por X, el eje vertical es el eje Z y el otro eje lateral es el

eje Y. Para esta prueba, la posición de referencia, es decir, donde se posicionó el acelerómetro se denominó como 1X, 1Y y 1Z ya que se está midiendo la respuesta en las tres direcciones; y para el primer golpe es 1X. Como los golpes varían según la dirección y posición, se suma 1 más al 1X, así a la siguiente vez que se excite la estructura en dirección de X será 2X, una tercera vez será 3X y así sucesivamente, quedando la referencia como 1X, 1Y o 1Z. Para las demás direcciones el primer golpe en el eje "Y" y en el eje Z serán 1Y y 1Z respectivamente y la referencia quedará igual 1Y:1Y; 1Z:1Z.

4.3.2. RESULTADOS DE LAS PRUEBAS MODAL LIBRE-LIBRE.

Los resultados obtenidos después de realizar el ajuste de curvas, son presentados en la Figura 4.38. Recordando que la excitación se realizó en la esquina inferior derecha, en dirección X, Y y Z; su respuesta fue medida por el acelerómetro en la esquina superior derecha en sus tres direcciones. La figura muestra las tres gráficas en una sola imagen.

La línea negra es la respuesta generada por la excitación y la línea roja es el ajuste de curvas que se realizó a los datos importados en Me'Scope. De acuerdo al método de ajustes de curvas el valor mínimo representante de la primera frecuencia natural es de 61.2 Hz y el valor máximo es de 300 Hz.

En la Figura 4.39 se muestran la respuesta en función de frecuencia (FRF) en forma de gráfica de las mediciones obtenidas como anteriormente se describen. Estas gráficas fueron obtenidas por medio de MATLAB. Se importaron los datos de las mediciones y que se obtuvieron graficando la frecuencia (Hz) contra la magnitud en escala logarítmica (g/N). Se compararon las gráficas que el software Me'Scope proporciona contra MATLAB para asegurar que los datos fueran correctos y que las frecuencias naturales sean las del sistema, esto realizado y explicado en el capítulo 5 de este proyecto.

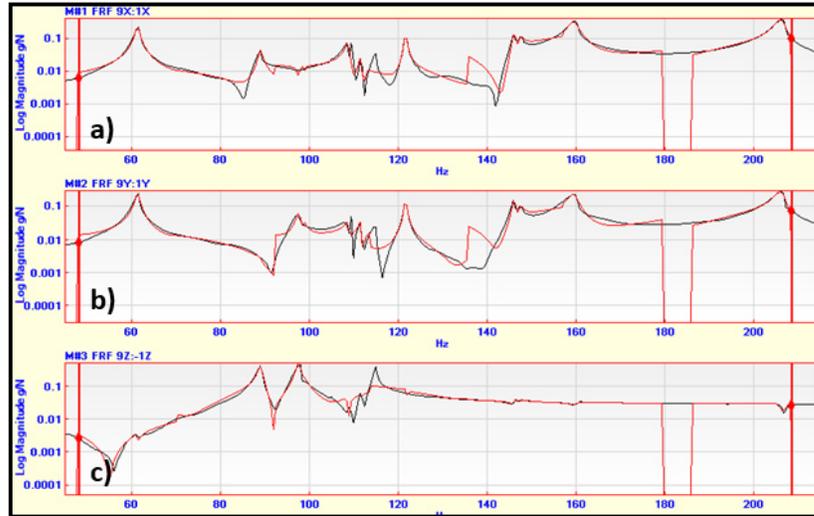


Figura 4.38. – Graficas FRF de la medición en la parte superior y la excitación en la parte inferior. a) Respuesta a la excitación en dirección X. b) Respuesta a la excitación en dirección Y. c) Respuesta a la excitación en dirección Z.

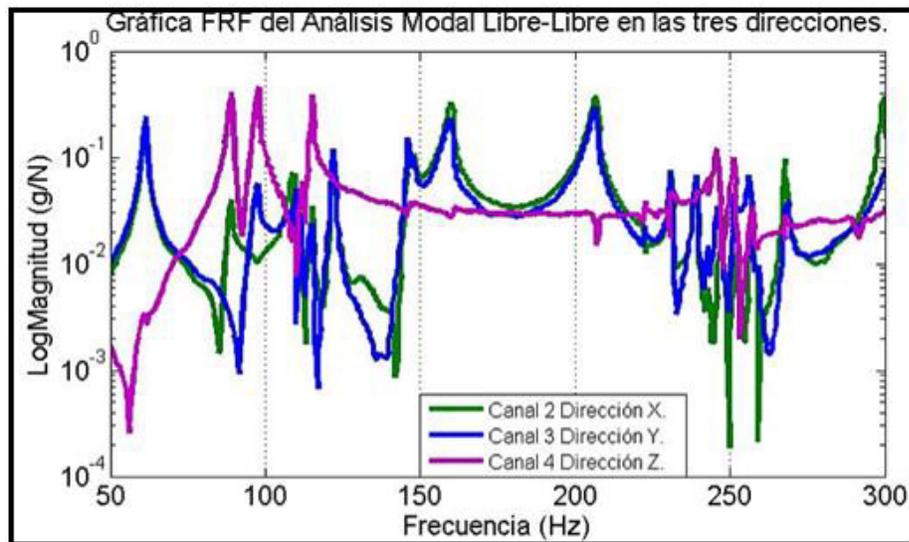


Figura 4.39. - Gráficas FRF obtenidas de la prueba modal por medio de MATLAB. La excitación fue hecha en la parte inferior en las tres direcciones (X, Y, Z) y la medición en la parte superior en sus tres direcciones.

En la Tabla 4.8, se muestran los resultados del ajuste de curvas. La tabla muestra las frecuencias modales, así como el porcentaje de amortiguamiento.

Estos valores de amortiguamiento serán de gran utilidad para el análisis modal y el análisis aleatorio matemático utilizando MATLAB como trabajo futuro.

Los parámetros modales encontrados serán comparados con los resultados experimentales. Si se encuentra que la simulación no se aproxima a los valores obtenidos en la experimentación, el modelo analítico será ajustado lo necesario hasta aproximar los resultados. Lo que se busca finalmente es tener un modelo que de acuerdo a los resultados experimentales y al modelo computacional sea base para simulaciones futuras predecibles.

Tabla 4.8. - Resultados del ajuste de curvas. Se muestran las frecuencias naturales para cada modo y el valor del amortiguamiento obtenido en el análisis modal en condición de estructura libre-libre.

Modo de vibración	Frecuencia	Unidades	Amortiguamiento (%)
1	61.2	Hz	0.75
2	88.7	Hz	0.542
3	97.1	Hz	0.665
4	105	Hz	0.183
5	108	Hz	0.547
6	109	Hz	0.186
7	111	Hz	0.294
8	115	Hz	0.452
9	116	Hz	0.0876
10	122	Hz	0.151
11	124	Hz	0.374
12	146	Hz	0.454
13	159	Hz	0.715
14	206	Hz	0.537
15	222	Hz	0.105
16	230	Hz	0.0885
17	239	Hz	0.106
18	243	Hz	0.0941
19	245	Hz	0.251
20	247	Hz	0.129
21	251	Hz	0.17
22	256	Hz	0.202
23	257	Hz	0.166
24	259	Hz	0.105
25	267	Hz	0.126
26	299	Hz	0.181

4.4. PRUEBA DE VIBRACIÓN ALEATORIA

La prueba más importante en este proyecto es la carga vibratoria aleatoria de tipo transporte. A continuación se explica la manera en que se llevó a cabo la prueba bajo condiciones del estándar ASTM D-4728, explicado anteriormente en el capítulo 2. Durante esta prueba se tuvo especial cuidado con las herramientas y condiciones del laboratorio ya que el estándar hace ciertas consideraciones para realizarla.

Para las condiciones ambientales, el estándar recomienda que 24 horas previas a la prueba se mantenga una temperatura de 23 ± 2 °C. Esto se hizo manteniendo encendido el clima central del laboratorio. Se utilizaron tres analizadores de señales en los cuales se conectaron ocho acelerómetros y estos se colocaron estratégicamente sobre la estructura para llevar a cabo las mediciones. De estos ocho acelerómetros, dos son del tipo triaxial de la marca B&K modelo 4524, un acelerómetro del tipo uniaxial de la marca B&K modelo 4507 y cinco acelerómetros de la marca PCB Piezotronics modelo 352 C22.

La Figura 4.40 muestra la localización de los acelerómetros. Para la preparación de la prueba, es necesario identificar los acelerómetros que cada analizador tendrá conectado por lo que se formaron tres grupos, siendo el “Laser” el primer grupo de acelerómetros, luego el “Quattro” y el tercero el “RT Pro Photon”.

Para el analizador de señales y control del excitador electrodinámico “Laser” (analizador uno), se conectó un acelerómetro uniaxial midiendo la respuesta en dirección vertical (Z) y en los siguientes canales (dos, tres y cuatro) se conectó un acelerómetro triaxial. Para el canal dos se midió en dirección X, para el canal tres se realizó la medición en dirección lateral (Y) y para el último canal se midió en el eje vertical (Z).

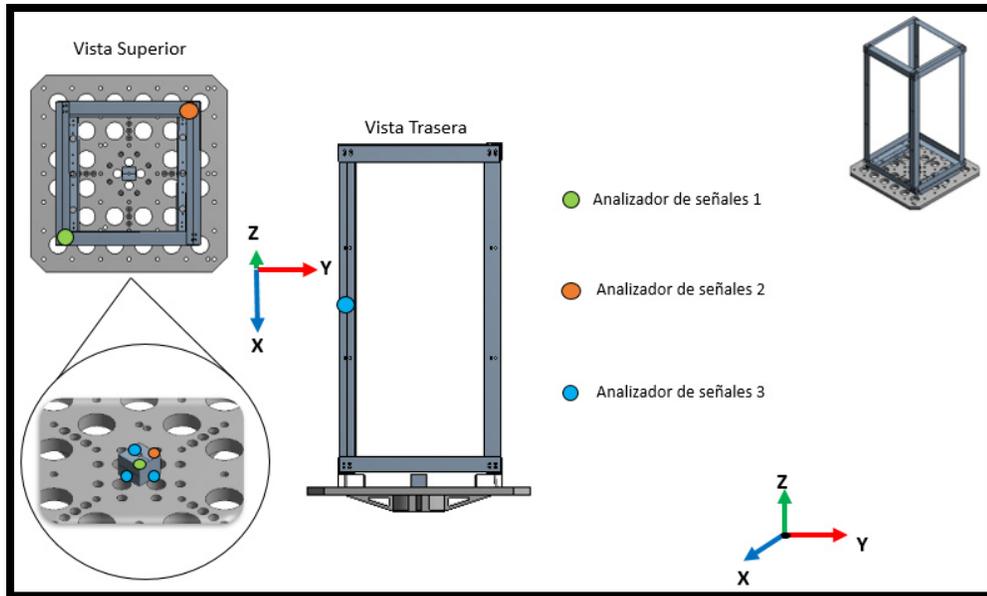


Figura 4.40. - Localización de los acelerómetros en la estructura para la prueba de vibración aleatoria.

Para el analizador de señales, Quattro (analizador dos), se conectaron a los primeros tres canales un acelerómetro triaxial y al cuarto canal un acelerómetro uniaxial. El acelerómetro triaxial mide la respuesta en la esquina superior-posterior derecho en X, Y y Z. Y el acelerómetro uniaxial mide en el centro de la base en dirección vertical (Z) sobre el block de acero y funciona como un acelerómetro de control.

Para el último analizador de señales RT Pro Photon, se conectaron en cada uno de los canales un acelerómetro. Para el canal uno, se colocó un acelerómetro uniaxial ubicado en la dirección de X del block de acero, un segundo acelerómetro en dirección Y del block, el tercer acelerómetro en la parte superior del block en dirección de Z y el último acelerómetro se colocó en el elemento vertical de la estructura midiendo la respuesta en dirección de X. Las especificaciones técnicas de los acelerómetros se presentan en el apéndice B Tabla B4.16 y Tabla B4.17. En la Tabla 4.9 se resume de mejor manera el ordenamiento de cada acelerómetro respecto al analizador utilizado para la prueba aleatoria.

Tabla 4.9. - Ordenamiento correspondiente de cada uno de los acelerómetros para cada analizador para la prueba aleatoria.

Analizador	Canal	Acelerómetro	Dirección de medición
"Laser".	1	B&K 4507-B004	Dirección Y (control).
	2	B&K 4524-30414	Dirección X.
	3		Dirección Y.
	4		Dirección Z.
"Data Physic"	1	B&K 4524-30413	Dirección X.
	2		Dirección Y.
	3		Dirección Z.
	4	PCB 352C22 LW145384	Dirección Z (control).
"Photon"	1	PCB 352C22 LW145387	Dirección X (base)
	2	PCB 352C22 LW145383	Dirección Y (base)
	3	PCB 352C22 LW140701	Dirección X (poste)
	4	PCB 352C22 LW145388	Dirección Z (base)

La Figura 4.41 muestra las imágenes de los acelerómetros montados a la estructura. Dentro de esta figura tenemos 3 imágenes: (a) Posición de acelerómetros de control al centro de la base de Aluminio (con zoom al block de acero). (b) Se observan los acelerómetros triaxiales en la parte superior de la estructura. (c) Vista frontal de la estructura fija al excitador electrodinámico.

La configuración al control de excitador electrodinámico fue la siguiente:

- **Líneas** = 1600
- **dF** = 0.16 Hz
- **Grados de Libertad (DOF)** = 154

- **Líneas = 480**
- **Valores de PSD** = los valores fueron según la **Tabla 2.1** del **Capítulo 2**.

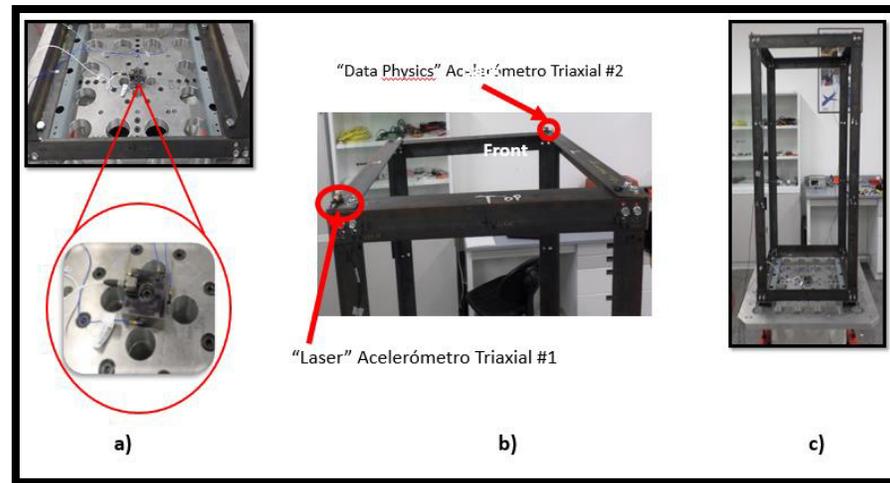


Figura 4.41. - Configuración de estructura para la prueba de vibración aleatoria. (a) Posición de acelerómetros de control al centro de la base de Aluminio (con zoom al block de acero). (b) Se observan los acelerómetros tri-axiales en la parte superior de la estructura. (c) Vista frontal de la estructura fija al excitador electrodinámico.

Para los analizadores “Quattro” y “RT Pro Photon”, se grabaron las señales en función del tiempo por 2 minutos para cada nivel de vibración. Estas señales posteriormente se utilizaran para el análisis de la señal en MATLAB. Los niveles quedaron de la siguiente manera, esta fue la programación realizada en el controlador “Laser”, la cual es muy diferente a la programación de grabación de los otros analizadores, es decir, esta es la duración de la prueba para cada nivel:

- -6 dB por 10 minutos.
- -3 dB por 10 minutos.
- 0 dB por 40 minutos.

Se debe tener mucho cuidado con el estado físico de los cables para conectar los acelerómetros. Parte de las buenas prácticas para la realización de pruebas de laboratorio es tener todo el instrumental necesario para las pruebas

en estado óptimo, al igual que el manejo de los acelerómetros debe de ser con mucho cuidado

4.4.1. DESARROLLO DE LAS MEDICIONES.

En esta fase, el conjunto de mediciones obtenidas de la prueba se guardan en formato texto y además se generan algunas imágenes representativas de las historias en tiempo y de la PSD de los tres analizadores. Los datos se transfieren del analizador a la computadora, por lo que se pueden observar en tiempo real la respuesta que la estructura tiene al nivel de vibración en ese instante en el dominio de la frecuencia.

Se programó el software con un tiempo de duración de una hora (1 hora) para la prueba. La configuración de los acelerómetros (del analizador Laser) se muestra en la Tabla B4.20 del apéndice B. La configuración para el analizador “Quattro” se presenta en la Tabla B4.19 y la Tabla B4.22 se presenta la configuración de los canales para el analizador “RT Pro Photon”, esto dentro del apéndice B. Es importante verificar la configuración en los canales para cada analizador ya que si se comete un error en seleccionar el tipo de medición (aceleración, velocidad, desplazamiento, etc.) o se insertan erróneamente los valores de sensibilidad, tendremos mediciones incorrectas y se debe volver a realizar las pruebas.

4.4.2. RESULTADOS ANÁLISIS VIBRATORIO ALEATORIO DE TRANSPORTE.

A continuación se presentan los resultados obtenidos de los analizadores y las gráficas de la respuesta en función de la frecuencia. En la Figura 4.42, se tienen las gráficas de la respuesta del analizador “Laser” se presentan las líneas de frecuencia para cada medición hecha por cada acelerómetro. La línea verde corresponde al acelerómetro de control (acelerómetro uno) midiendo en la

dirección vertical. Esta medición tiene forma similar a la PSD insertada ya que está midiendo en la misma dirección que tiene la señal de entrada, es por eso que tiene una misma forma y no tiene amplitudes ni frecuencias registradas que sean de interés ya que la base es rígida y su movimiento es igual al generado.

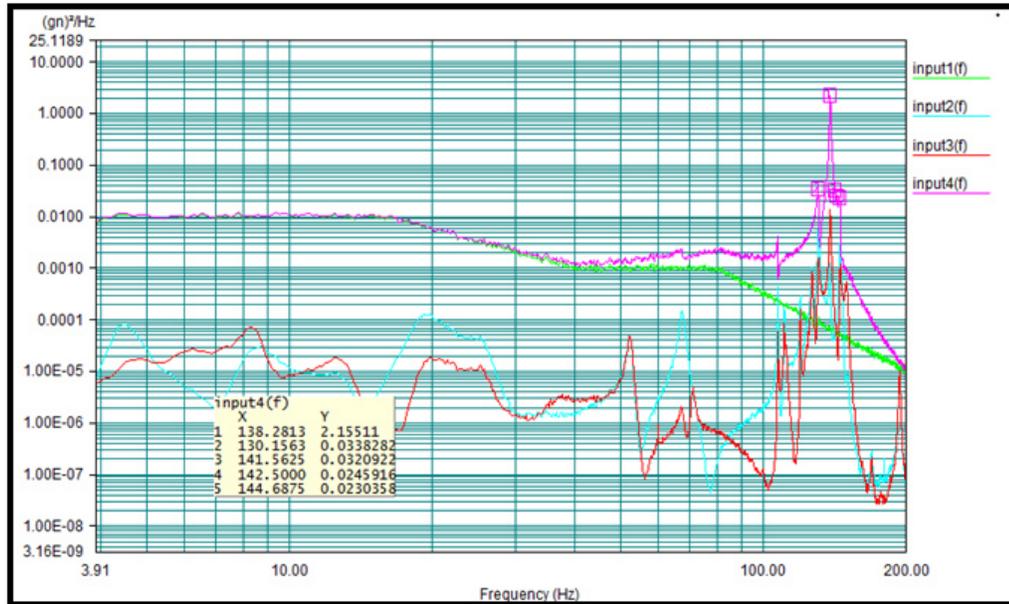


Figura 4.42. – Gráficas en el dominio de la frecuencia obtenidas directamente del analizador/control “Laser” durante toda la prueba vibratoria.

La línea azul corresponde a la medición hecha por el acelerómetro triaxial en el canal dos en la dirección X (lateral). La respuesta en esta dirección presenta una primer frecuencia en aproximadamente 65 Hz., luego tiene picos de frecuencia aproximadamente en 100 Hz., además que las frecuencias consecutivas tienen una mayor respuesta a la vibración ya que estas sobrepasan la vibración de la PSD. Al tener la medición en la parte superior, se entiende que la estructura es más flexible en esta zona y tiene mayor respuesta.

La dirección Y (lateral) medida por el canal tres del acelerómetro triaxial representa por medio de la línea roja los picos de frecuencia aproximadamente en 55, 65 y 71 Hz., estos picos no representan un daño en la estructura. Los picos siguientes son mayores a 100 Hz., y estos picos sobre pasan los valores de la

PSD y esta vibración (a esta frecuencia) se pudiese considerar como dañina para la estructura en tiempos prolongados.

La línea rosa representa la medición del canal cuatro del acelerómetro triaxial en dirección vertical. El comportamiento en la parte superior de la estructura es flexible y tiene movimiento en todas direcciones (laterales y vertical) es por esto que se presentan picos de frecuencia arriba de los 100 Hz., donde la estructura tiene mayor respuesta debido a la falta de rigidez. Las frecuencias más delicadas son de 138 a 144 Hz. Se debe tener cuidado con estas frecuencias, ya que pueden afectar directamente a la estructura por estar presentes en la misma dirección que la vibración.

En la Figura 4.43 se muestran las gráficas en el dominio de la frecuencia obtenidas de las mediciones hechas por el analizador "Data Physics" en la esquina superior de la parte trasera de la estructura (Figura 4.43). En estas gráficas se observan que las frecuencias en los tres niveles son similares y las que son mayores a 100 Hz., son las frecuencias que pudieran afectar directamente a la estructura ya que su respuesta es mayor. Debido a que la estructura solo está fija de la parte baja, es normal tener una respuesta alta a la excitación ya que la estructura se comporta como una viga en cantiléver.

Y en la Figura 4.44, se muestran las gráficas obtenidas de la medición por medio del analizador Photon. Al igual que las gráficas anteriores, se tienen tres mediciones en la base, en direcciones X, Y (laterales) y Z (vertical) además de una medición en uno de los elementos verticales (postes) de la estructura, posicionado en la parte media de este elemento. Las mediciones hechas en la base por los canales uno, dos y cuatro (X, Y, Z, respectivamente) aquí se presentan frecuencias dentro del rango de la vibración de entrada (PSD) ya que como se mencionó anteriormente se midió en la base de la estructura. Pero la respuesta obtenida en la medición del elemento vertical (línea roja en las Figura 4.44) tenemos una mayor respuesta y con valores de frecuencia mayores a los

100 Hz. Esto quiere decir que la estructura es flexible a la vibración en esa dirección y responde con mayor facilidad a la vibración. Si la frecuencia aumenta, esta pudiese tener una mayor deflexión y se puede presentar una fractura en esa dirección.

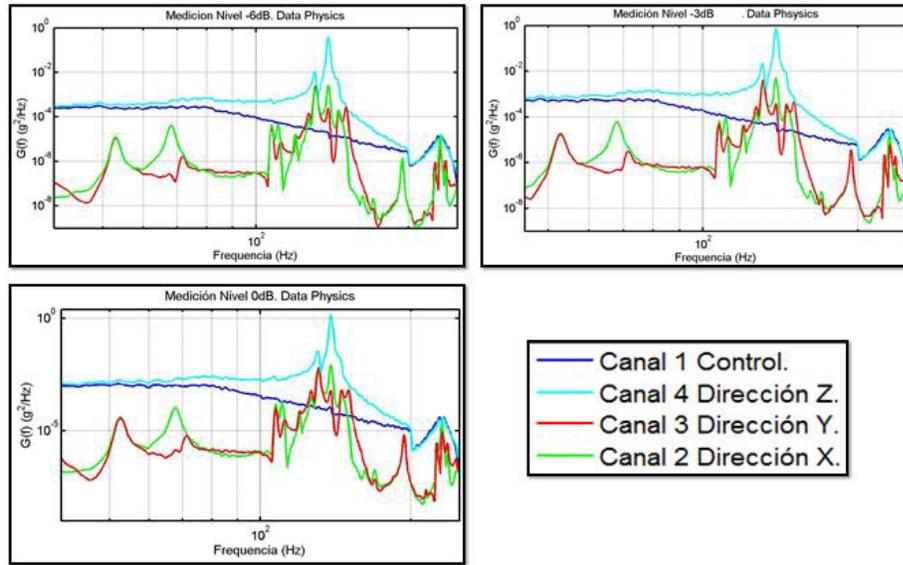


Figura 4.43. - Gráficas obtenidas del analizador Data Physics. Niveles de vibración a -6dB, -3dB y 0dB.

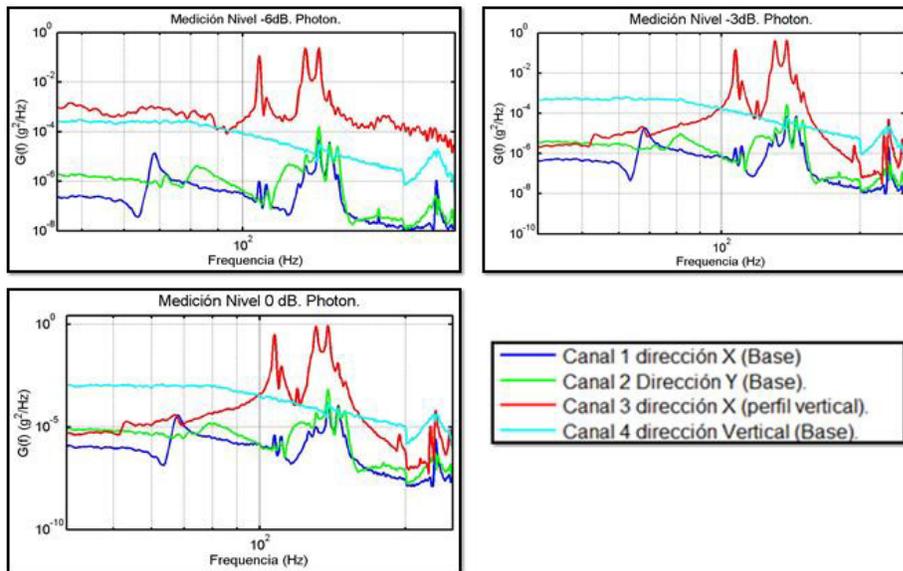


Figura 4.44. - Gráficas obtenidas del analizador "RT Pro Photon". Niveles de vibración a -6dB, -3dB y 0dB.

Al finalizar la prueba no se observaron daños físicos en la estructura, las pruebas se corrieron en varias ocasiones. En algunas de ellas con diferencia de 30 minutos entre cada una. Lo observado después de las pruebas fue que la tornillería se aflojó un poco, más no hubo ningún tornillo totalmente flojo o que se cayera durante la prueba. Se realizó una inspección visual básica, es decir, solo se buscó por medio de la apreciación por el ojo humano de alguna grieta que al final no se observó algún tipo de grieta que pudiese ser indicio de alguna fractura en la estructura.

4.5. CONCLUSIONES

Las pruebas modales jugaron un papel importante, primero porque se conocieron las propiedades características de la estructura (frecuencias naturales, modos y amortiguamiento). Con el valor de las frecuencias se tuvo un conocimiento general de la estructura identificando las frecuencias en las que la UTT presentara el fenómeno de resonancia. Con los valores de amortiguamiento obtenidos y el código de MATLAB se corroboraron las frecuencias obtenidas.

En el análisis aleatorio de vibración lo más importante a observar fue que ningún tornillo se cayera o que la estructura tuviera algún daño significativo. Esto no sucedió durante las pruebas, al final se hizo una revisión general de estado físico de la estructura. Es importante que cuando se realicen este tipo de pruebas vibratorias considerar los efectos de las aceleraciones laterales que también se generan a partir de la vibración. Por esto es recomendable cuidar durante el diseño de una estructura o producto que sea lo suficientemente rígido en las zonas donde la estructura sea más flexible o se considere un riesgo de daño bajo la operación normal de esta. También se pueden agregar elementos para disminuir la frecuencia y aumentar el amortiguamiento de la estructura.

Los cambios drásticos que pudiese tener un diseño son: Cambio de material y/o espesor de cada elemento que conforma un producto, geometría, agregar elementos que ayuden a disipar la energía vibratoria de la estructura, es decir, que reduzcan su respuesta a las vibraciones. Es importante que antes de realizar un cambio en el material o forma se prueben elementos externos que ayuden a reducir la respuesta a la vibración en ciertas direcciones (en este caso en la dirección vertical). También se recomienda que antes de utilizar la estructura en configuración para el usuario se haga un ajuste de todos los elementos que ensamblan el producto. Es de especial cuidado que productos que contienen elementos electrónicos se esté seguro de que las piezas están correctamente fijadas a la estructura para evitar algún tipo de peligro al usuario.

CAPITULO 5

ANÁLISIS Y COMPARACIÓN DE RESULTADOS

5.1. INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presenta el análisis y cambios realizados en el estudio teórico de la estructura en base a lo observado en la experimentación. Se llevó a cabo un análisis modal utilizando el software “MATLAB” con la intención de realizar una simulación conjunta entre MATLAB y ANSYS, esto para verificar que la simulación en ANSYS está correlacionando correctamente tanto en el procedimiento como los resultados, por ejemplo, los valores de rigidez y amortiguamiento de la estructura.

El estudio de las vibraciones aleatorias para la predictibilidad de modelos simulados se basa en proponer cambios que se adapten a tener modelos más cercanos a la realidad. Lo que se presenta en este capítulo son cambios finos realizados en la simulación computacional, que sin ser drásticos modifican por completo los resultados y se obtiene una mayor similitud entre los resultados teóricos y los resultados de las pruebas físicas. Debido a esto se dice que los modelos teóricos tienen alta sensibilidad a la modificación de ciertos parámetros, en especial el amortiguamiento.

MATLAB es un potente lenguaje diseñado para la computación técnica. Este puede ser utilizado en computación matemática, modelado, simulación, análisis y procesamiento de datos, así como para el desarrollo de algoritmos para la programación. Se utilizó un código para la realización del análisis modal estructural y un código para el análisis de la vibración aleatoria. Este código fue realizado por el Doctor Thomas L. Paez.

5.2. ANÁLISIS MODAL DE MATLAB.

Con el código MATLAB se obtienen los valores de frecuencia modal, rigidez, masa y amortiguamiento con los cuales se comparan los resultados con los obtenidos por ANSYS. El código MATLAB resuelve por dos métodos las ecuaciones para obtener las frecuencias naturales. Un método es el programa realizado por el Dr. Paez y el otro es una solución propia por MATLAB, esto sirve para corroborar que tanta diferencia hay entre los métodos y así realizar los ajustes necesarios.

5.2.1. METODOLOGÍA.

Esté código de MATLAB, contiene las funciones necesarias para realizar todo el análisis vibratorio completo, es decir, análisis modal y respuesta aleatoria. Lo primero que se realiza el cálculo de los parámetros de los elementos de conexión. La función de "calc_Proto_connParams00.m" calcula los parámetros de las conexiones estructurales. Se definen los parámetros de la viga. Se debe de insertar los valores de módulo de elasticidad (E), el coeficiente de Poisson (ν), las dimensiones de la viga y se generan los momentos de inercia de los elementos estructurales. Este programa calculará la matriz de rigidez y la matriz de masa de las conexiones.

Posteriormente se utiliza el código "Form_Str_KM_OM00.m" para generar los elementos de la estructura. Lo que hace es formar las matrices de masas y

rigidez de la estructura, esto se muestra en el Apéndice C. Se generan las columnas y elementos de la base superior e inferior. Esta función además calcula las formas modales y las frecuencias naturales de la estructura, realizando un análisis de valores propios ("eigen-values"). Las variables que se deben ajustar en este modelo son el factor de rigidez y el factor de deflexión. Estos factores se ajustan de acuerdo a los valores obtenidos de la prueba modal de laboratorio mostrados en la Tabla 4.8 del Capítulo 4. Se utiliza un factor de rigidez (axFact) de 0.08 y un factor de deflexión (bendFact) de 0.1.

5.2.2. RESULTADOS DE MATLAB.

Los resultados del análisis modal en MATLAB se obtienen calculando la frecuencia de la estructura sin restricciones en la frontera, es decir, condición libre-libre, tal cual se realizó en la simulación en ANSYS. Estos resultados fueron tomados en cuenta para mejorar la simulación en ANSYS. Los resultados se presentan en la Tabla 5.10. En la tabla se observa que las frecuencias naturales del sistema son más altas, es decir, la estructura es rígida y comparada con la Tabla 3.7 (capítulo 3) de la simulación en ANSYS se determina que hay diferencias en el comportamiento estructural.

Es por este motivo, que se realiza una segunda simulación modificando sus parámetros, con la finalidad de obtener mejores resultados. A continuación se presentan los cambios realizados en ANSYS y sus resultados en el análisis modal.

Tabla 5.10. - Frecuencias obtenidas a partir de la función en MATLAB generada por el Dr. Paez para el cálculo de las frecuencias modales de la estructura en condición libre-libre.

Modo	Frecuencia (Hz)
1 a 6	0.00
7	55.40
8	66.33
9	66.33
10	81.01
11	92.18
12	119.03
13	134.06
14	134.06
15	142.25
16	142.25
17	178.02
18	178.02
19	193.53
20	208.35

5.3. ANÁLISIS MODAL EN ANSYS.

En este apartado se presenta una nueva simulación usando ANSYS en base a los cambios realizados basados en los resultados y observaciones de la prueba experimental y del análisis en MATLAB. Los cambios que se realizan en esta nueva simulación son del tipo de conexión. Es importante mencionar que no se explicará de nuevo la metodología del desarrollo de una simulación, siendo el mismo procedimiento que se ha presentado en el capítulo 3 de este proyecto de tesis.

Recordemos que en la primera simulación mostrada en el capítulo 3, se utilizó una conexión tipo “viga”. Para esta nueva simulación, se decide utilizar la

conexión tipo “unión” (“Joint”, en inglés). En la Tabla 5.11, se muestra la configuración para el tipo de conexión de “unión”. A continuación en el subtema 5.3.1 se muestran estos resultados.

Tabla 5.11.- Configuración de la conexión tipo "Unión" utilizada en ANSYS para el análisis Modal.

Configuración de conexiones.	
Conexión	Uniones
Estado	Totalmente definido
Tipo de Conexión	Cuerpo-cuerpo
Tipo	Fijo
Comportamiento de elemento de Referencia	Rígido
Comportamiento de elemento móvil	Rígido

5.3.1. RESULTADOS ANSYS.

De acuerdo con lo observado en las pruebas experimentales, así como los ajustes realizados en MATLAB, se realizaron los cambios anteriormente mencionados. Los modos vibratorios obtenidos son parecidos a los modos de vibrar de la simulación donde se utilizaron las conexiones tipo “viga”. A continuación se describen cada uno de los modos obtenidos.

Los modos 7, 8 y 10 se observa un movimiento del tipo torsional en sus elementos ensamblados. Las frecuencias a las que se observa este fenómeno son 55.5, 82.1 y 88.4 Hz respectivamente. En los modos 13 y 15 los elementos verticales se comportan como el segundo modo de vibrar de una viga en cantiléver. Las frecuencias a las cuales se presenta esta respuesta son 109 y 113 Hz. En el modo 18 se presenta una deflexión en las vigas verticales, esto a una frecuencia con valor de 142 Hz. Para el modo 19 se tiene una torsión en los elementos verticales a una frecuencia de 142 Hz. El modo 20 los elementos verticales presentan un movimiento de deflexión y esto provoca un movimiento torsional en la estructura general. La frecuencia a la que se presenta este

movimiento son 159 Hz. El modo 22 presenta en sus elementos estructurales verticales un movimiento torsional, no se observan zonas con riesgo de fractura a una frecuencia de 196 Hz. Los elementos verticales así como los elementos que conforman la base en el modo 23, presenta deflexión por lo que se observa como la estructura estuviese en una expansión estructural a una frecuencia de 204 Hz. La información descrita se puede analizar de forma condensada en la Figura 5.45, que presenta las deformaciones modales de la estructura, y en la Tabla 5.12, se presentan los valores obtenidos de frecuencias naturales.

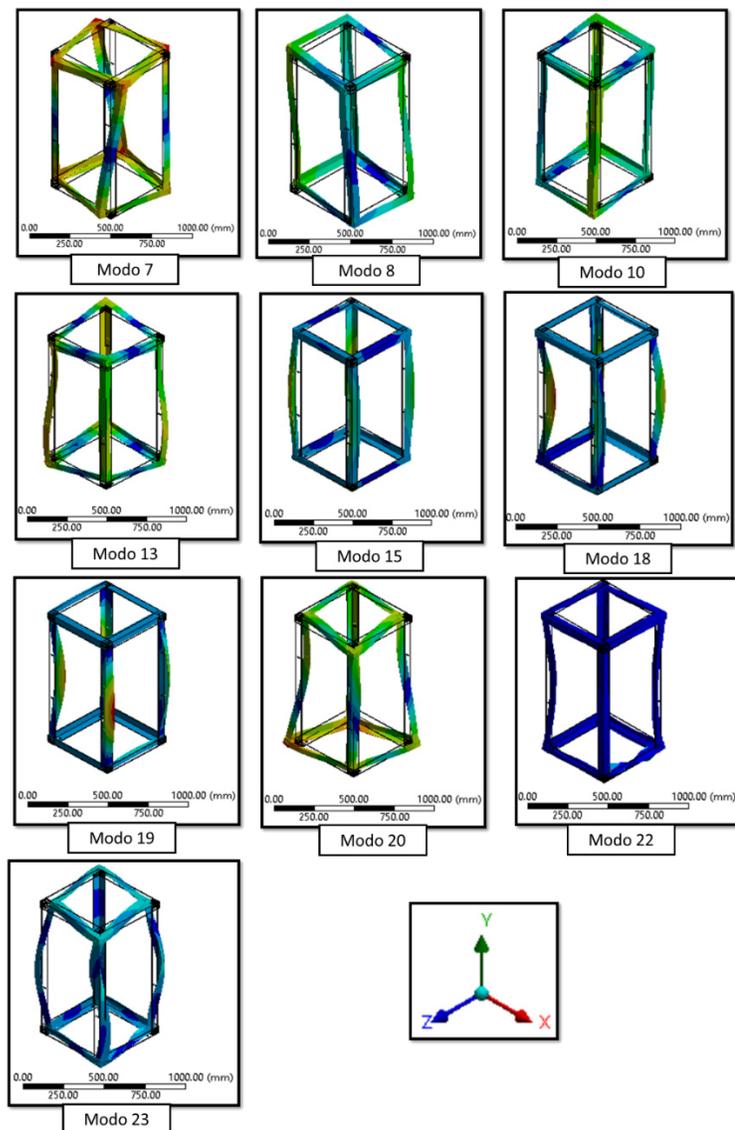


Figura 5.45. - Frecuencias modales y modos de vibrar de la estructura con conexiones tipo "Unión" obtenidas de ANSYS.

Tabla 5.12.- Tabla de frecuencias naturales y modales obtenidas del análisis en ANSYS utilizando una conexión tipo de "Unión" (Joints).

Modo	Frecuencia (Hz)
1 a 6	0.00
7	55.50
8	82.10
9	86.60
10	88.40
11	100.00
12	103.00
13	109.00
14	110.00
15	113.00
16	117.00
17	125.00
18	142.00
19	142.00
20	159.00
21	177.00
22	196.00
23	204.00

5.4. SIMULACIÓN DE VIBRACIÓN ALEATORIA EN MATLAB.

Al igual que en el análisis modal, el código de MATLAB calcula la respuesta a la vibración generada por los valores de entrada. Una vez obtenidos los valores modales, lo siguiente que hace la función es fijar la estructura para evitar desplazamiento de traslación y rotación en la base. Después de esto se realiza un análisis modal y se obtienen los parámetros característicos. Los resultados se obtienen por medio del cálculo de la frecuencia modal de MATLAB. Se obtiene los valores y gráficas de las FRF en las tres direcciones (X, Y, Z).

Después de esto, la función de MATLAB “RV_OM_struct11”, funciona de manera similar a los cálculos que realiza ANSYS por lo que se deben de generar los valores de la PSD la cual va a excitar la estructura a un nivel de menos tres decibeles (-3dB) y de cero decibeles (0dB), es decir, que de la excitación original de la prueba se excitará el 50% para menos tres decibeles y un 100% para cero decibeles. Con estos datos, se calcula el incremento de la frecuencia utilizado para el análisis de elemento finito. Se calculan los valores de la respuesta RMS en las tres direcciones (X, Y, Z) y además de la Respuesta a la PSD a seis grados de libertad de interés. Lo que se obtiene por medio de esta función son los valores y las gráficas de las frecuencias a la respuesta a la vibración.

5.4.1. RESULTADOS DEL ANÁLISIS VIBRATORIO MATLAB.

Los resultados presentados en este apartado son referentes para el análisis en ANSYS, tal y como se ha mencionado anteriormente en el punto del análisis modal en MATLAB. Se comparan los resultados experimentales contra los resultados obtenidos por el programa, con la finalidad de observar el comportamiento estructural y proponer un ajuste en la simulación en ANSYS para tener un modelo más cercano a la realidad.

Los primeros resultados que se muestran son a un nivel de menos tres decibeles (-3 dB). Se presenta la gráfica de la respuesta a la PSD con las mediciones en las tres direcciones de los nodos que se encuentran en la esquina superior, tal cual se realizó en las simulaciones previas y en la prueba de laboratorio. Esta gráfica se compara contra la gráfica obtenida en la prueba de laboratorio, la Figura 4.43 del capítulo 4. En esta gráfica (Figura 5.46) se tienen tres líneas las cuales representan una dirección de respuesta. La línea azul representa la respuesta a la PSD en dirección X. Se observa que la estructura responde a diferentes frecuencias vibratorias, las primeras frecuencias son entre 17 y 23 Hz la estructura responde pero el pico de resonancia es más redondeado por lo que se concluye que la estructura responde con un amortiguamiento mayor

en la práctica. Después presenta un pico a 62.5 Hz, si bien es un pico más definido que el anterior, no tiene una amplitud mayor y se presenta dentro de la curva de PSD insertada por lo que la estructura no presenta a esa frecuencia de respuesta un riesgo de daño. Siguiendo por la línea azul, se presenta un pico con una amplitud mayor y a una frecuencia de 136.5 Hz. A esta frecuencia la estructura responde con mayor amplitud y aquí es donde la estructura puede tener riesgo de daño, como alguna fractura o un daño mayor.

La línea verde representa la medición en dirección lateral Y. Al igual que la línea azul. Esta línea tiene una amplitud menor respuesta a la vibración, dado que la estructura es simétrica, se entiende que su respuesta es similar a la respuesta en la dirección X. También presenta un pico de resonancia a 136.5 Hz., pero de menor amplitud comparada con la línea azul.

La línea negra representa la PSD en dirección vertical. Tiene el mismo comportamiento a la PSD de entrada porque ambas se definen en la misma dirección. Estas descripciones se observan en la Figura 5.46 y en la Tabla 5.13 se presentan los valores obtenidos del análisis modal previo al análisis aleatorio.

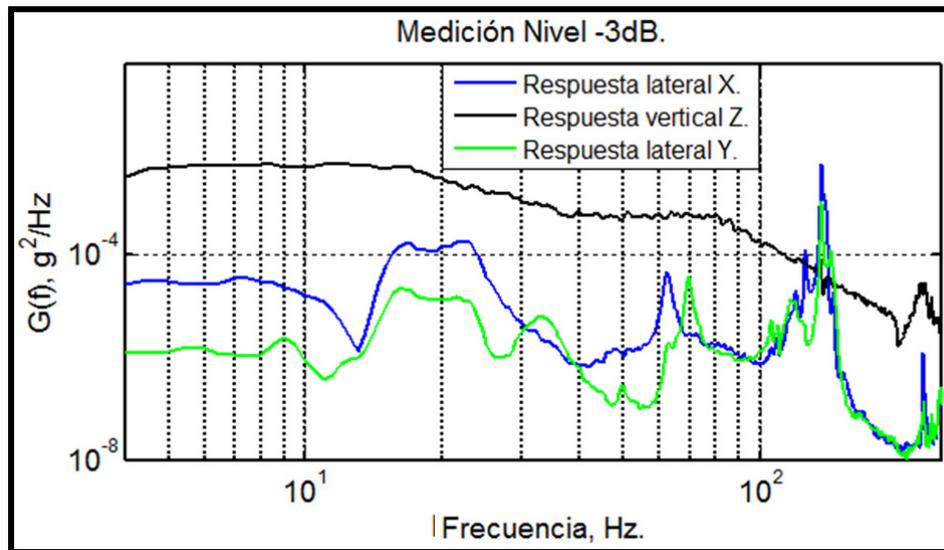


Figura 5.46. - Respuesta a la PSD a un nivel de -3 dB en el análisis aleatorio usando MATLAB. Resultados en las tres direcciones (X, Y, Z).

Tabla 5.13. - Resultados obtenidos del análisis previo al análisis de vibración aleatoria utilizando MATLAB. La columna "modo" corresponde a los modos de vibración. La columna "Frecuencia TLP" hace referencia al código propio generado por el Dr. Thomas L. Paez, y la última columna se refiere al cálculo que realiza propiamente MATLAB.

MATLAB Vibración Aleatoria		
Modo	Frecuencia (Hz) TLP	Frecuencia (Hz) MATLAB
1	21.97	21.97
2	23.05	23.05
3	35.05	35.05
4	92.84	92.84
5	139.50	139.50
6	140.70	140.70
7	144.90	144.90
8	145.80	145.80
9	162.80	162.80
10	164.90	164.90
11	173.30	173.30
12	183.90	183.90

Para la medición a un nivel de cero decibeles (0 dB), se presenta a continuación la Figura 5.47. Se entiende que el nivel de vibración es el 100%. Al igual que en la medición anterior, se obtiene la gráfica de la respuesta a la vibración en las tres direcciones. En la línea azul que representa el cálculo en la dirección X, se presenta un pico de resonancia a 62 Hz. Luego se presentan a una mayor frecuencia picos que no tienen mucha respuesta en amplitud, esto puede ser que los picos que se presenten en otras direcciones y respondan con

mayor amplitud. La frecuencia con mayor amplitud que encontramos en esta dirección, corresponde a una frecuencia de 136.5 Hz.

La línea verde representa la medición en la dirección lateral Y. Como se ha mencionado, al ser una estructura simétrica, se tiene casi la misma respuesta a la vibración. En algunos casos la estructura responde mejor de un lado de la estructura que de otro. En este caso, se presenta un pico de frecuencia a 70 Hz., luego se presenta un pico pequeño a 106 Hz, otro a 117 Hz., y luego el pico con mayor amplitud es de 136.5 Hz. La línea negra representa al movimiento que se tiene en dirección vertical Z y sigue de igual manera al movimiento que se genera por los valores de PSD insertados en la misma dirección.

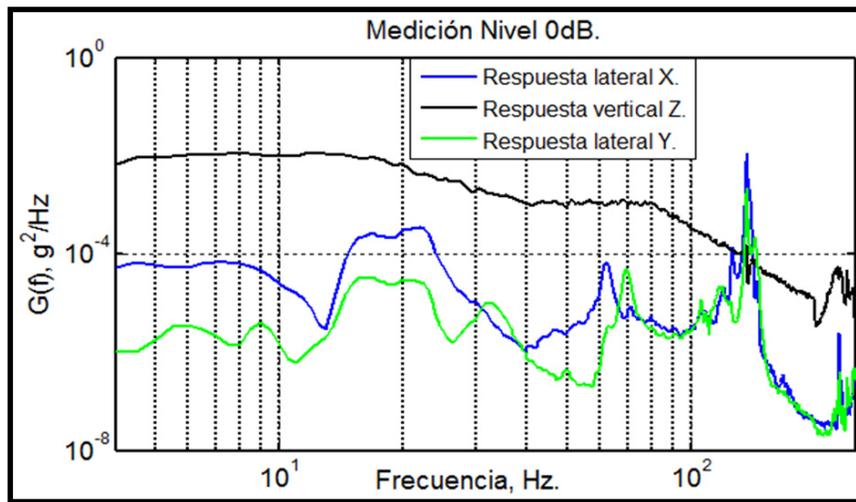


Figura 5.47. - Respuesta a la PSD a un nivel de 0 dB. Análisis realizado por MATLAB en las tres direcciones (X, Y, Z).

5.5. ANÁLISIS VIBRATORIO ALEATORIO EN ANSYS.

De manera similar a la sección de análisis modal, los resultados obtenidos por MATLAB se utilizaron para ajustar el modelo en ANSYS. Debido a que la metodología seguida para realizar la simulación en ANSYS fue presentada en el capítulo 3 de este proyecto, no se repite en esta sección.

A continuación se muestran y se explican los resultados obtenidos con los ajustes. Cabe mencionar, que los ajustes realizados para esta simulación son los mismos que se realizaron para el análisis modal, es decir, se utilizaron conexiones tipo “unión” (joint, en inglés) y esto mejoró notablemente en los resultados dando una mayor aproximación según lo observado en las pruebas de laboratorio.

5.5.1. RESULTADOS DEL ANÁLISIS ALEATORIO EN ANSYS.

Los resultados aquí mostrados representan la respuesta a la excitación medida en la esquina superior derecha, tal cual se realizó en el laboratorio. Se espera que la Figura 5.48 sea muy parecida a la Figura 5.47, porque el ajuste que se hizo fue en las conexiones que afectan a la rigidez de la estructura, aumentando su frecuencia pero no afectando demasiado el amortiguamiento que tiene la UTT. A diferencia de MATLAB y la prueba de laboratorio, en ANSYS no se programa el nivel de excitación por lo que se presenta una gráfica que se debe entender como la respuesta al 100% de la excitación aleatoria del perfil de entrada.

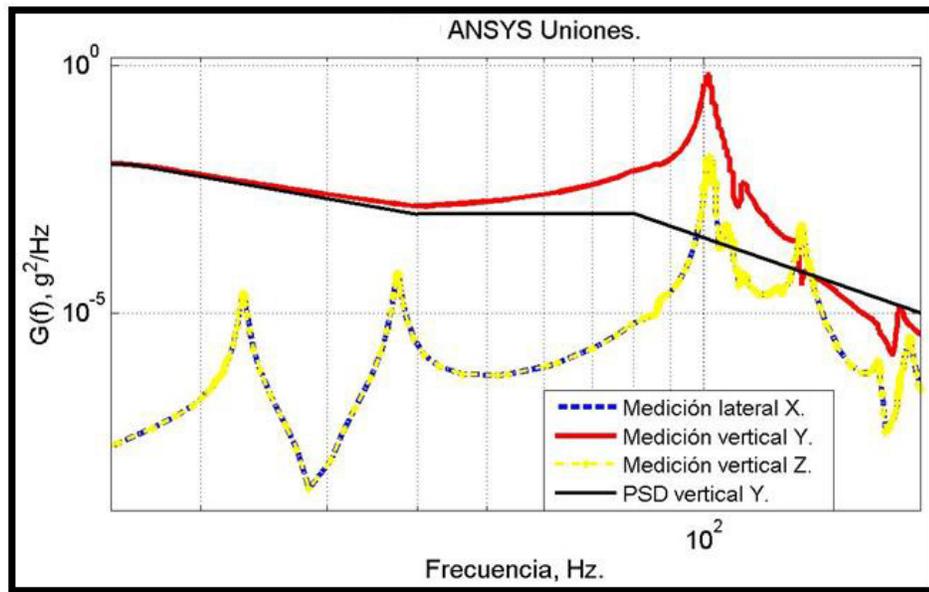


Figura 5.48. - Gráficas de la respuesta a la PSD obtenidas de la simulación en ANSYS utilizando un tipo de conexión "Unión".

Tabla 5.14 La Tabla 5.14 se presentan los valores del análisis modal que se realiza previamente al análisis aleatorio. Este análisis se realiza siempre previamente ya que las formas modales y frecuencias cambian debido a la condición frontera que se aplica en el modelo.

En la Figura 5.48 se muestran las tres líneas que representan la respuesta en cada una de las direcciones (X, Y, Z). La línea azul representa la dirección lateral X. Aquí se tiene una frecuencia de 22.9 Hz, luego se presenta una frecuencia a 37.6, 102, 108 y 137 Hz. Para la línea punteada y con un marcador de punto en color amarillo se tienen los mismos valores de frecuencia que la línea azul. Esta línea (amarilla) representa la medición en dirección lateral Z. La línea roja sigue el comportamiento de la PSD de entrada (línea negra), la estructura sigue este movimiento pero a la frecuencia de 102 Hz, se presenta un pico de resonancia, es decir, la estructura responde considerablemente a esta vibración con gran amplitud en dirección vertical.

Esto como ya se ha mencionado anteriormente, es una señal de que la estructura no es totalmente rígida y pudiese representar el comportamiento de las uniones que pueden comportarse de una manera no lineal y además no son rígidos en su totalidad al ser tornillos auto-enroscables, debido a estas causas, se espera que la estructura esté teniendo mayor flexibilidad en estos puntos.

Tabla 5.14. - Resultados modales previos al análisis modal para la simulación aleatoria en ANSYS.

ANSYS Vibración Aleatoria conexión "Unión".	
Modo	Frecuencia (Hz)
1	21.20
2	22.90
3	37.60
4	86.60
5	101.00
6	102.00
7	103.00
8	108.00
9	110.00
10	113.00
11	124.00
12	128.00
13	136.00
14	137.00
15	140.00
16	175.00
17	187.00
18	194.00
19	207.00
20	209.00

5.6. CONCLUSIONES

El objetivo del capítulo fue justificar el cambio hecho en ANSYS validando mediante el software MATLAB con un modelo matemático de toda la estructura a prueba, siendo este punto de gran importancia para este trabajo, ya que el objetivo general de la tesis es obtener un modelo que sea predecible el comportamiento de una estructura bajo cargas vibratorias de tipo aleatoria.

El tipo de unión es muy importante para la simulación y estudio de modelos metal-mecánicos. Se tiene una gran variedad de conexiones dentro de los paquetes de programas computacionales para la simulación y es preciso conocer cada uno de estos para realizar correctamente estos análisis. Las conexiones de tipo “unión” arrojaron un resultado bastante cercano a lo que en realidad ocurre con el comportamiento. Podemos deducir que se tienen conexiones más rígidas y que una conexión tipo viga no es suficiente para compararlas con la realidad.

Para estudios futuros será conveniente experimentar con otras variaciones en el comportamiento de la conexión de tipo “unión”, por ejemplo modificar sus características principales y observar el comportamiento que se tiene, además de seguir estudiando las variantes que tienen otras conexiones como el tipo de soldadura o resortes que se pueden utilizar dependiendo del modelo real.

CAPITULO 6

CONCLUSIONES GENERALES Y RECOMENDACIONES

Se ha presentado en este documento el diseño y manufactura de una estructura, enfocado al desarrollo teórico y validación experimental de pruebas de vibraciones modales y aleatorias para fines de transporte terrestre. Se presentan en este último capítulo las principales conclusiones y se recomiendan posibilidades para continuar este trabajo a futuro.

6.1. CONCLUSIONES GENERALES

La primera etapa de este proyecto consistió en la conceptualización de la base y de la estructura que se sometería a la prueba vibratoria y fue la base para las simulaciones. Se diseñaron varios modelos de estructuras que en conjunto con el personal de la empresa, para que se tuviera una unidad representativa para las pruebas. Para la estructura metálica, se debía diseñar bajo ciertas consideraciones de las cuales el peso tenía mucha influencia y que fuese una representación del cargador eléctrico y que se utilizara tornillería auto-enroscables como la utilizada para el ensamble de los productos de la empresa. En el caso de

la base, esta debía tener un peso no mayor a 40 kg y ser lo suficientemente rígida para que sus frecuencias naturales no interfirieran o pudiesen dañar y afectar las pruebas de laboratorio. En conjunto la base y la estructura no debían sobre pasar los 100 kg que el excitador electrodinámico puede soportar. Ambas unidades (base y estructura) fueron diseñadas para ensamblarse en el excitador electrodinámico disponible en el laboratorio de dinámica estructural.

Posteriormente, en la segunda etapa se desarrolló la manufactura y simulaciones previas. En esta etapa se compró el material para la base y la estructura con proveedores locales y la manufactura se llevó a cabo en las instalaciones de Schneider Electric. El desarrollo y manufactura de la base se realizó de manera externa por parte de la empresa PHAR.

Las simulaciones previas se realizaron con apoyo del personal de la empresa Schneider Electric, del área de “Simulación avanzada” con supervisión del Ing. Waldo Arcos. Las primeras simulaciones que se realizaron fueron: el análisis modal de la base y de la estructura respectivamente y la prueba aleatoria para la estructura. El análisis modal considerando el modelo en condiciones frontera libre-libre. La forma en que se conectó la estructura fue utilizando el tipo “viga”. Los resultados obtenidos fueron las frecuencias naturales y modos de vibrar de la estructura, alrededor de 22 frecuencias naturales en un rango de 0 a 200 Hz que es el rango que manejan estas pruebas vibratorias y los cuales sirvieron como información previa para las pruebas experimentales y también para seleccionar el tipo de configuración que se utilizaría durante las pruebas en el laboratorio. En algunos casos se obtuvieron hasta 26 frecuencias naturales y modos de vibrar abarcando un mayor rango para conocer más el comportamiento de la UUT. Después del análisis modal se realizó un análisis de vibración aleatoria en base a un perfil de vibración dado por el estándar ASTM D-4728 obteniendo la respuesta a la del sistema en diferentes en puntos estratégicos.

Como tercera etapa, se realizaron de las pruebas de laboratorio. Primeramente se realizó la prueba modal con la estructura en condiciones libres, es decir, suspendida con soportes elásticos. Los valores obtenidos se comparan gráficamente observando los picos que se presentan su amplitud y su frecuencia y los valores de las frecuencias naturales se presentan en forma de tablas, se sabe que los valores no son cien por ciento exactos pero son muy cercanos. Se extrajeron los parámetros característicos de la estructura: Frecuencia natural, modos y amortiguamiento con la ayuda de los analizadores y su respectivo software. Para el procesamiento de esta información se utilizó el software Me'Scope con una metodología de ajuste de las curvas de respuesta en frecuencia medidas. Posteriormente, con estos datos se realizaron ajustes en el programa MATLAB con la finalidad de ajustar la predicción del modelo y ayudar a la simulación en ANSYS. De acuerdo a lo analizado, se concluye que con este código realizando un ajuste en los parámetros de las conexiones puedes tener: (1) un modelo más cercano a la realidad, haciéndolo más rígido o menos, de acuerdo al sistema que se esté analizando. (2) que los parámetros de las conexiones juegan un papel importante en el comportamiento de la estructura.

Posteriormente, se realizaron las pruebas de vibración aleatoria. Se definió un protocolo de prueba en base a los resultados de las pruebas modales, para la ubicación de los sensores y la programación del perfil en base al estándar ASTM D-4728 para pruebas de transporte. Cada prueba que se realizó tuvo como duración una hora y se evaluó la condición física de la estructura al finalizar sin registrar ni se observar daño físico alguno. La razón de haber sido varias pruebas, principalmente fue por la falta de experiencia de manejo del equipo. Además de llevar a cabo ajustes en la configuración tanto del software como de las herramientas hasta estar seguro de que las pruebas se llevaron correctamente y además se hicieron análisis de los datos obtenidos y se fueron ajustando los modelos previos hasta tener un modelo final.

En la parte final, se llevó a cabo el análisis de resultados. Se realizó un cambio especialmente en el tipo de conexión utilizado, pasando del uso del tipo “viga” a una conexión de tipo “unión”. Este conector restringe los grados de libertad de las piezas unidas resultando en una mayor rigidez entre ellas. Gracias a este cambio se obtuvieron valores más próximos a los resultados de la experimentación.

De manera global, se concluye que el uso de los modelos en software de elemento finito presentan una menor rigidez que el modelo real, por lo que los resultados teóricos pueden diferir con respecto a los reales, lo cual se puede solucionar alterando los valores característicos de la conexión o incluso estudiando (más allá de este proyecto) los valores de amortiguamiento estructural. Aunque de manera general se puede hacer uso de los resultados de las simulaciones para el diseño de nuevas estructuras, es importante la validación experimental ya que dan una mejor idea del comportamiento que los modelos teóricos idealizados, se sabe que los materiales pueden venir con propiedades diferentes (no de tan buena calidad o con golpes, afectando su geometría y llegando a cambiar la forma en que disipan la energía y sus frecuencias naturales) o que las condiciones ambientales afecten al sistema. Para casos donde el principal motivo es verificar el diseño, se puede diseñar una de una estructura simplificada, ya que refleja las principales propiedades dinámicas en los rangos de frecuencia definidos por pruebas de transporte y el tiempo de modelado se puede reducir al usar modelos más sencillos y con un software más económico, el cual permita variar los valores principales que afectan el comportamiento estructural y se puedan obtener valores cercanos a la realidad.

6.2. RECOMENDACIONES PARA TRABAJO FUTURO.

Dentro del desarrollo de este proyecto, se han descubierto varias posibilidades que por ser demasiado amplias, quedan fuera de los alcances de tiempo y forma en esta tesis, sin embargo se sugieren como posibles líneas de

investigación a futuro para darle continuidad al proyecto. Una posibilidad es el mejorar las simulaciones estructurales y obtener mayor predictibilidad en estas, por ejemplo, utilizar otros tipos de conexiones para simplificar los modelos, hacer un ajuste en los valores de amortiguamiento. Diseñar o rediseñar productos más resistentes (dependiendo la finalidad de este) para evitar daños durante la transportación. Diseñar y rediseñar empaque para el cuidado durante la transportación de los productos y así asegurar el buen estado físico. Buscar estudiar los efectos de las aceleraciones en dirección horizontal. Con el mejoramiento del análisis de elemento finito se pretende reducir los costos por pruebas físicas destructivas.

Se tienen otras posibilidades, por ejemplo, el estudio los efectos de las vibraciones aleatorias al causar daño acumulativo de tipo fatiga usando el método conocido como FDS por sus siglas en inglés "Fatigue Damage Spectrum". Este método consiste predecir la vida en base al número de ciclos de trabajo para cargas de vibración aleatoria, similar al cálculo de vida para cargas cíclicas.

Queda también como posibilidad el desarrollo de modelos matemáticos más simples que permitan predecir el comportamiento dinámico sin requerir el uso de software de simulación especializado, dado que para los rangos de interés de estas pruebas, no se requiera tanta finura en los modelos. En el apartado de las pruebas experimentales, se sugiere continuar con estudios de otras cargas a los que este tipo de componentes es sujeto, por ejemplo cargas debidas a terremotos, para lo cual se requiere un sistema de excitación en los tres ejes.

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Significado	Unidades
F	Fuerza	N
f	Frecuencia lineal.	Hz
$H(\omega)$	Función de la respuesta en frecuencia.	
[K]	Matriz de rigidez.	N/m
K	Coefficiente de rigidez.	N/m
k	Constante de rigidez.	N/m
[M]	Matriz de masa.	kg
M	Coefficiente de masa.	kg
T	periodo	s
t	tiempo	s
[X]	matriz modal	m
x	Desplazamiento / amplitud de la masa.	m
\vec{x}	vector de desplazamiento	m
x(t)	función del tiempo	
x ₀	amplitud máxima	m
\dot{x}	Primer derivada del desplazamiento. Velocidad	m/s

\ddot{x}	Segunda derivada del desplazamiento. Aceleración.	$\frac{m}{s^2}$
η	factor de pérdida	
φ	Modos de frecuencia. Formas modales	
$\{\varphi\}$	vectores modales	
ω	frecuencia natural de oscilación	rad/s

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Brüel & Kjaer, «Measuring Vibration,» Brüel & Kjaer, 1982.
- [2] G. A. S. J. W. K.K. Sairajan, "Correlation of finite element models of multi-physics systems.," *Journal of Sound and Vibration*, pp. 1-2, 2014.
- [3] W. H. Chen, W. Lin, S. Chen, Y. Q. Ni, Y. Xia y W. Y. Liao, *Theoretical and experimental modal analysis of the Guangzhou New TV Tower.*, Guangzhou: Elsevier, 2011.
- [4] V.-X. Tran, S. Geniaut, E. Galenne y I. Nistor, «A modal analysis for computation of stress intensity factors under dynamic loading conditions at low frequency using eXtended Finite Element Method.,» *Engineering Fracture Mechanics.*, p. 1, 2012.
- [5] D. Gregory, F. Bitsie y D. O. Smallwood, *Comparison of the Response of a Simple Structure to Single Axis and Multiple Axis Random Vibration Inputs.*, Alburquerque.
- [6] S. Zivanovic, A. Pavic y P. Reynolds, *Modal Testing and FE model tuning of a lively footbridge structure.*, Sheffield, UK.: Elsevier, 2006.
- [7] M. A. García-Romeu y V. Rouillard, «Análisis de Vibraciones en el Transporte para su Replicación, Simulación y Ensayo en Laboratorio.,» de *Congreso de Logística y Gestión de la Cadena de Suministro.*, Zaragoza, 2007.
- [8] M. S. Allen, H. M. Gindlin y R. L. Mayes, *Experimental modal substructuring to estimate fixed-base modes*, Albuquerque, NM.: Elsevier, 2011.
- [9] E. Wang y T. Nelson, *Structural Dynamic Capabilities of ANSYS*, Munich, Alemania: CADFEM GmbH., 2001.
- [10] M. A. Peres, R. W. Bono y D. L. Brown, *Practical Aspects of Shaker Measurements for Modal*, Cincinnati, Ohio.: University of Cincinnati, Department Mechanical Engineering, 2010.
- [11] C. A. González-Cruz, J. C. Jáuregui-Correa y C. López-Cajún, «Experimental analysis of synchronization and dynamics in an automobile as a complex system.,» *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vols. %1 de %260-61, pp. 472-484, 2015.
- [12] V. Arora, «Structural damping identification method using normal FRFs.,» *International Journal of Solid and Structures.*, vol. 51, pp. 133-134, 2014.
- [13] M. Mahendran, «Applications of Finite Element Analysis in Structural Engineering.,» de *Conference on Computer Aided Engineering.*, Chennai, India., 2007.
- [14] T. L. Paez, «Structural Dynamics Associates.,» 2012. [En línea]. Available: <http://www.structuraldynamicsassociates.com/theteam.html>. [Último acceso: 9 Enero 2016].
- [15] Budynas-Nisbett, Shigley's Mechanical Engineering Design, USA: McGraw Hill, 2006.
- [16] Wikipedia, «Wikipedia: Método de los Elementos Finitos,» Wikipedia, 2015. [En línea]. Available:

- https://es.wikipedia.org/wiki/M%C3%A9todo_de_los_elementos_finitos. [Último acceso: 28 Julio 2015].
- [17] R. L. Norton, *Diseño de Maquinaria.*, Mexico: Mc Graw Hill, 2009.
- [18] Wikipedia, «Wikipedia: Creo Elements Pro-E,» Parametric Technology Corporation, 2015. [En línea]. Available: https://es.wikipedia.org/wiki/Creo_Elements/Pro. [Último acceso: 28 Julio 2015].
- [19] Wikipedia, «Wikipedia: Ansys,» Dassault Systems, [En línea]. Available: <https://es.wikipedia.org/wiki/ANSYS>. [Último acceso: 28 Julio 2015].
- [20] T. R. Chandrupatla y A. D. Belegundu, *Introducción al estudio del elemento Finito en Ingeniería.*, Mexico: Prentice Hall, 1999.
- [21] J. Res y N. Bur, «Wikipedia,» 1950. [En línea]. Available: https://es.wikipedia.org/wiki/Algoritmo_de_Lanczos#cite_ref-1. [Último acceso: 14 Septiembre 2015].
- [22] R. C. Hibbeler, *Structural Analysis*, New Jersey: Pearson Prentice Hall, 2012.
- [23] R. C. Hibbeler, *Structural Analysis, USA*: Pearson, 2012.
- [24] Research Engineering & Manufacturing Inc., «Taptite II and Other Trilobular Products,» Middletown, Rhode Island, 2001.
- [25] S. S. Rao, *Vibraciones Mecánicas*, Mexico: Pearson Education, 2012, p. 13.
- [26] K. G. McConnell y P. S. Varoto, *Vibration Testing: Theory and Practice*, Canada: John Wiley and Sons, Inc., 2008.
- [27] J. P. D. Hartog, *Mecánica de las Vibraciones*, México, D.F.: McGraw Hill, 1982.
- [28] SINAIS: Ingeniería de Mantenimiento., «SINAIS,» 2013. [En línea]. Available: http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/resonancia/introduccion_resonancia.html. [Último acceso: 22 Junio 2015].
- [29] Z.-F. F. Jimin He, *Modal Analysis*, England: Butterworth-Heinemann, 2001.
- [30] C. Hutin, «Modal Analysis Using Appropriated Excitation Techniques,» *Sound and Vibration: Structural Analysis*, p. 9, 2000.
- [31] O. Dossing, «Structural Testing,» B&K, Naerum, Denmark., 1988.
- [32] M. A. García-Romeu y V. Rouillard, «Análisis de vibraciones en el transporte para su replicación, simulación y ensayo en laboratorio.,» de *Primer congreso de Logística y Gestión de la Cadena de Suministro.*, Zaragoza, España., 2007.
- [33] International Safe Transit Association, «ISTA 2B Partial Simulation Performance Test Procedure.,» 15 Octubre 2012. [En línea]. Available: www.ista.org. [Último acceso: 25 06 2015].
- [34] ASTM International, *ASTM D4728-01 Standard Test Method for Random Vibration Testing of Shipping Containers.*, West Conshohocken, PA.: ASTM International, 2001.

- [35] ASTM International, *Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials.*, United States: ASTM, 2012, p. 3.
- [36] M. d. J. Gallegos Fabela, J. R. Hernández Jimenes, D. Vazquez Vega y A. Lozano Guzman, «Vibración durante el transporte y su efecto en perecederos. Enfoque Introductorio.» Secretaria de Comunicaciones y Transporte. Instituto Mexicano del Transporte., Sanfandila, Queretaro., 2002.
- [37] J. Trampe Broch, *Mechanical Vibration and Shock Measurements.*, Naerum, Denmark.: B&K, 1984.
- [38] PCB Piezotronics, «Modally Tuned Impulse Hammer w/force sensor and tips, o to 100 lbf, 50. Installation and Operating Manual.» PCB, Depew, NY..
- [39] J. He y Z.-F. Fu, *Modal Analysis.*, Oxford.: Butterworth - Heinemann., 2001.
- [40] Vibrant Technology, «Vibrant Technology,» Vibetech, 2015. [En línea]. Available: <http://vibetech.com/mescope/mescopeeves-overview/>. [Último acceso: 31 Octubre 2015].
- [41] G. White, *Introducción al Análisis de Vibraciones*, Azima DLI, 2010.
- [42] Fitzgerald, *Mecánica de Materiales*, Mexico: Alfaomega, 2007.
- [43] F. P. Beer, J. E. Russell Johnston y J. T. DeWolf., *Mecánica de Materiales*, Mexico: McGraw-Hill Interamericana, 2001.
- [44] J. M. Gere y B. J. Goodno, *Mecánica de Materiales*, Mexico: Cengage Learning, 2009.
- [45] Budynas-Nisbett, *Mechanical Engineering: Shigley's Mechanical Engineering Design.*, USA: McGraw-Hill, 2006.
- [46] C. M. Harris, *Harris' Shock and Vibration Handbook*, USA: McGraw-Hill, 2002.
- [47] C. F. B. BSc., *Structural Vibration: Analysis and Damping*, London, Great Britain.: Arnold, 1996.
- [48] D. G. Ullman, *The Mechanical Design Process*, USA: McGraw-Hill, 2010.
- [49] S. S. Rao, *Vibraciones Mecánicas*, Mexico: Pearson Educacion, 2012.
- [50] P. J. T. Broch, *Mechanical Vibration and Shock Measurements*, Denmark: Brüel & Kjael, 1984.
- [51] A. K. Chopra, *Dynamics of Structures: Theory and Applications to Earthquake Engineering.*, South of Asia: Pearson Education, 2009.
- [52] R. W. Clough y J. Penzien, *Dynamics of Structures*, USA: Computers & Structures, Inc., 2003.
- [53] T. Stolarski y Y. N. & S. Yoshimoto., *Engineering Analysis with Ansys Software*, Elsevier Butterworth-Heinemann, 2006.
- [54] S. Moaveni, *Finite Element Analysis: Theory and Application with ANSYS*, USA: Prentice-Hall, Inc., 1999.
- [55] C. F. Beards, *Structural Vibration: Analysis and Damping*, USA: Butterworth-Heinemann, 2003.

- [56] O. C. Zienkiewicz y R. L. Taylor, *The Finite Element Method for Solid and Structural Mechanics*, USA: Butterworth-Heinemann, 2000.
- [57] W. A. Gardner, *Introduction to Random Processes*, USA: McGraw-Hill, Inc., 1990.
- [58] H. P. Hsu, *Theory and Problems of Probability, Random Variables, and Random Processes.*, USA: McGraw-Hill, 1997.
- [59] A. Brandt, *Noise and Vibration Analysis: Signal Analysis and Experimental Procedures.*, United Kingdom: Wiley, 2011.
- [60] O. Dossing, «Structural Testing: Part I Mechanical Mobility Measurements,» April 1988. [En línea]. Available: <http://www.bksv.com/doc/br0458.pdf>.
- [61] O. Dossing, «Brüel & Kjae,» Marzo 1988. [En línea]. Available: <http://www.bksv.com/doc/br0507.pdf>.
- [62] H. Ahmadian, «Modal Testing,» Iran University of Science and Technology, Iran.
- [63] B. & Kjae, «Vibration Testing,» Brüel & Kjae, 1983.
- [64] I. Piscan, N. Predincea y N. Pop, «Finite Element Analysis of Bolted Joint,» *Proceedings in Manufacturing Systems, Vol. 5*, p. 6, 2010.
- [65] J. C. M. Rdz., *Análisis Estructural con Elementos Finitos (Tesis).*, Nuevo Leon: UANL, 1992.
- [66] B. J. Schwarz y M. H. Richardson, «Introduction to Operating Deflection Shapes,» Vibrant Technology, Inc., Jamestown, California, 1999.
- [67] M. Richardson, «Modal Analysis versus Finite-Element Analysis,» *Sound and Vibration*, pp. 5-6, 2005.
- [68] T. L. Paez y L. Swiler, «Probabilistic Methods in Model Validation,» de *Proceedings of the IMAC-XXVII*, Orlando, Florida USA, 2009.
- [69] T. L. Paez, «The History of random vibrations through 1958,» *ScienceDirect Mechanical Systems and Signal Processing*, pp. 1-36, 2006.
- [70] M. H. Richardson, «Is it a Mode Shape, or an Operating Deflection Shape?,» *Sound & Vibration*, pp. 1-11, 1997.
- [71] K. A. Ramsey, «Effective Measurements for Structural Dynamics Testing,» *Sound and Vibration*, pp. 1-26, 1975.
- [72] D. J. Ewins, «Basics and state of art of modal testing.,» *Sādhanā India*, pp. 1-14, 2000.
- [73] P. Avitabile, «Experimental Modal Analysis,» Massachusetts, 2001.

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1.1.- MODELO DEL CARGADOR ELÉCTRICO (EV'S CHARGER) ESTACIONARIO FABRICADO POR LA EMPRESA SCHNEIDER ELECTRIC.....	13
FIGURA 2.2.- ELEMENTOS ESTRUCTURALES "BARRAS DE ACOPLAMIENTO" [22].....	31
FIGURA 2.3.- (A) ELEMENTOS TIPO "VIGA" CON EJEMPLOS DE TIPO DE FIJACIÓN. (B) ELEMENTO "MARCO" [22].....	32
FIGURA 2.4.- TIPOS DE CONEXIONES EN METAL. (A) SOPORTE TÍPICO UTILIZADO EN ESTRUCTURAS. (B) CONEXIÓN DE SOPORTE TIPO FIJA.....	34
FIGURA 2.5.- REPRESENTACIÓN EN 2D DE LAS CONEXIONES. (A) UNIÓN SENCILLA CON SU REPRESENTACIÓN 2-D, (B) UNIÓN FIJA CON SU REPRESENTACIÓN 2-D, (C) RESORTE TORSIONAL CON SU REPRESENTACIÓN 2-D [23].	34
FIGURA 2.6.- DIAGRAMA SECCIONAL DE LOS TORNILLOS AUTO- ENROSCABLES.	36
FIGURA 2.7.- TORNILLO REAL UTILIZADO EN LA ESTRUCTURA A PRUEBA. IMAGEN DE TORNILLO AUTO-ENROSCABLES.	36
FIGURA 2.8.- ELEMENTO GRÁFICO MASA, RESORTE, AMORTIGUADOR..	38
FIGURA 2.9.- DEMOSTRACIÓN DE UNA FUNCIÓN PERIÓDICA Y ARMÓNICA, DEL PERIODO T Y LA AMPLITUD X. (A) FUNCIÓN PERIÓDICA COMPLEJA. (B) FUNCIÓN DE ONDA SINUSOIDAL REPRESENTATIVA DEL MOVIMIENTO ARMÓNICO SIMPLE [26].	39
FIGURA 2.10.- GRÁFICO QUE MUESTRA LA RESPUESTA EN TIEMPO EXPRESADA USANDO FUNCIONES SINUSOIDALES Y SUS DERIVADAS. (A) DESPLAZAMIENTO. (B) VELOCIDAD. (C) ACELERACIÓN [26].....	40
FIGURA 2.11.- REPRESENTACIÓN GRÁFICA DEL COMPORTAMIENTO LINEAL Y NO LINEAL EN LOS RESORTES [24].	42

FIGURA 2.12.- REPRESENTACIÓN GRÁFICA DE DOS TIPOS DE SEÑALES. (A) TIPO DE SEÑAL DETERMINÍSTICA O PERIÓDICA. (B) TIPO DE SEÑAL ALEATORIA [28].....	43
FIGURA 2.13.- IMAGEN REPRESENTATIVA DE LA FUNCIÓN DE RESPUESTA EN FRECUENCIA (FRF) DE UN SISTEMA [29].	44
FIGURA 2.14.- HISTORIA EN TIEMPO OBTENIDO DE LA MEDICIÓN DE UNA ESTRUCTURA BAJO CARGAS ALEATORIAS.	45
FIGURA 2.15.- DIAGRAMA DE BODE DE LA RECEPTANCIA (MAGNITUD Y FASE) DE UN MODELO CON AMORTIGUAMIENTO ESTRUCTURAL. ...	46
FIGURA 2.16.- GRÁFICA CO-QUAD DE LA RECEPTANCIA (PARTE REAL Y PARTE IMAGINARIA). A) PARTE REAL DE UNA GRÁFICA FRF DE UN MODELO DE UN GRADO DE LIBERTAD CON AMORTIGUAMIENTO ESTRUCTURAL. B) PARTE IMAGINARIA DE UNA FRF DE UN MODELO DE UN GRADO DE LIBERTA CON AMORTIGUAMIENTO ESTRUCTURAL [28].	48
FIGURA 2.17.- DIAGRAMA DE UNA PRUEBA ALEATORIA, LA GRÁFICA QUE SE MUESTRA ES LA DENSIDAD ESPECTRAL DE POTENCIA (PSD) Y EL SOFTWARE MANDA LA SEÑAL DE ESTA AL ACTUADOR PARA MOVERLO Y GENERAR LAS VIBRACIONES [32].	55
FIGURA 2.18. - MUESTRAS DE PERFILES PARA PRUEBAS VIBRATORIAS DE DIFERENTES TRANSPORTACIONES COMERCIALES [34].....	58
FIGURA 3.19. - ESTRUCTURA 3-D Y SUS PIEZAS. 1. VIGA VERTICAL (4 POSTES). 2 VIGA PARA BASE (SUPERIOR E INFERIOR).	62
FIGURA 3.20. – PERFILES DE ACEROS LAMINADOS EN CALIENTE PARA ESTRUCTURA. A) EJEMPLO DE PIEZA DE ACERO EN FORMA DE “L”, COMO ELEMENTOS DE LA ESTRUCTURA A PRUEBA. B) FIGURA CON NOMENCLATURA QUE DEFINE LOS VALORES GEOMÉTRICOS CONSIDERADOS EN EL PERFIL “L” PARA SU SELECCIÓN.....	62
FIGURA 3.21.- DIMENSIONES UTILIZADAS EN LAS PROBETAS PARA LA PRUEBA MECÁNICA A LA TENSIÓN. LOS DATOS SELECCIONADOS SON PARA EL MATERIAL TIPO “LAMINA” (SHEET METAL) [35].	64

FIGURA 3.22.- DIBUJO REPRESENTATIVO DE LA PROBETA UTILIZADA EN LAS PRUEBAS A TENSIÓN DEL MATERIAL DE LA ESTRUCTURA.....	65
FIGURA 3.23. - DIAGRAMA DE RESULTADOS EXTENSIÓN (MM) VS CARGA (N).	65
FIGURA 3.24. - IMAGEN DE LA ESTRUCTURA EN CONDICIÓN LIBRE Y CON LA MALLA UTILIZADA PARA EL ANÁLISIS MODAL.	68
FIGURA 3.25. - RESULTADOS DEL ANÁLISIS MODAL EN CONDICIÓN LIBRE DE LA ESTRUCTURA METÁLICA. SE MUESTRAN 12 MODOS REFERENTES A LA ESTRUCTURA. SE DESCARTAN LOS MODOS LOCALES.....	71
FIGURA 3.26. - MALLADO DE ESTRUCTURA Y BASE DE ALUMINIO UTILIZADA PARA EL ANÁLISIS DE VIBRACIÓN ALEATORIA.	75
FIGURA 3.27. - APLICACIÓN DE LA CONDICIÓN FRONTERA EN LA PIEZA QUE ENSAMBLA CON EL EXCITADOR ELECTRODINÁMICO.	76
FIGURA 3.28. - GRÁFICA PSD INSERTADA EN LA SIMULACIÓN ALEATORIA.	76
FIGURA 3.29. - REPRESENTACIÓN GRÁFICA DE LA ESTRUCTURA MONTADA SOBRE LA BASE DE ALUMINIO. 1. MUESTRA LA POSICIÓN DEL ACELERÓMETRO UNI-AXIAL MIDIENDO EN LA DIRECCIÓN Z DE ANSYS. 2. POSICIÓN DE ACELERÓMETRO TRI-AXIAL DE LA ESQUINA SUPERIOR-FRONTAL. 3. POSICIÓN DE ACELERÓMETRO TRI-AXIAL DE LA ESQUINA SUPERIOR-TRASERO.....	77
FIGURA 3.30. – RESPUESTA A LA PSD MEDIDAS EN LA PARTE SUPERIOR EN LAS TRES DIRECCIONES. LAS LÍNEAS DE MEDICIÓN LATERAL (VERDE Y AMARILLA) QUE REPRESENTAN LA MEDICIÓN DE LA RESPUESTA EN DIRECCIÓN X-Z TIENEN LA MISMA FORMA. LÍNEA NEGRA PSD INSERTADA.....	78
FIGURA 4.31. – (A) MODELO DE UN ACELERÓMETRO TRI-AXIAL UTILIZADO EN LA PRUEBA MODAL. (B) ACELERÓMETRO UNI-AXIAL DE CONTROL PARA LA PRUEBA VIBRATORIA RANDOM.....	83

FIGURA 4.32. - MARTILLO CON PUNTA DE CARACTERÍSTICA SUAVE, UTILIZADO PARA EL ANÁLISIS MODAL DE LA ESTRUCTURA. MODELO PCB 086C01.	84
FIGURA 4.33. – IMAGEN DE ANALIZADORES UTILIZADOS PARA LAS PRUEBAS MODALES Y ALEATORIAS. (A) ANALIZADOR QUATTRO DE DATA PHYSICS. (B) ANALIZADOR DE SEÑALES RT PRO PHOTON DE B&K. (C) CONTROLADOR LASER DE B&K.....	86
FIGURA 4.34. - EXCITADOR ELECTRODINÁMICO UTILIZADO PARA REPLICAR LAS VIBRACIONES GENERADAS POR EL TRANSPORTE TERRESTRE POR MEDIO DE UNA GRÁFICA ESTANDARIZADA (PSD). MODELO V721/722 DE B&K.	87
FIGURA 4.35. - CONFIGURACIÓN DEL EQUIPO PARA PRUEBAS DE LABORATORIO CON EXCITADOR ELECTRODINÁMICO. PARA EL ANÁLISIS MODAL ES SIMILAR LA CONFIGURACIÓN SOLO QUE NO SE CONSIDERA EL EXCITADOR [39].	88
FIGURA 4.36. – REPRESENTACIÓN DE ESTRUCTURA EN LABORATORIO Y DIBUJO EN 2D. (A) IMAGEN DE LA ESTRUCTURA SUSPENDIDA CON ELEMENTOS ELÁSTICOS PARA SU ANÁLISIS MODAL. (B) DIBUJO 2D DE LA ESTRUCTURA CON SUS ELEMENTOS ELÁSTICOS.	89
FIGURA 4.37. - REPRESENTACIÓN GRÁFICA DE LA CONFIGURACIÓN PARA LA REALIZACIÓN DEL ANÁLISIS MODAL DE LA ESTRUCTURA.	90
FIGURA 4.38. – GRAFICAS FRF DE LA MEDICIÓN EN LA PARTE SUPERIOR Y LA EXCITACIÓN EN LA PARTE INFERIOR. A) RESPUESTA A LA EXCITACIÓN EN DIRECCIÓN X. B) RESPUESTA A LA EXCITACIÓN EN DIRECCIÓN Y. C) RESPUESTA A LA EXCITACIÓN EN DIRECCIÓN Z...	93
FIGURA 4.39. - GRÁFICAS FRF OBTENIDAS DE LA PRUEBA MODAL POR MEDIO DE MATLAB. LA EXCITACIÓN FUE HECHA EN LA PARTE INFERIOR EN LAS TRES DIRECCIONES (X, Y, Z) Y LA MEDICIÓN EN LA PARTE SUPERIOR EN SUS TRES DIRECCIONES.	93
FIGURA 4.40. - LOCALIZACIÓN DE LOS ACELERÓMETROS EN LA ESTRUCTURA PARA LA PRUEBA DE VIBRACIÓN ALEATORIA.	97

FIGURA 4.41. - CONFIGURACIÓN DE ESTRUCTURA PARA LA PRUEBA DE VIBRACIÓN ALEATORIA. (A) POSICIÓN DE ACELERÓMETROS DE CONTROL AL CENTRO DE LA BASE DE ALUMINIO (CON ZOOM AL BLOQUE DE ACERO). (B) SE OBSERVAN LOS ACELERÓMETROS TRI-AXIALES EN LA PARTE SUPERIOR DE LA ESTRUCTURA. (C) VISTA FRONTAL DE LA ESTRUCTURA FIJA AL EXCITADOR ELECTRODINÁMICO.....	99
FIGURA 4.42. – GRÁFICAS EN EL DOMINIO DE LA FRECUENCIA OBTENIDAS DIRECTAMENTE DEL ANALIZADOR/CONTROL “LASER” DURANTE TODA LA PRUEBA VIBRATORIA.	101
FIGURA 4.43. - GRÁFICAS OBTENIDAS DEL ANALIZADOR DATA PHYSICS. NIVELES DE VIBRACIÓN A -6DB, -3DB Y 0DB.....	103
FIGURA 4.44. - GRÁFICAS OBTENIDAS DEL ANALIZADOR “RT PRO PHOTON”. NIVELES DE VIBRACIÓN A -6DB, -3DB Y 0DB.	103
FIGURA 5.45. - FRECUENCIAS MODALES Y MODOS DE VIBRAR DE LA ESTRUCTURA CON CONEXIONES TIPO "UNIÓN" OBTENIDAS DE ANSYS.	111
FIGURA 5.46. - RESPUESTA A LA PSD A UN NIVEL DE -3 DB EN EL ANÁLISIS ALEATORIO USANDO MATLAB. RESULTADOS EN LAS TRES DIRECCIONES (X, Y, Z).	114
FIGURA 5.47. - RESPUESTA A LA PSD A UN NIVEL DE 0 DB. ANÁLISIS REALIZADO POR MATLAB EN LAS TRES DIRECCIONES (X, Y, Z).....	116
FIGURA 5.48. - GRÁFICAS DE LA RESPUESTA A LA PSD OBTENIDAS DE LA SIMULACIÓN EN ANSYS UTILIZANDO UN TIPO DE CONEXIÓN "UNIÓN".	117
FIGURA A3.49. - PLANO DE BASE DE ALUMINIO FABRICADO POR LA EMPRESA PHAR.....	140
FIGURA A3.50.- PLANO DE PIEZA DE SUJECCIÓN ENTRE BASE Y EXCITADOR ELECTRODINÁMICO.....	141
FIGURA A31.51. - PLANO DE PIEZAS PARA RIGIDEZ DE BASE.....	141

FIGURA A3.52. - DISEÑO 3-D DE LA BASE PARA PRUEBAS. A) BASE. B) PIEZA DE AJUSTE A EXCITADOR. C) PIEZAS DE RIGIDEZ.	142
FIGURA A3.53. - PLACA DE ALUMINIO CON PROYECCIÓN DE AGUJEROS. MARCA ROJA Y AZUL MUESTRAN LAS CIRCUNFERENCIAS SELECCIONADAS PARA INSERTAR LA CONEXIÓN DE "UNIÓN".....	144
FIGURA A3.54. – VENTANA DE DETALLE EN MENÚ DE CONEXIONES. SE MUESTRA EL TIPO DE CONEXIÓN VIGA BODY-BODY Y LA CARACTERÍSTICA – FIJA-. A) MUESTRA EL COMPORTAMIENTO DEL ELEMENTO DE REFERENCIA – RÍGIDA-. B) MUESTRA EL TIPO DE COMPORTAMIENTO DEL ELEMENTO “MOBILE” – RÍGIDO.....	144
FIGURA A3.55. - IMAGEN DE LA MALLA UTILIZADA PARA LA BASE DE ALUMINIO. NÚMERO DE NODOS 77315. NÚMERO DE ELEMENTOS 43452.	145
FIGURA B4.56. - CURVA DE LA RESPUESTA AL IMPULSO DEL MARTILLO 086C01 UTILIZADO PARA EL ANÁLISIS MODAL [36].	152

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 2.1. - TABLA QUE MUESTRA LOS VALORES DE FRECUENCIA (HZ) A LA IZQUIERDA Y LOS VALORES DE ACELERACIÓN (G^2/HZ) A LA DERECHA. ESTOS VALORES SON NECESARIOS PARA GENERAL EL PERFIL PSD PARA LA PRUEBA [34].	57
TABLA 3.2. - PROPIEDADES Y DIMENSIONES DE LOS ELEMENTOS DE PERFIL TIPO "L" QUE SE UTILIZAN EN EL DISEÑO DE LA UUT.	63
TABLA 3.3. - RESULTADOS DE LA PROBETA DURANTE LA PRUEBA MECÁNICA DE TENSIÓN. CARGA MÁXIMA (N)-EXTENSIÓN (MM).	65
TABLA 3.4. - TABLA DE MEDIDAS EXISTENTES PARA TORNILLOS AUTO-ENROSCABLES. CÍRCULO ROJO, MEDIDA SELECCIONADA PARA LA TORNILLERÍA UTILIZADA EN LA ESTRUCTURA DE PRUEBA [24].	66
TABLA 3.5. - TAMAÑO DE AGUJERO PILOTO PARA TORNILLOS AUTO-ENROSCABLES SEGÚN ESPESOR DE LA LÁMINA DE ACERO [24].	66
TABLA 3.6. - TORQUE RECOMENDADO PARA LOS TORNILLOS AUTO-ENROSCABLES [24].	67
TABLA 3.7. – MODOS DE VIBRAR DE LA ESTRUCTURA DE ACUERDO AL ANÁLISIS MODAL EN CONDICIONES LIBRE.	72
TABLA 4.8. - RESULTADOS DEL AJUSTE DE CURVAS. SE MUESTRAN LAS FRECUENCIAS NATURALES PARA CADA MODO Y EL VALOR DEL AMORTIGUAMIENTO OBTENIDO EN EL ANÁLISIS MODAL EN CONDICIÓN DE ESTRUCTURA LIBRE-LIBRE.	95
TABLA 4.9. - ORDENAMIENTO CORRESPONDIENTE DE CADA UNO DE LOS ACELERÓMETROS PARA CADA ANALIZADOR PARA LA PRUEBA ALEATORIA.	98
TABLA 5.10. - FRECUENCIAS OBTENIDAS A PARTIR DE LA FUNCIÓN EN MATLAB GENERADA POR EL DR. PAEZ PARA EL CÁLCULO DE LAS FRECUENCIAS MODALES DE LA ESTRUCTURA EN CONDICIÓN LIBRE-LIBRE.	109
TABLA 5.11.- CONFIGURACIÓN DE LA CONEXIÓN TIPO "UNIÓN" UTILIZADA EN ANSYS PARA EL ANÁLISIS MODAL.	110

TABLA 5.12.- TABLA DE FRECUENCIAS NATURALES Y MODALES OBTENIDAS DEL ANÁLISIS EN ANSYS UTILIZANDO UNA CONEXIÓN TIPO DE "UNIÓN" (JOINTS).....	112
TABLA 5.13. - RESULTADOS OBTENIDOS DEL ANÁLISIS PREVIO AL ANÁLISIS DE VIBRACIÓN ALEATORIA UTILIZANDO MATLAB. LA COLUMNA "MODO" CORRESPONDE A LOS MODOS DE VIBRACIÓN. LA COLUMNA "FRECUENCIA TLP" HACE REFERENCIA AL CÓDIGO PROPIO GENERADO POR EL DR. THOMAS L. PAEZ, Y LA ÚLTIMA COLUMNA SE REFIERE AL CÁLCULO QUE REALIZA PROPIAMENTE MATLAB.....	115
TABLA 5.14. - RESULTADOS MODALES PREVIOS AL ANÁLISIS MODAL PARA LA SIMULACIÓN ALEATORIA EN ANSYS.....	119
TABLA A3.15. - RESULTADOS DE SIMULACIÓN "ANÁLISIS MODAL". PRIMEROS 12 MODOS DE VIBRAR DE BASE DE ALUMINIO CON CONEXIÓN TIPO "VIGA". MODO VS FRECUENCIA (HZ).....	146
TABLA B4.16. - ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL ACELERÓMETRO TRI- AXIAL B&K. MODELO 4524-30397.	147
TABLA B4.17. - ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL ACELERÓMETRO UNI- AXIAL B&K MODELO 4507 B004.....	148
TABLA 18. - CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL EXCITADOR ELECTRODINÁMICO B&K 721/22.	149
TABLA B4.19. - INFORMACIÓN DEL MARTILLO Y ACELERÓMETROS PARA LA PRUEBA MODAL LIBRE-LIBRE UTILIZANDO EL SOFTWARE "QUATTRO".	150
TABLA B4.20. - CONFIGURACIÓN DE LOS ACELERÓMETROS EN EL ANALIZADOR "LASER".	150
TABLA B4.21. - CONFIGURACIÓN DEL PROGRAMA DATA PHYSICS PARA LOS ACELERÓMETROS.....	150
TABLA B4.22. - CONFIGURACIÓN PARA EL PROGRAMA RT PRO PHOTON. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE LOS ACELERÓMETROS.	151

APÉNDICE A

En este apéndice, se explica el diseño de la base y el procedimiento seguido para la realización de las simulaciones correspondientes a la base utilizando el software ANSYS. La metodología aquí explicada se utiliza también en la simulación para la UUT, técnicamente son los mismos pasos, solo cambian los parámetros para los cálculos de las propiedades del objeto.

A1. PROCESO DEL DISEÑO DE LA BASE DE SOPORTE.

Esta base tiene como principal función soportar la estructura, ser la conexión entre el excitador y la estructura para la transferencia de la energía y del movimiento y ser lo suficientemente rígida para no perjudicar la UUT durante las pruebas vibratorias y así evitar la resonancia.

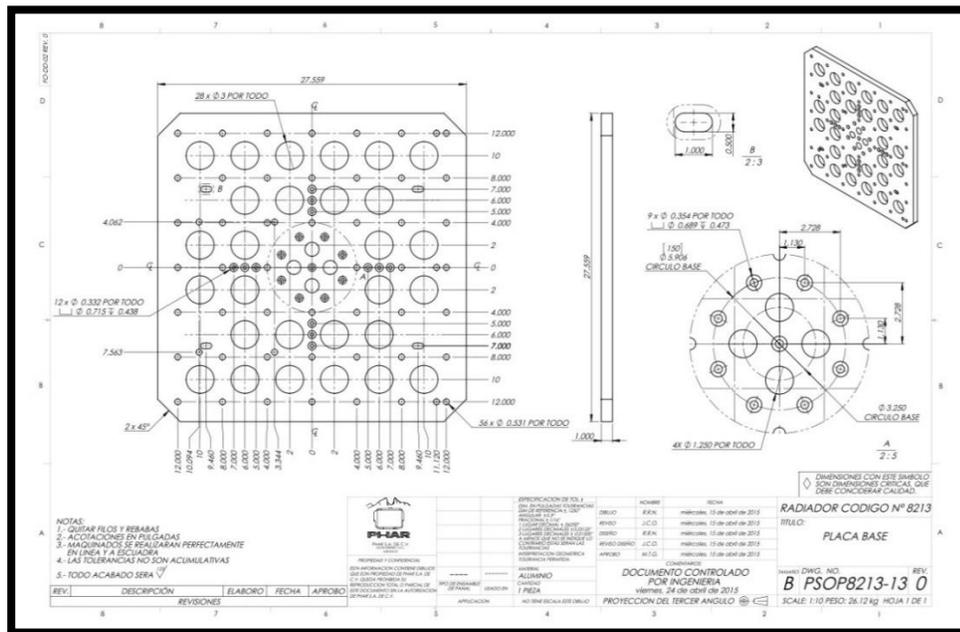


Figura A3.49. - Plano de Base de Aluminio fabricado por la empresa PHAR.

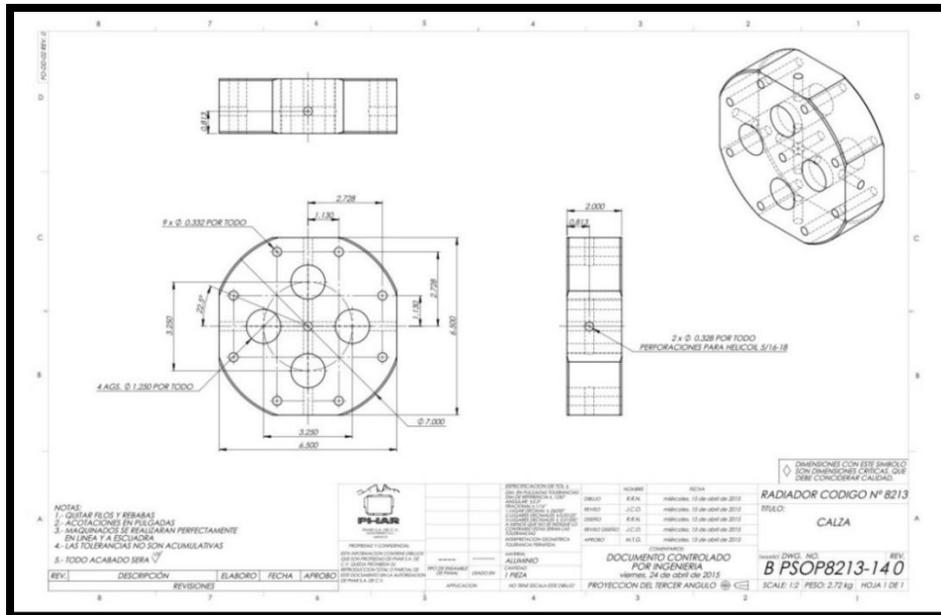


Figura A3.50.- Plano de pieza de sujeción entre base y excitador electrodinámico.

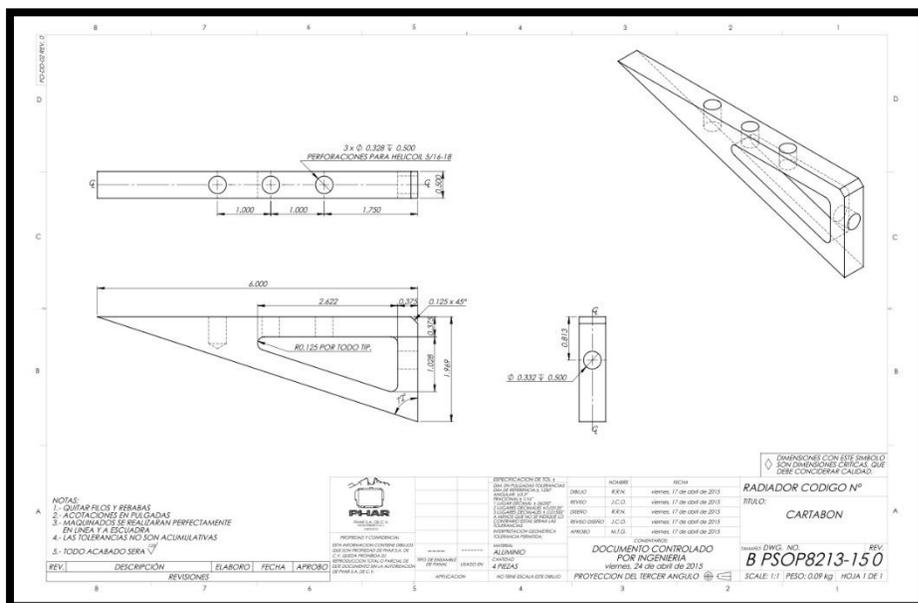


Figura A31.51. - Plano de piezas para rigidez de base.

Para fines prácticos, se decidió hacer la base en forma cuadrada y de un espesor de aproximadamente una pulgada (1 in.). El material con el que está hecho es aluminio, ya que gracias a su baja densidad comparada con el acero lo

hace más ligero en peso. Para ayudar a reducir el peso de la base, se le manufacturaron unos agujeros en toda la pieza, con el fin de reducir aún más su peso quedando su peso final igual a 29.2 kg. Se fabricaron piezas del mismo material en forma triangular que sirven como costillas, que ayudan a aumentar su rigidez y dar mayor soporte. Ver Figura A3.49, Figura A3.50 y Figura A31.51 para ver los planos de las piezas que componen la base de aluminio.

A.2 ANÁLISIS MODAL BASE DE ALUMINIO.

A continuación se explica el proceso de la simulación modal de la base. El objetivo de este análisis es comprobar que las frecuencias naturales del sistema son mayores a los de la estructura con el fin de evitar el fenómeno de resonancia y no afectar las pruebas. La Figura A3.52 muestra las piezas que componen la base.

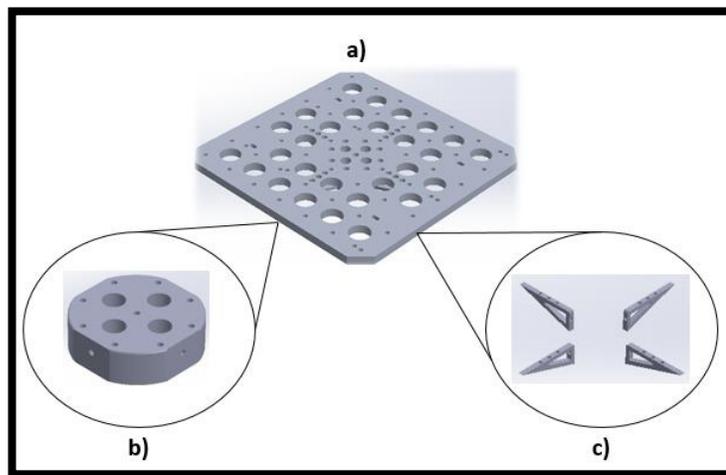


Figura A3.52. - Diseño 3-D de la base para pruebas. a) Base. b) pieza de ajuste a excitador. c) Piezas de rigidez.

El modelo 3D creado en el software previo se exporta al software de análisis de elemento finito. El módulo de “Modelo” contiene toda la información necesaria para la simulación, en este apartado es donde se da entrada a los valores como el tipo de material, tipo de conexión (en este caso se utilizó, “viga”)

y es donde se realiza el mallado y se soluciona el modelo, además de que muestran los resultados de manera visual con gráficas o animaciones.

Se selecciona el material del cuerpo 3-D en la opción de “Geometría” (“Geometry, en inglés) y se selecciona el tipo de material. El material utilizado es Aluminio y en la base de datos que contiene ANSYS se pueden visualizar las propiedades del material, que es un aluminio de características generales. Los datos que ANSYS necesita para resolver las ecuaciones necesarias para el “Análisis Modal”, son:

- **Densidad:** 2770 kg / m³.
- **Temperatura de referencia:** 22 °C.
- **Propiedades Isotrópicas de Elasticidad:**
 - **Módulo de Young:** 7.1×10^{10} Pa.
 - **Relación de Poisson:** 0.33
 - **Módulo de masa:** 6.9608×10^{10} Pa.
 - **Módulo de corte:** 2.6692×10^{10} Pa.

Una vez asignado el material de las piezas, se procede a realizar la conexión de cada una de las piezas para concluir el ensamble. En este caso se selecciona la circunferencia del agujero y se inserta el elemento viga. El elemento viga es un elemento el cual puede soportar cargas de flexión. Se tienen dos elementos que se deben seleccionar para poder “conectar” las dos piezas. El primero será la “Referencia” y el otro elemento será el “Móvil”. La pieza “Móvil” será la que se conecte con la pieza de referencia. Teniendo seleccionados las dos circunferencias (la de referencia y la móvil), se debe de asegurar que el “*tipo de conexión*” se encuentre en la característica de “*fijo*” (“Fixed”, en inglés). Y el comportamiento (“Behaviour”, en inglés) se encuentre en lo que se conoce como “*Rígido*”. Ver Figura A3.53 y Figura A3.54.

Para la solución del modelo se deben considerar las *condiciones de frontera* y la malla. Con los datos del tipo de material y las conexiones

correctamente definidas en el modelo, se procede a realizar la generación de la malla. La condición de la malla, ayuda a obtener mayor precisión en los resultados, ver Figura A3.55. La pieza fue mallada con las siguientes características: el método de mallado es por “tamaño de elemento” (Element size, en inglés) a 15 mm.

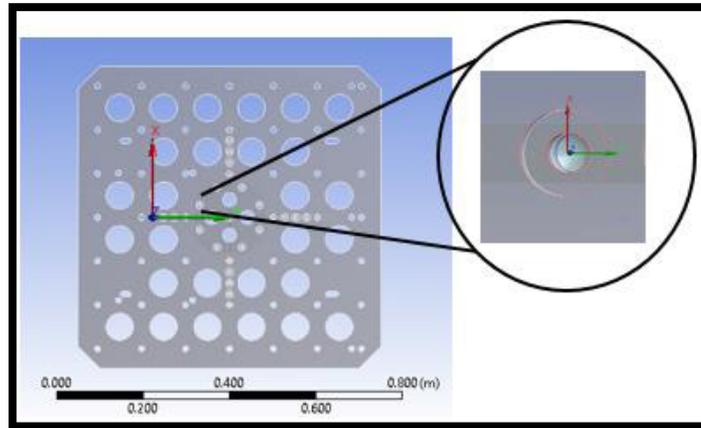


Figura A3.53. - Placa de Aluminio con proyección de agujeros. Marca roja y azul muestran las circunferencias seleccionadas para insertar la conexión de "unión".

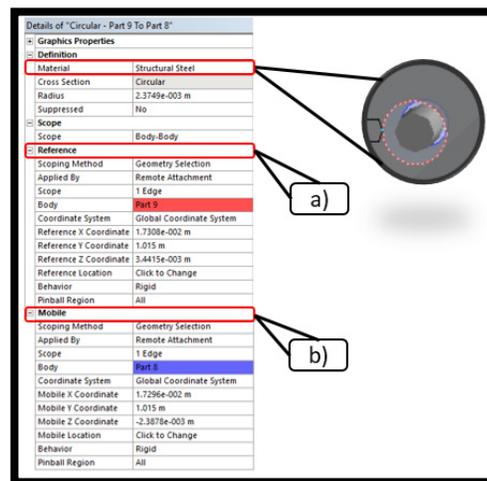


Figura A3.54. – Ventana de Detalle en menú de Conexiones. Se muestra el tipo de conexión Viga Body-Body y la característica – fija-. a) Muestra el comportamiento del elemento de Referencia – Rígida-. b) Muestra el tipo de comportamiento del elemento “mobile” – Rígido.

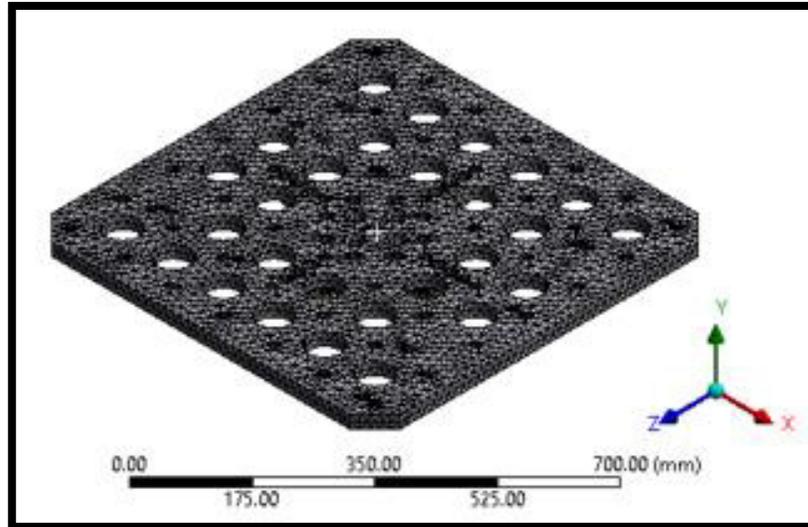


Figura A3.55. - Imagen de la malla utilizada para la Base de Aluminio. Número de nodos 77315. Número de elementos 43452.

Las condiciones fronteras son el elemento más importante, ya que restringe el desplazamiento del objeto (translación y rotación) y permite predecir las propiedades del elemento a estudiar. Para el análisis de la base, no se aplicó ninguna condición de frontera, ya que el análisis modal se realizó simulando una condición libre-libre. Teniendo todo lo anterior en cuenta se procede a realizar la solución de la simulación.

A.3 RESULTADOS DE LA BASE DE ALUMINIO.

Los resultados del análisis modal se presentan en forma de Tabla A3.15. El rango de frecuencias de la prueba va desde 0 a 200 Hz. Si una de estas frecuencias está por debajo de los 200 Hz y cae en alguna de las frecuencias de la UUT, el efecto de la resonancia afectaría de manera directa en la prueba y además existe la posibilidad de ocasionar un daño físico en la estructura.

En la Tabla A3.15, se muestran las formas modales y las frecuencias naturales de los primeros 6 modos de vibración. Estos tienen valores cercanos a cero Hertz (0 Hz), es decir, a estos modos se les conocen como modos de

vibración de cuerpo rígido. Los modos de cuerpo rígido se caracterizan por tener frecuencias de cero Hertz (0 Hz) o aproximadas a este valor, son consideradas como translaciones o rotaciones del cuerpo, es decir, que se mueven o rota a lo largo de un eje (puede ser X, Y o Z).

Tabla A3.15. - Resultados de simulación "análisis Modal". Primeros 12 modos de vibrar de Base de Aluminio con conexión tipo "viga". Modo vs Frecuencia (Hz).

Modo	Frecuencia
1	0
2	
3	
4	
5	
6	
7	148
8	149
9	152
10	161
11	216
12	230

Los modos 7 al 15, son los modos que nos muestran valores mayores a cero Hz, en ellos se pueden observar desplazamientos y movimientos rotacionales. Los valores son altos, mayores a 100 Hz y quiere decir que la estructura se puede considerar rígida y correctamente conectada (ensamblada). En ANSYS, se puede visualizar una representación gráfica del desplazamiento que tiene la estructura cuando se excita. Esto es la respuesta a la excitación de la estructura.

APÉNDICE B

En este apéndice se explican las cuestiones técnicas de las herramientas de medición utilizadas en las pruebas de laboratorio. Se presentan tablas acerca de los acelerómetros, excitadores electrodinámicos y las gráficas de elección para el martillo utilizado en el análisis modal realizado.

TABLAS

En este anexo se presentan los detalles técnicos de los instrumentos usados en las pruebas de laboratorio, así como las configuraciones y especificaciones consideradas.

Tabla B4.16. - Especificaciones técnicas del acelerómetro tri-axial B&K. modelo 4524-30397.

Overview	Specifications	Accessories	Services
Frequency			0.25 - 3000 Hz
Sensitivity			100 mV/g
Temperature			-54 - 100 °C
Residual Noise Level in Spec Freq Range (rms) ±			0.4 mg
Maximum Operational Level (peak)			50 g
Maximum Shock Level (± peak)			5000 g
Weight			4.4 gram
Electrical Connector			4-pin
Mounting			Clip Adhesive
Accessory Included			None
Clip/Stud/Screw included			Mounting Clip
Output			CCLD
Unigain			No
Triaxial			Yes
TEDS			No
Dynamic Range			
Resonance Frequency			9 kHz

Tabla B4.17. - Especificaciones técnicas del acelerómetro Uni-axial B&K modelo 4507 B004.

Overview	Specifications	Description	Accessories	Services
Frequency			0.3 - 6000 Hz	
Sensitivity			100 mV/g	
Temperature			-54 - 121 °C	
Residual Noise Level in Spec Freq Range (rms) ±			.35 mg	
Maximum Operational Level (peak)			70 g	
Maximum Shock Level (± peak)				
Weight			4.8 gram	
Electrical Connector			10-32 UNF	
Mounting				
Accessory Included				
Clip/Stud/Screw included				
Output			CCLD	
Unigain			No	
Triaxial			No	
TEDS			No	
Dynamic Range				
Resonance Frequency				

Tabla 18. - Características técnicas del excitador electrodinámico B&K 721/22.

Modelo	V721/722		Metrico	Americano
		Diámetro de la armadura.	180 mm	7.09 in
Fuerza sinusoidal (pico)	2958 N	665 Lbf		
Fuerza aleatoria (rms)	1899 N	427 Lbf		
Resonancia de la armadura (fn)	3150 Hz	3150 Hz		
Rango de frecuencia utilizado	DC-4000 Hz	DC-4000 Hz		
Masa Efectiva movible	4.31 kg	9.5 Lb		
Velocidad Max. (seno-pico)	0.7 m/s	27.6 in/s		
Aceleración Max. (seno-pico)	686 m/s ²	70 gn		
Aceleración Max. (random rms)	440 m/s ²	44.9 gn		
Modelo de amplificador (LDS)	PA 1000 L	PA 1000 L		
Fuerza suspensión axial.	31.5 kN/m	180 lbf/in		
Fuerza (Cross-axial)	2574 kN/m	14700 lbf/in		
Desplazamiento (continuo) pk-pk	25.4 mm	1 in		
Masa del excitador electrodinámico	381 kg	840 lb		
Capacidad de carga	100 kg	220 lb		

Configuración de los acelerómetros utilizados para la prueba modal usando el software "Quattro". En la columna uno se coloca el número del canal correspondiente a cada instrumento, esto ayuda a tener bien identificado que accesorio mide la respuesta o la entrada. En la columna de "descripción" se identifica el herramental (martillo, acelerómetros, etc.). La "unidad" corresponde a la característica técnica de accesorio, es decir, el martillo y acelerómetros son ICP ya que contienen una unidad de amplificación interna para la señal, se debe colocar correctamente la unidad para obtener una medición correcta. En la columna "mv/EU", se colocan los valores de sensibilidad dados por el proveedor de la herramienta y en la columna "unidades" son unidades de la sensibilidad. El rango se mide en volts. Y el rango en EU son miliVolts entre las unidades "EU" que como resultado dan los valores en la columna cuatro (mv/EU).

Tabla B4.19. - Información del martillo y acelerómetros para la prueba modal libre-libre utilizando el software "Quattro".

Canal	Descripción	Unidad	mv/EU	Unidades	Rango (V)	Rango (EU)
1	Martillo	ICP 2mA	11.2	N	1	89.29
2	Acc. Dirección X	ICP 2mA	97.74	g	1	10.23
3	Acc. Dirección Y	ICP 2mA	98.23	g	1	10.18
4	Acc. Dirección Z	ICP 2mA	98.47	g	1	10.16

Configuración de los acelerómetros utilizados para la prueba aleatoria. Se muestra la configuración para los tres analizadores utilizados: "Laser", "Quattro" y "RT Pro Photon". Las columnas son muy similares a las columnas de la Tabla anterior, solo en estas tablas las cuatro herramientas de medición utilizados son acelerómetros.

Tabla B4.20. - Configuración de los acelerómetros en el analizador "Laser".

Analizador Laser							
	Tipo	MaxVolts	mv/Eu	Unidad	Medición	Sensitividad	GRMS
1	Control	10.00	97.55	ICP	Aceleración	-0.2461	0.5076
2	Respuesta	10.00	96.89	ICP	Aceleración	-0.3401	
3	Respuesta	10.00	98.34	ICP	Aceleración	-0.3372	
4	Respuesta	10.00	97.62	ICP	Aceleración	-0.3485	

Tabla B4.21. - Configuración del programa DATA PHYSICS para los acelerómetros.

Analizador DATA PHYSICS							
	Tipo	MaxVolts	mv/Eu	Unidad	Medición	Sensitividad	Cal mV/EU
1	Control	10.00	10.31	ICP	g	-3.10	9.99
2	Respuesta	10.00	96.68	ICP	g	2.57	99.17
3	Respuesta	10.00	98.26	ICP	g	0.45	96.69
4	Respuesta	10.00	96.46	ICP	g	-2.16	96.34

Tabla B4.22. - Configuración para el programa RT Pro Photon. Características técnicas de los acelerómetros.

Analizador RT Pro Photon						
	Tipo	MaxVolts	mv/Eu	Unidad	Medición	Ajuste de Sensitividad
1	Respuesta	10.00	10.31	CCLD	g	-0.2244
2	Respuesta	10.00	10.33	CCLD	g	-0.2849
3	Respuesta	10.00	10.65	CCLD	g	-0.1221
4	Control	10.00	10.64	CCLD	g	-0.1863

FIGURAS

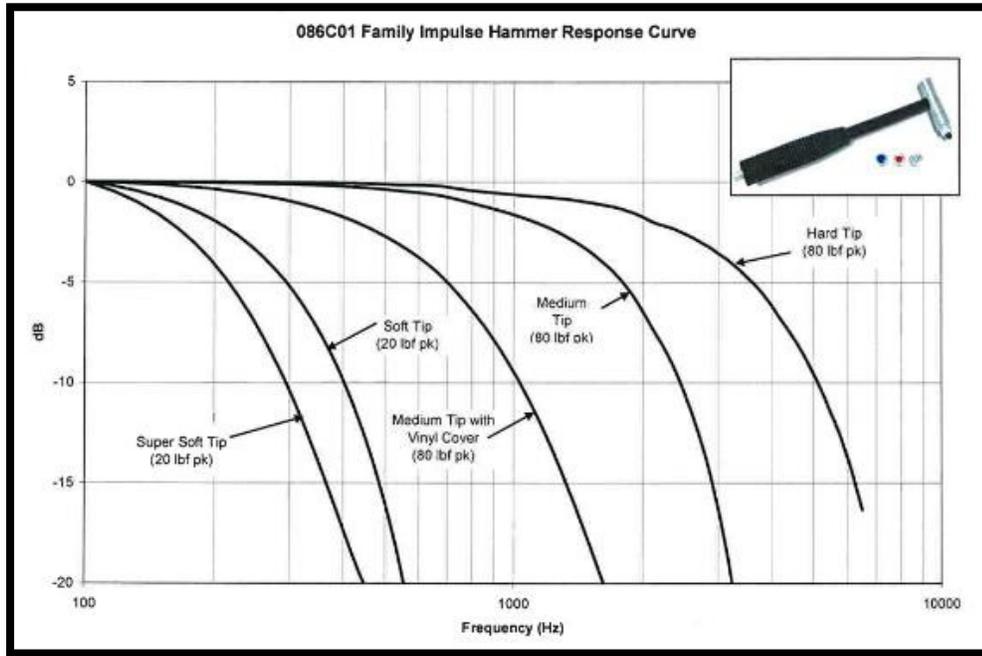


Figura B4.56. - Curva de la respuesta al impulso del Martillo 086C01 utilizado para el análisis modal [38].

APÉNDICE C

En este apéndice se explica el uso de la simulación por medio de MATLAB. El código que se utiliza en este proyecto, fue creado por el doctor Thomas L. Paez. Todo el código está escrito con funciones de los cuales las soluciones ayudan a determinar si el código fue escrito correctamente o no al ser comparadas con las soluciones propias del MATLAB, por esta razón se muestran soluciones donde se comparan estas dos funciones.

MATLAB TEÓRICO

Una vez que se genera la estructura, esta se fija a la base con el siguiente código. Es en este código donde se ajustan los parámetros de las conexiones.

```
% ex11_BaseExcitStr.m
% Construct the base-excited structure to be used for random
vibration
% analysis.

rand('twister',90987);
randn('state',44123);

% Calculate the connection parameters at the structure joints. copiar
% línea 12 hasta 17 para sacar los valores de freq. libre fmodstr.
axFact = 0.08; %stiffness connection axial. (begin with 0.07)
bendFact = 0.1; %bendig mode in the system (begin with 0.006)
[kconn,mconn] = calc_Proto_connParams00(axFact,bendFact);

% Form the structure stiffness and mass matrices.
[kstr,mstr,fmodStr,phiStr] = Form_Str_KM_OM00(kconn,mconn);

% Fix the structure against translation and rotation at nodes 2, 3,
4,
% 10, 11, and 12. To accomplish this remove rows and columns (55,72),
and
% (7-24), in that order.
rc = [55,72
      7,24];
for i=1:2
    kdum = kstr;
    mdum = mstr;
    % First, remove columns.
    kdum00 = [kdum(:,1:rc(i,1)-1),kdum(:,rc(i,2)+1:end)];
    mdum00 = [mdum(:,1:rc(i,1)-1),mdum(:,rc(i,2)+1:end)];
    % Next, remove rows.
```

```

    kdum01 = [kdum00(1:rc(i,1)-1,:);kdum00(rc(i,2)+1:end,:)];
    mdum01 = [mdum00(1:rc(i,1)-1,:);mdum00(rc(i,2)+1:end,:)];
    kstr = kdum01;
    mstr = mdum01;
end

clear kdum mdum kdum00 mdum00 kdum01 mdum01

% Perform modal analysis on the structure.
w2mod = eig(kstr,mstr);

% Perform modal analysis with my own code.
[mod00] = anal_mode_ID10(kstr,mstr,12);

% Put the mode shapes into a matrix and collect the modal
frequencies.
phistr = zeros(276,12);
omega = zeros(12,1);
for i=1:12
    phistr(:,i) = mod00{i}.phiconv;
    omega(i) = mod00{i}.modwconv;
end
% Form FRFs from the modes.
nf = 513;
df = 0.5;
zeta0 = [0.07*ones(2,1);0.006*ones(10,1)];
% x-direction.
Rx = zeros(276,1);
for i=1:6:276
    Rx(i) = 1;
end
DOFout = [79;181;182;183];
code = 2;
[freq,Hx] =
synth_baseexcit_frf00(nf,df,phistr,omega,zeta0,mstr,Rx,DOFout,code);
% y-direction.
Ry = zeros(276,1);
for i=2:6:276
    Ry(i) = 1;
end
[freq,Hy] =
synth_baseexcit_frf00(nf,df,phistr,omega,zeta0,mstr,Ry,DOFout,code);
% z-direction.
Rz = zeros(276,1);
for i=3:6:276
    Rz(i) = 1;
end
[freq,Hz] =
synth_baseexcit_frf00(nf,df,phistr,omega,zeta0,mstr,Rz,DOFout,code);
% Print some modal frequencies
fprintf('Modal Frequencies (Hz) \n');
fprintf('Index      TLP Prog      MATLAB \n');
for i=1:12
    fprintf('%5i  %12.3e  %12.3e
\n',i,omega(i)/(2*pi),sqrt(w2mod(i))/(2*pi));
end

```

```

%% Compute system IRFs. Truncate all at 512 points. Taper at end.
% nt = 2*(nf-1);
% taper00 = 0.5*(1+cos(pi*(1:64)'/64));
% hx = zeros(nt/2,6);
% hy = zeros(nt/2,6);
% hz = zeros(nt/2,6);
% for i=1:6
%     [h00,dt] = H_to_h00(Hx(i,:),df);
%     h00 = h00(1:512);
%     h00(nt/2-64+1:nt/2) = h00(nt/2-64+1:nt/2).*taper00;
%     hx(:,i) = h00;
%     [h00,dt] = H_to_h00(Hy(i,:),df);
%     h00 = h00(1:512);
%     h00(nt/2-64+1:nt/2) = h00(nt/2-64+1:nt/2).*taper00;
%     hy(:,i) = h00;
%     [h00,dt] = H_to_h00(Hz(i,:),df);
%     h00 = h00(1:512);
%     h00(nt/2-64+1:nt/2) = h00(nt/2-64+1:nt/2).*taper00;
%     hz(:,i) = h00;
% end
% time = dt*(0:nt-1)';

% Plot some FRFs.
figure;
sub_loglog_gen00(2,2,1,freq,abs(Hx(1,:)), 'k', 'Frequency,
Hz', '|H_1_x(f)|, g/g', [14,14,2,2]);
axis([1,250,1e-3,100]); set_ticks00([1,10,100],[0.01,1,100]);
sub_loglog_gen00(2,2,2,freq,abs(Hy(1,:)), 'k', 'Frequency,
Hz', '|H_1_y(f)|, g/g', [14,14,2,2]);
axis([1,250,1e-3,100]); set_ticks00([1,10,100],[0.01,1,100]);
sub_loglog_gen00(2,2,3,freq,abs(Hz(1,:)), 'k', 'Frequency,
Hz', '|H_1_z(f)|, g/g', [14,14,2,2]);
axis([1,250,1e-3,100]); set_ticks00([1,10,100],[0.01,1,100]);

figure;
sub_loglog_gen00(2,2,1,freq,abs(Hx(2,:)), 'k', 'Frequency,
Hz', '|H_2_x(f)|, g/g', [14,14,2,2]);
axis([1,250,1e-3,100]); set_ticks00([1,10,100],[0.01,1,100]);
sub_loglog_gen00(2,2,2,freq,abs(Hy(2,:)), 'k', 'Frequency,
Hz', '|H_2_y(f)|, g/g', [14,14,2,2]);
axis([1,250,1e-3,100]); set_ticks00([1,10,100],[0.01,1,100]);
sub_loglog_gen00(2,2,3,freq,abs(Hz(2,:)), 'k', 'Frequency,
Hz', '|H_2_z(f)|, g/g', [14,14,2,2]);
axis([1,250,1e-3,100]); set_ticks00([1,10,100],[0.01,1,100]);

figure;
sub_loglog_gen00(2,2,1,freq,abs(Hx(3,:)), 'k', 'Frequency,
Hz', '|H_3_x(f)|, g/g', [14,14,2,2]);
axis([1,250,1e-3,100]); set_ticks00([1,10,100],[0.01,1,100]);
sub_loglog_gen00(2,2,2,freq,abs(Hy(3,:)), 'k', 'Frequency,
Hz', '|H_3_y(f)|, g/g', [14,14,2,2]);
axis([1,250,1e-3,100]); set_ticks00([1,10,100],[0.01,1,100]);
sub_loglog_gen00(2,2,3,freq,abs(Hz(3,:)), 'k', 'Frequency,
Hz', '|H_3_z(f)|, g/g', [14,14,2,2]);
axis([1,250,1e-3,100]); set_ticks00([1,10,100],[0.01,1,100]);

```

```

figure;
sub_loglog_gen00(2,2,1,freq,abs(Hx(4,:)), 'k', 'Frequency,
Hz', '|H_4_x(f)|, g/g', [14,14,2,2]);
axis([1,250,1e-3,100]); set_ticks00([1,10,100],[0.01,1,100]);
sub_loglog_gen00(2,2,2,freq,abs(Hy(4,:)), 'k', 'Frequency,
Hz', '|H_4_y(f)|, g/g', [14,14,2,2]);
axis([1,250,1e-3,100]); set_ticks00([1,10,100],[0.01,1,100]);
sub_loglog_gen00(2,2,3,freq,abs(Hz(4,:)), 'k', 'Frequency,
Hz', '|H_4_z(f)|, g/g', [14,14,2,2]);
axis([1,250,1e-3,100]); set_ticks00([1,10,100],[0.01,1,100]);

```

Código para calcular los parámetros de las conexiones de la UUT:

```

function [kconn,mconn] = calc_Proto_connParams00(axFact,bendFact)
%
% [kconn,mconn] = calc_Proto_connParams00(axFact,bendFact)
% Define the parameters of a prototypical structure connection.
% We want the connection to have axFact times the stiffness of the
beam
% in the axial direction, and bendFact times the stiffness of the
beam in
% all the other directions. The mass will be one percent the beam
mass
% matrix.

% Define single beam parameters.
E = 29e6; % Relatively stiff
nu00 = 0.3; % Like steel
G = E/(2*(1+nu00));
Iy = bendFact*0.1968;
Iz = bendFact*0.1968;
J = bendFact*0.3467;
A = axFact*0.5031;
Asy = inf;
Asz = inf;
L = 1;
rho = 0.1*0.283/386; % Steel
mIxx = 0.1*1.91e-4;
% Compute beam stiffness matrix in local coordinates.
[kconn] = k_12DOF_bm00(E,G,Iy,Iz,J,A,Asy,Asz,L);
% Compute beam mass matrix in local coordinates.
[mconn] = m_12DOF_bm00(rho,A,L,mIxx)

```

Código para la generación de la UUT:

```

function [kstr,mstr,fmodStr,phiStr] = Form_Str_KM_OM00(kconn,mconn)
%
% [kStr,mStr,fmodStr,phiStr] = Form_Str_KM_OM00(kconn,mconn)
% Form the stiffness and mass matrices for the Orlando Martinez
% structure. Permit the stiffness and mass of the connector element
to be
% input. Normally the connector element will have axial stiffnesses
that
% are high and other stiffnesses that are low. The mass will be low.

```

```

% Load the prototype stiffness and mass of the structure beam
elements.
load StrElStiffMass
% The structure has 44 nodes.
kstr = zeros(312);
mstr = zeros(312);
% Build the columns.
% Cosines.
lam0x = [cos(pi/2), cos(0), cos(pi/2)];
lam0y = [cos(pi/2), cos(pi/2), cos(0)];
lam0z = [cos(0), cos(pi/2), cos(pi/2)];
% Place the local stiffness and mass into global coordinates.
[kglobal00, lamda00] = k12xform(kStrBmEl, lam0x, lam0y, lam0z);
[mglobal00, lamda00] = k12xform(mStrBmEl, lam0x, lam0y, lam0z);
% Insert the element into the structure between nodes:
% Column 1: (17,18), (18,19), (19,20), (20,21)
% Column 2: (22,23), (23,24), (24,25), (25,26)
% Column 3: (27,28), (28,29), (29,30), (30,31)
% Column 4: (32,33), (33,34), (34,35), (35,36)
[kstr] = insertEl100(kstr, kglobal00, 17, 18);
[mstr] = insertEl100(mstr, mglobal00, 17, 18);
[kstr] = insertEl100(kstr, kglobal00, 18, 19);
[mstr] = insertEl100(mstr, mglobal00, 18, 19);
[kstr] = insertEl100(kstr, kglobal00, 19, 20);
[mstr] = insertEl100(mstr, mglobal00, 19, 20);
[kstr] = insertEl100(kstr, kglobal00, 20, 21);
[mstr] = insertEl100(mstr, mglobal00, 20, 21);
[kstr] = insertEl100(kstr, kglobal00, 22, 23);
[mstr] = insertEl100(mstr, mglobal00, 22, 23);
[kstr] = insertEl100(kstr, kglobal00, 23, 24);
[mstr] = insertEl100(mstr, mglobal00, 23, 24);
[kstr] = insertEl100(kstr, kglobal00, 24, 25);
[mstr] = insertEl100(mstr, mglobal00, 24, 25);
[kstr] = insertEl100(kstr, kglobal00, 25, 26);
[mstr] = insertEl100(mstr, mglobal00, 25, 26);
[kstr] = insertEl100(kstr, kglobal00, 27, 28);
[mstr] = insertEl100(mstr, mglobal00, 27, 28);
[kstr] = insertEl100(kstr, kglobal00, 28, 29);
[mstr] = insertEl100(mstr, mglobal00, 28, 29);
[kstr] = insertEl100(kstr, kglobal00, 29, 30);
[mstr] = insertEl100(mstr, mglobal00, 29, 30);
[kstr] = insertEl100(kstr, kglobal00, 30, 31);
[mstr] = insertEl100(mstr, mglobal00, 30, 31);
[kstr] = insertEl100(kstr, kglobal00, 32, 33);
[mstr] = insertEl100(mstr, mglobal00, 32, 33);
[kstr] = insertEl100(kstr, kglobal00, 33, 34);
[mstr] = insertEl100(mstr, mglobal00, 33, 34);
[kstr] = insertEl100(kstr, kglobal00, 34, 35);
[mstr] = insertEl100(mstr, mglobal00, 34, 35);
[kstr] = insertEl100(kstr, kglobal00, 35, 36);
[mstr] = insertEl100(mstr, mglobal00, 35, 36);

% Build the two lateral elements on the front of the structure and
the
% two lateral elements on the back of the structure. Do this for both
the
% top and the bottom.

```

```

lam0x = [cos(0),cos(pi/2),cos(pi/2)];
lam0y = [cos(pi/2),cos(0),cos(pi/2)];
lam0z = [cos(pi/2),cos(pi/2),cos(0)];
% Place the local stiffness and mass into global coordinates.
[kglobal00,lamda00] = k12xform(kStrBmEl,lam0x,lam0y,lam0z);
[mglobal00,lamda00] = k12xform(mStrBmEl,lam0x,lam0y,lam0z);
% Insert the element into the structure between nodes:
% Bottom front: (2,3), (3,4)
% Bottom back: (12,11), (11,10)
% Top front: (38,39), (39,40)
% Top back: (48,47), (47,46)
[kstr] = insertEl00(kstr,kglobal00,2,3);
[mstr] = insertEl00(mstr,mglobal00,2,3);
[kstr] = insertEl00(kstr,kglobal00,3,4);
[mstr] = insertEl00(mstr,mglobal00,3,4);
[kstr] = insertEl00(kstr,kglobal00,12,11);
[mstr] = insertEl00(mstr,mglobal00,12,11);
[kstr] = insertEl00(kstr,kglobal00,11,10);
[mstr] = insertEl00(mstr,mglobal00,11,10);
[kstr] = insertEl00(kstr,kglobal00,38,39);
[mstr] = insertEl00(mstr,mglobal00,38,39);
[kstr] = insertEl00(kstr,kglobal00,39,40);
[mstr] = insertEl00(mstr,mglobal00,39,40);
[kstr] = insertEl00(kstr,kglobal00,48,47);
[mstr] = insertEl00(mstr,mglobal00,48,47);
[kstr] = insertEl00(kstr,kglobal00,47,46);
[mstr] = insertEl00(mstr,mglobal00,47,46);

% Next four lateral elements on the sides of the structure, top and
% bottom.
lam0x = [cos(pi/2),cos(pi/2),cos(pi)];
lam0y = [cos(pi/2),cos(0),cos(pi/2)];
lam0z = [cos(0),cos(pi/2),cos(pi/2)];
% Place the local stiffness and mass into global coordinates.
[kglobal00,lamda00] = k12xform(kStrBmEl,lam0x,lam0y,lam0z);
[mglobal00,lamda00] = k12xform(mStrBmEl,lam0x,lam0y,lam0z);
% Insert the element into the structure between nodes:
% Bottom far side: (6,7), (7,8)
% Bottom near side: (16,15), (15,14)
% Top far side: (42,43), (43,44)
% Top near side: (52,51), (51,50)
[kstr] = insertEl00(kstr,kglobal00,6,7);
[mstr] = insertEl00(mstr,mglobal00,6,7);
[kstr] = insertEl00(kstr,kglobal00,7,8);
[mstr] = insertEl00(mstr,mglobal00,7,8);
[kstr] = insertEl00(kstr,kglobal00,16,15);
[mstr] = insertEl00(mstr,mglobal00,16,15);
[kstr] = insertEl00(kstr,kglobal00,15,14);
[mstr] = insertEl00(mstr,mglobal00,15,14);
[kstr] = insertEl00(kstr,kglobal00,42,43);
[mstr] = insertEl00(mstr,mglobal00,42,43);
[kstr] = insertEl00(kstr,kglobal00,43,44);
[mstr] = insertEl00(mstr,mglobal00,43,44);
[kstr] = insertEl00(kstr,kglobal00,52,51);
[mstr] = insertEl00(mstr,mglobal00,52,51);
[kstr] = insertEl00(kstr,kglobal00,51,50);
[mstr] = insertEl00(mstr,mglobal00,51,50);

```

```

% Insert the connecting elements into the structural stiffness and
% structural mass.
% Build the column connections.
lam0x = [cos(pi/2), cos(0), cos(pi/2)];
lam0y = [cos(pi/2), cos(pi/2), cos(0)];
lam0z = [cos(0), cos(pi/2), cos(pi/2)];
% Place the local connector stiffness and mass into global
coordinates.
[kglobal00, lamda00] = k12xform(kconn, lam0x, lam0y, lam0z);
[mglobal00, lamda00] = k12xform(mconn, lam0x, lam0y, lam0z);
% Insert the element into the structure between nodes:
% Column 1: (1,17), (21,37)
% Column 2: (5,22), (26,41)
% Column 3: (9,27), (31,45)
% Column 4: (13,32), (36,49)
[kstr] = insertEl00(kstr, kglobal00, 1, 17);
[mstr] = insertEl00(mstr, mglobal00, 1, 17);
[kstr] = insertEl00(kstr, kglobal00, 21, 37);
[mstr] = insertEl00(mstr, mglobal00, 21, 37);
[kstr] = insertEl00(kstr, kglobal00, 5, 22);
[mstr] = insertEl00(mstr, mglobal00, 5, 22);
[kstr] = insertEl00(kstr, kglobal00, 26, 41);
[mstr] = insertEl00(mstr, mglobal00, 26, 41);
[kstr] = insertEl00(kstr, kglobal00, 9, 27);
[mstr] = insertEl00(mstr, mglobal00, 9, 27);
[kstr] = insertEl00(kstr, kglobal00, 31, 45);
[mstr] = insertEl00(mstr, mglobal00, 31, 45);
[kstr] = insertEl00(kstr, kglobal00, 13, 32);
[mstr] = insertEl00(mstr, mglobal00, 13, 32);
[kstr] = insertEl00(kstr, kglobal00, 36, 49);
[mstr] = insertEl00(mstr, mglobal00, 36, 49);

% Build the lateral connections on the front of the structure and the
% two lateral connections on the back of the structure. Do this for
both
% top and the bottom.
lam0x = [cos(0), cos(pi/2), cos(pi/2)];
lam0y = [cos(pi/2), cos(0), cos(pi/2)];
lam0z = [cos(pi/2), cos(pi/2), cos(0)];
% Place the local stiffness and mass into global coordinates.
[kglobal00, lamda00] = k12xform(kconn, lam0x, lam0y, lam0z);
[mglobal00, lamda00] = k12xform(mconn, lam0x, lam0y, lam0z);
% Insert the element into the structure between nodes:
% Bottom front: (1,2), (4,5)
% Bottom back: (13,12), (10,9)
% Top front: (37,38), (40,41)
% Top back: (49,48), (46,45)
[kstr] = insertEl00(kstr, kglobal00, 1, 2);
[mstr] = insertEl00(mstr, mglobal00, 1, 2);
[kstr] = insertEl00(kstr, kglobal00, 4, 5);
[mstr] = insertEl00(mstr, mglobal00, 4, 5);
[kstr] = insertEl00(kstr, kglobal00, 13, 12);
[mstr] = insertEl00(mstr, mglobal00, 13, 12);
[kstr] = insertEl00(kstr, kglobal00, 10, 9);
[mstr] = insertEl00(mstr, mglobal00, 10, 9);

```

```

[kstr] = insertEl100(kstr,kglobal00,37,38);
[mstr] = insertEl100(mstr,mglobal00,37,38);
[kstr] = insertEl100(kstr,kglobal00,40,41);
[mstr] = insertEl100(mstr,mglobal00,40,41);
[kstr] = insertEl100(kstr,kglobal00,49,48);
[mstr] = insertEl100(mstr,mglobal00,49,48);
[kstr] = insertEl100(kstr,kglobal00,46,45);
[mstr] = insertEl100(mstr,mglobal00,46,45);

% Next four connectors on lateral elements on the sides of the
structure,
% top and bottom.
lam0x = [cos(pi/2),cos(pi/2),cos(pi)];
lam0y = [cos(pi/2),cos(0),cos(pi/2)];
lam0z = [cos(0),cos(pi/2),cos(pi/2)];
% Place the local stiffness and mass into global coordinates.
[kglobal00,lamda00] = k12xform(kconn,lam0x,lam0y,lam0z);
[mglobal00,lamda00] = k12xform(mconn,lam0x,lam0y,lam0z);
% Insert the element into the structure between nodes:
% Bottom far side: (5,6), (8,9)
% Botton near side: (1,16), (14,13)
% Top far side: (41,42), (44,45)
% Top near side: (37,52), (50,49)
[kstr] = insertEl100(kstr,kglobal00,5,6);
[mstr] = insertEl100(mstr,mglobal00,5,6);
[kstr] = insertEl100(kstr,kglobal00,8,9);
[mstr] = insertEl100(mstr,mglobal00,8,9);
[kstr] = insertEl100(kstr,kglobal00,1,16);
[mstr] = insertEl100(mstr,mglobal00,1,16);
[kstr] = insertEl100(kstr,kglobal00,14,13);
[mstr] = insertEl100(mstr,mglobal00,14,13);
[kstr] = insertEl100(kstr,kglobal00,41,42);
[mstr] = insertEl100(mstr,mglobal00,41,42);
[kstr] = insertEl100(kstr,kglobal00,44,45);
[mstr] = insertEl100(mstr,mglobal00,44,45);
[kstr] = insertEl100(kstr,kglobal00,37,52);
[mstr] = insertEl100(mstr,mglobal00,37,52);
[kstr] = insertEl100(kstr,kglobal00,50,49);
[mstr] = insertEl100(mstr,mglobal00,50,49);

% Compute the mode shapes and modal frequencies of the free-free
% structure.
[phiStr,w2Str] = eig(kstr,mstr);
wmodStr = sqrt(diag(w2Str));
fmodStr = wmodStr/(2*pi);

% Although the eigenvalue analysis will not reflect this, exactly,
the
% first six modes will have zero frequency because they are rigid-
body
% modes.
fmodStr(1:6) = zeros(6,1);

```

Teniendo los parámetros calculados, la UUT formada, se procede a realizar el análisis modal:

```

function [mod00] = anal_mode_ID10(kstiff,mass,M)
%
%   [phi10,modw] = anal_mode_ID00(kstiff,mass,M)
%   Identify M modes in a structure with stiffness, kstiff, and mass,
mass.
%   Method: Inverse iteration. At each step remove lower modes from
trial
%   vector.
%   **** This function is identical to anal_mode_ID00(), except that
the
%   entire set of iterates is returned in a cell structure. ****
%
%   Inputs:
%   kstiff Square, symmetric, positive definite stiffness matrix.
%           Dimension: (N)x(N)
%   mass   Square, symmetric, positive definite mass matrix.
%           Dimension: (N)x(N)
%   M      Number of modes to be extracted.
%           Dimension: Scalar
%
%   Outputs:
%   mod00  Mode shapes and mode frequencies corresponding to modal
%           frequencies in ascending order.
%           Dimension: (M)x(1) cell, Each cell contains all iterates of
%           mode shape and modal frequencies.
%           phi00  Mode shapes
%           Dimension: (N)x(niter)
%           modw   Modal frequencies in ascending order. (rad/sec)
%           Dimension: (niter)x(1)
%
%   TLP, 08/24/14
%
%   Check inputs.
D = size(kstiff);
if( (length(D)<2) || (D(1)~=D(2)) )
    fprintf('anal_mode_ID00(): ERROR - kstiff must be square. \n');
    return;
end
N = D(1);
D = size(mass);
if( (length(D)<2) || (D(1)~=N) || (D(2)~=N) )
    fprintf('anal_mode_ID00(): ERROR - mass must be square with
dimension of stiffness matrix. \n');
    return;
end
%   Further checks on the stiffness and mass matrices.
for i=1:N
    if( kstiff(i,i)<=0 )
        fprintf('anal_mode_ID00(): ERROR - Diagonal elements of kstiff
must be >=0. \n');
        return;
    end
    if( mass(i,i)<=0 )
        fprintf('anal_mode_ID00(): ERROR - Diagonal elements of mass
must be >=0. \n');
        return;
    end
end

```

```

end
if( i<N )
    for j=i+1:N
        if( kstiff(i,j)~=0 )
            kscale = kstiff(i,j);
        else
            kscale = 1;
        end
        if( abs((kstiff(i,j)-kstiff(j,i))/kscale)>1e-8 )
            fprintf('anal_mode_ID00(): ERROR - kstiff must be
symmetric. \n');
        end
        kstiff(j,i) = kstiff(i,j);
        if( mass(i,j)~=0 )
            mscale = mass(i,j);
        else
            mscale = 1;
        end
        if( abs((mass(i,j)-mass(j,i))/mscale)>1e-8 )
            fprintf('anal_mode_ID00(): ERROR - mass must be
symmetric. \n');
        end
        mass(j,i) = mass(i,j);
    end
end
end
D = size(M);
if( (length(D)<2) || (D(1)~=1) || (D(2)~=1) || (M<1) || (floor(M+0.1)~=M) )
    fprintf('anal_mode_ID00(): ERROR - M must be a positive integer.
\n');
    return;
end

% Compute the stiffness/mass coefficient required to perform inverse
% iteration.
kinvm = inv(kstiff)*mass;

% Perform inverse iteration.
mod00 = cell(M,1);
for m=1:M
    % Allocate empty arrays for the mode shapes and modal
    frequencies.
    phidum = [];
    wdum(1) = 0;
    % Collect the previous converged mode shapes if m>1.
    phi_prev = zeros(N,m-1);
    if( m>1 )
        for j=1:m-1
            phi_prev(:,j) = mod00{j}.phiconv;
        end
    end
    % In both of the following cases we need to start with a trial
mode
    % shape. Define it here and normalize it with respect to the
    % mass matrix.
    phi_a = ones(N,1)/sqrt(N);

```

```

C2 = phi_a'*mass*phi_a;
phi_a = (1/sqrt(C2))*phi_a;
% Now, perform inverse iteration. Stop the iteration when the
% relative distance between trial mode shape and pots-iteration
mode
% shape reduces to 0.001. If iteration continues to 1000 and no
% convergence occurs, stop the analysis and print an error
message.
reldiff = 1;
err00 = 1e-4;
maxiter = 1000;
niter = 0;
while( (reldiff>err00)&&(niter<maxiter) )
    % Increment the number of iterations.
    niter = niter + 1;
    % When the mode we seek to identify is beyond the first mode,
we
    % need to remove the influence/presence of the modes lower
than
    % this (m)th mode during every step of the iteration. Do that
    % here.
    if( m>1 )
        % Compute the coefficients, a, of the modal contributions
        % contained in phi_a.
        a = phi_a'*mass*phi_prev; a = a'; % Column form
        % Now remove the low mode components from phi_a.
        phi_a = phi_a - phi_prev*a;
        % Finally, normalize the length of the trial vector to
unity.
        % Start by computing the length of phi_a.
        C2 = phi_a'*mass*phi_a;
        phi_a = (1/sqrt(C2))*phi_a;
    end
    % Perform the iteration.
    phi_b = kinvm*phi_a;
    % Extract the current estimate of modal frequency from phi_b,
and
    % normalize phi_b to a length of one.
    C2 = phi_b'*mass*phi_b;
    modw_curr = 1/sqrt(sqrt(C2));
    phi_b = (1/sqrt(C2))*phi_b;
    % If we reach the number of iterations pre-set as the limit,
then
    % print an error message and stop.
    if( niter==maxiter )
        fprintf('anal_mode_ID10(): WARNING - Iteration limit
reached on mode %i. reldiff = %12.3e \n',m,reldiff);
    end
    % Compute the change that occurred during the current
iteration.
    reldiff = norm(phi_a-phi_b)/norm(phi_a);
    % Increment the iteration.
    phi_a = phi_b;
    % Store the iterates.
    phidum(:,niter) = phi_a;
    wdum(niter) = modw_curr;
end

```

```

mod00{m}.phiconv = phi_b;
mod00{m}.modwconv = modw_curr;
mod00{m}.phiiter = phidum;
mod00{m}.modwiter = wdum;
end

```

Para realizar el cálculo de las vibraciones aleatorias se utiliza el siguiente código:

```

%
% RV_OM_struct11.m
% Random vibration of the Orlando Martinez frame structure. The
inputs
% come from Orlando's random vibration experiment. We will perform
random
% vibration analysis at the -3dB level and at the 0dB level.
%
% First, build the structure FE model.
ex11_BaseExcitStr;
% Use the analyzed FRFs to construct the FRF matrix at four response
DOF.
H = zeros(4,3,513);
for i=1:4
    H(i,1,:) = Hx(i,:);
    H(i,2,:) = Hy(i,:);
    H(i,3,:) = Hz(i,:);
end

% Load the appropriate excitation spectral densities. The frequency
% increment used to analyze the FE model is the same as the frequency
% increment used during the experimental data analysis, so no
% interpolation is required.
load SDinput_3dB_OM %changed to 0db
dfsd = freqsd(2)-freqsd(1);

% The excitation auto- and cross-spectral densities have been placed
in
% the correct matrix elements in Gex_m3dB.
% Column 1 of G holds Orlando's x-axis (my -x axis) input.
% Column 2 of G holds Orlando's y-axis (my z axis) input.
% Column 4 of G holds Orlando's z-axis (my y axis) input.
GUU = Gex_m3dB; %change 3 for 0
% Compute RMS responses in the x- y- and z-directions.
RMS_U = zeros(3,1);
for i=1:3
    RMS_U(i) = sqrt(dfsd*sum(squeeze(GUU(i,i,:))));
end
% Print results.
dir00 = ['x'; 'y'; 'z'];
fprintf('Input RMSs \n');
for i=1:3
    fprintf(' %1c: %12.3e \n',dir00(i),RMS_U(i));
end

```

```

% Compute response spectral densities at the six DOF of interest.
GRR = zeros(4,4,513);
for k=1:513
    GRR(:,:,k) = H(:,:,k)*GUU(:,:,k)*H(:,:,k)';
    % Make the diagonals real because round-off will make them
    complex.
    for i=1:4
        GRR(i,i,k) = real(GRR(i,i,k));
    end
end

% Compute response RMSs.
fprintf('Response RMSs \n');
RMS_R = zeros(4,1);
for i=1:4
    RMS_R(i) = sqrt(dfdsd*sum(squeeze(GRR(i,i,:))));
    fprintf(' DOF %1i: %12.3e \n',i,RMS_R(i));
end

% Plot the excitation spectral densities.
figure;
sub_loglog_gen00(2,1,1,freqsd,squeeze(GUU(1,1,:)),'b','Frequency,
Hz','G(f), g^2/Hz',[14,14,2,2]);
axis([1,250,1e-8,1]);
set_ticks00([1,10,100],[1e-8,1e-4,1]);
hold on;
sub_loglog_gen00(2,1,1,freqsd,squeeze(GUU(2,2,:)),'k','Frequency,
Hz','G(f), g^2/Hz',[14,14,2,2]);
sub_loglog_gen00(2,1,1,freqsd,squeeze(GUU(3,3,:)),'g','Frequency,
Hz','G(f), g^2/Hz',[14,14,2,2]);

% Plot the response auto-spectral densities at the four DOF of
interest.
figure;
sub_loglog_gen00(2,1,1,freqsd,squeeze(GRR(1,1,:)),'k','Frequency,
Hz','G_1_8_1_(x)(f), g^2/Hz',[14,14,2,2]);
axis([1,250,1e-8,1]);
set_ticks00([1,10,100],[1e-8,1e-4,1]);
sub_loglog_gen00(2,1,2,freqsd,squeeze(GRR(2,2,:)),'k','Frequency,
Hz','G_1_8_2_(x)(f), g^2/Hz',[14,14,2,2]);
axis([1,250,1e-8,1]);
set_ticks00([1,10,100],[1e-8,1e-4,1]);

figure;
sub_loglog_gen00(2,1,1,freqsd,squeeze(GRR(3,3,:)),'k','Frequency,
Hz','G_1_8_3_(y)(f), g^2/Hz',[14,14,2,2]);
axis([1,250,1e-8,1]);
set_ticks00([1,10,100],[1e-8,1e-4,1]);
sub_loglog_gen00(2,1,2,freqsd,squeeze(GRR(4,4,:)),'k','Frequency,
Hz','G_1_9_3_(z)(f), g^2/Hz',[14,14,2,2]);
axis([1,250,1e-8,1]);
set_ticks00([1,10,100],[1e-8,1e-4,1]);

% Plot the measured response spectral densities.
freqsd00 = freqsd;
load Data_m3dB

```

```

freqsd01 = freqsd;
dfsd01 = freqsd01(2)-freqsd01(1);
freqsd = freqsd00;
figure;
sub_loglog_gen00(2,1,1,freqsd01,G_Data(:,2),'k','Frequency,
Hz','G_E_x_p_(x)(f), g^2/Hz',[14,14,2,2]);
axis([1,250,1e-8,1]); set_ticks00([1,10,100],[1e-8,1e-4,1]);
sub_loglog_gen00(2,1,2,freqsd01,G_Data(:,4),'k','Frequency,
Hz','G_E_x_p_(y)(f), g^2/Hz',[14,14,2,2]);
axis([1,250,1e-8,1]); set_ticks00([1,10,100],[1e-8,1e-4,1]);
figure;
sub_loglog_gen00(2,1,1,freqsd01,G_Data(:,3),'k','Frequency,
Hz','G_E_x_p_(z)(f), g^2/Hz',[14,14,2,2]);
axis([1,250,1e-8,1]); set_ticks00([1,10,100],[1e-8,1e-4,1]);

% Print the experimental RMSs.
RMSexp = zeros(3,1);
idx00 = [2;4;3];
for i=1:3
    % Define a sum that goes through 200 Hz because that is all the
    % linear model considers.
    RMSexp(i) = sqrt(dfsd01*sum(G_Data(1:320,idx00(i))));
end
fprintf('Experimental response RMSs \n');
fprintf(' x: %12.3e \n',RMSexp(1));
fprintf(' y: %12.3e \n',RMSexp(2));
fprintf(' z: %12.3e \n',RMSexp(3));

```

MATLAB EXTRACCIÓN DE MEDICIONES DE LA PRUEBA DE LABORATORIO.

Para la extracción de las mediciones realizadas en el laboratorio se utilizan los siguientes códigos. Primero se muestra el código para el analizador DATA. Primeramente se deben cargar los datos en formato de texto de las mediciones hechas.

Para menos seis decibeles (-6dB):

```
% SDAnalysis_Data.m
% Analyze Orlando's data measured with the Data measurement system.
% TLP, 05/29/2015
% Load the data.
load 6dB_Data.txt
sr = 640;
dt = 1/sr;
nt = 76800;
% Interpret the file.
% To truncate the file eliminating a starting strnsient, store all
% vectors from 7001 to end.
[nr,nc] = size(X6dB_Data);
time = dt*(0:nr-7001+1)';
nt = length(time);
acc = zeros(nt,4);
for i=1:4
    acc(:,i) = X6dB_Data(7000:end,i);
end
% Compute signal RMS values.
RMSacc = std(acc);
% Print the results.
for i=1:4
    fprintf('Data: RMS = %12.3e g \n',RMSacc(i));
end
% Estimate the spectral densities.
qovlp = 0.5;
nb = 1024;
win_code = 2;
G = zeros(nb/2+1,4);
for i=1:4
    [freqsd,G(:,i)] = compsd3(acc(:,i),qovlp,nb,dt,win_code);
end
% Plot the spectral densities.
colors00 = ['y';'b';'g';'r';'c';'m'];
for i=1:4
    sub_loglog_gen00(2,1,1,freqsd,G(:,i),colors00(rem(i,6)+1),'Frequency,
Hz','G(f), g^2/Hz',[14,14,2,2]);
    if( i==1 ), axis([1,320,1e-9,1]); hold on; end
end
```

Para menos tres decibeles (-3dB):

```
% SDAnalysis_Data.m
% Analyze Orlando's data measured with the Data measurement system.
% TLP, 05/29/2015
% Load the data.
load 3dB_Data.txt
sr = 640;
dt = 1/sr;
nt = 76800;

% Interpret the file.
% To truncate the file eliminating a starting strnsient, store all
% vectors from 7001 to end.
[nr,nc] = size(X3dB_Data);
time = dt*(0:nr-7001+1)';
nt = length(time);
acc = zeros(nt,4);
for i=1:4
    acc(:,i) = X3dB_Data(7000:end,i);
end

% Compute signal RMS values.
RMSacc = std(acc);
% Print the results.
for i=1:4
    fprintf('Data: RMS = %12.3e g \n',RMSacc(i));
end

% Estimate the spectral densities.
qovlp = 0.5;
nb = 1024;
win_code = 2;
G = zeros(nb/2+1,4);
for i=1:4
    [freqsd,G(:,i)] = compsd3(acc(:,i),qovlp,nb,dt,win_code);
end

% Plot the spectral densities.
colors00 = ['y';'b';'g';'r';'c';'m'];
for i=1:4
    sub_loglog_gen00(2,1,1,freqsd,G(:,i),colors00(rem(i,6)+1), 'Frequency,
Hz', 'G(f), g^2/Hz', [14,14,2,2]);
    if( i==1 ), axis([1,320,1e-9,1]); hold on; end
end
```

Para cero decibeles (0dB).

```
% SDAnalysis_Data.m
% Analyze Orlando's data measured with the Data measurement system.
% TLP, 05/29/2015
% Load the data.
load 0dB_Data.txt
sr = 640;
dt = 1/sr;
```

```

nt = 76800;

% Interpret the file.
% To truncate the file eliminating a starting strnsient, store all
% vectors from 7001 to end.
[nr,nc] = size(X0dB_Data);
time = dt*(0:nr-7001+1)';
nt = length(time);
acc = zeros(nt,4);
for i=1:4
    acc(:,i) = X0dB_Data(7000:end,i);
end

% Compute signal RMS values.
RMSacc = std(acc);
% Print the results.
for i=1:4
    fprintf('Data: RMS = %12.3e g \n',RMSacc(i));
end

% Estimate the spectral densities.
qovlp = 0.5;
nb = 1024;
win_code = 2;
G = zeros(nb/2+1,4);
for i=1:4
    [freqsd,G(:,i)] = compsd3(acc(:,i),qovlp,nb,dt,win_code);
end

% Plot the spectral densities.
colors00 = ['y';'b';'g';'r';'c';'m'];
for i=1:4

sub_loglog_gen00(2,1,1,freqsd,G(:,i),colors00(rem(i,6)+1),'Frequency,
Hz','G(f), g^2/Hz',[14,14,2,2]);
    if( i==1 ), axis([1,320,1e-9,1]); hold on; end
end

```

Ahora se muestra el código para el analizador Photon. De igual manera se deben cargar los datos en formato de texto de las mediciones realizadas durante las pruebas de laboratorio. Para menos seis decibeles (-6 dB):

```

% SDAnalysis_Photon.m
% Analyze Orlando's data measured with the Photon measurement system.
% TLP, 06/08/2015
% Load the data.
load Ph_1_111915_6dB.txt
load Ph_2_111915_6dB.txt
load Ph_3_111915_6dB.txt
load Ph_4_111915_6dB.txt
sr = 512;
dt = 1/sr;
nt = 62464;
% Interpret the file.

```

```

% To truncate the file eliminating a starting strnsient, store all
% vectors from 4001 to end.
time = Ph_1_111915_6dB(4001:end,1)-Ph_1_111915_6dB(4001,1);
nt = length(time);
acc = zeros(nt,4);
acc(:,1) = Ph_1_111915_6dB(4001:end,2);
acc(:,2) = Ph_2_111915_6dB(4001:end,2);
acc(:,3) = Ph_3_111915_6dB(4001:end,2);
acc(:,4) = Ph_4_111915_6dB(4001:end,2);

% Convert accelerations to g's.
%acc = acc/(0.0254*386);
% Compute signal RMS values.
RMSacc = std(acc);
% Print the results.
for i=1:4
    fprintf('Photon: RMS = %12.3e \n',RMSacc(i));
end

% Estimate the spectral densities.
qovlp = 0.5;
nb = 1024;
win_code = 2;
G = zeros(nb/2+1,4);
for i=1:4
    [freqsd,G(:,i)] = compspd3(acc(:,i),qovlp,nb,dt,win_code);
end

% Plot the spectral densities. first graph is blue (CH1); second
green
% (ch 2); third red (ch 3); fourth cian (ch4)
colors00 = ['y';'b';'g';'r';'c';'m'];
for i=1:4

sub_loglog_gen00(2,1,1,freqsd,G(:,i),colors00(rem(i,6)+1), 'Frequency,
Hz', 'G(f), g^2/Hz', [14,14,2,2]);
    if( i==1 ), axis([1,256,1e-10,0.01]); hold on; end
end

```

Para menos tres decibeles (-3 dB):

```

% SDAnalysis_Photon.m
% Analyze Orlando's data measured with the Photon measurement system.
% TLP, 06/08/2015
% Load the data.
load Ph_1_111915_3dB.txt
load Ph_2_111915_3dB.txt
load Ph_3_111915_3dB.txt
load Ph_4_111915_3dB.txt
sr = 512;
dt = 1/sr;
nt = 62464;
% Interpret the file.
% To truncate the file eliminating a starting strnsient, store all
% vectors from 4001 to end.
time = Ph_1_111915_3dB(4001:end,1)-Ph_1_111915_3dB(4001,1);

```

```

nt = length(time);
acc = zeros(nt,4);
acc(:,1) = Ph_1_111915_3dB(4001:end,2);
acc(:,2) = Ph_2_111915_3dB(4001:end,2);
acc(:,3) = Ph_3_111915_3dB(4001:end,2);
acc(:,4) = Ph_4_111915_3dB(4001:end,2);
%
% Convert accelerations to g's.
% acc = acc/(0.0254*386);
% Compute signal RMS values.
RMSacc = std(acc);
% Print the results.
for i=1:4
    fprintf('Photon: RMS = %12.3e \n',RMSacc(i));
end

% Estimate the spectral densities.
qovlp = 0.5;
nb = 1024;
win_code = 2;
G = zeros(nb/2+1,4);
for i=1:4
    [freqsd,G(:,i)] = compsd3(acc(:,i),qovlp,nb,dt,win_code);
end

% Plot the spectral densities.
colors00 = ['y';'b';'g';'r';'c';'m'];
for i=1:4

sub_loglog_gen00(2,1,1,freqsd,G(:,i),colors00(rem(i,6)+1), 'Frequency,
Hz', 'G(f), g^2/Hz', [14,14,2,2]);
    if( i==1 ), hold on; end
end

```

Para cero decibels (0 dB):

```

%
% SDAnalysis_Photon.m
% Analyze Orlando's data measured with the Photon measurement system.
%
% TLP, 05/29/2015
%

% Load the data.
load Ph_1_111915_0dB.txt
load Ph_2_111915_0dB.txt
load Ph_3_111915_0dB.txt
load Ph_4_111915_0dB.txt
sr = 512;
dt = 1/sr;
nt = 62464;
% Interpret the file.
% To truncate the file eliminating a starting strnsient, store all
% vectors from 4001 to end.
time = Ph_1_111915_0dB(4001:end,1)-Ph_1_111915_0dB(4001,1);
nt = length(time);

```

```

acc = zeros(nt,4);
acc(:,1) = Ph_1_111915_0dB(4001:end,2);
acc(:,2) = Ph_2_111915_0dB(4001:end,2);
acc(:,3) = Ph_3_111915_0dB(4001:end,2);
acc(:,4) = Ph_4_111915_0dB(4001:end,2);

% Convert accelerations to g's.
%acc = acc/(0.0254*386);
% Compute signal RMS values.
RMSacc = std(acc);
% Print the results.
for i=1:4
    fprintf('Photon: RMS = %12.3e \n',RMSacc(i));
end

% Estimate the spectral densities.
qovlp = 0.5;
nb = 1024;
win_code = 2;
G = zeros(nb/2+1,4);
for i=1:4
    [freqsd,G(:,i)] = compsd3(acc(:,i),qovlp,nb,dt,win_code);
end

% Plot the spectral densities.
colors00 = ['y';'b';'g';'r';'c';'m'];
for i=1:4

sub_loglog_gen00(2,1,1,freqsd,G(:,i),colors00(rem(i,6)+1), 'Frequency,
Hz', 'G(f), g^2/Hz', [14,14,2,2]);
    if( i==1 ), axis([1,256,1e-14,1e-9]); hold on; end

end

```

APENDICE D

APRENDIZAJE OBTENIDO DURANTE EL DESARROLLO DE ESTE PROYECTO.

Este proyecto de investigación no ha sido sencillo desde un inicio. Se ha tenido que estudiar, analizar e investigar diversos artículos de investigación, capítulos de libros y manuales de funcionamiento de software y equipo de análisis.

De las dificultades que se vivieron durante el proyecto fueron al realizar las pruebas de laboratorio. Se tuvo muy poco conocimiento en la realización de las pruebas y uso del equipo. Gracias al apoyo del Dr. Thomas L. Paez y Dr. Diego Ledezma se llevaron a cabo de la mejor manera.

REALIZACIÓN DEL ANÁLISIS MODAL.

Durante el análisis modal con martillo se tuvo dudas de cómo llevarlo a cabo. Primero al tomar la decisión de en qué parte de la estructura se debía golpear y si era mejor mantenerla suspendida (la estructura) o fija de la base. Sin duda la mejor manera es teniéndola suspendida ya que es la manera más sencilla de estudiar sus formas y frecuencias modales. Para el análisis modal con martillo se debe tener cuidado en la forma de golpear la estructura, ya que al ser más compleja se tiene una posibilidad mayor de cometer un error. Cuando se realiza este tipo de análisis, al aplicar la fuerza es posible golpear dos veces sin la intención de hacerlo, por lo que se debe practicar previamente para evitar un doble golpe y que este fuese a afectar los resultados.

Además de que se debe llevar un registro de la mejor manera para evitar otro error común de golpear más de una vez en un solo punto y perder el orden que se lleva en el análisis.

ANÁLISIS VIBRATORIO ALEATORIO

Para el análisis vibratorio aleatorio, se tuvo que tomar mayores precauciones por el tipo de prueba que se realizaría. Se tuvo que ajustar la tornillería para evitar que la estructura no fuera a caer y provocar un accidente, además de que también se debió aprovechar que el excitador cuenta con una entrada de aire a presión para el amortiguamiento interno y que así no afectara su funcionamiento. Para la parte del análisis también se debió llevar un registro de los puntos a analizar y que dirección se estuvo analizando para poder entender las gráficas.

RECOMENDACIONES PARA POSTERIORES ESTUDIOS

Como recomendación para las personas que quisieran conocer el proceso de pruebas y/o quieran continuar con este estudio, deben investigar más sobre pruebas de laboratorio de vibraciones. Hay empresas que se dedican a probar sus productos en condiciones controladas contra la vibración, tienen equipos especializados o más sellos que pueden servir de mucha ayuda. También leer los manuales de los proveedores de equipo para poder utilizarlos de la manera correcta y evitar daños en estos.

Se debe realizar más de una prueba, es decir, no quedarse con el primer experimento ya que en la mayoría de los casos se encuentran errores o encontramos formas de no hacerlo. Hay que buscar la mejor manera y esas es haciendo una y otra vez la prueba, replicar las condiciones y formas en que se llevó a cabo y también un registro de estas para poder llegar a una conclusión de que se han hecho de la manera correcta.

Se deben apoyar mucho en la gente que se dedica a realizar pruebas. Hay que buscar primeramente en la industria local si hay personas que hayan hecho estudios similares y pedirles consejos. Si no se cuenta de manera local, buscar

de manera tal vez nacional y si no seguir a la parte internacional para poder aprender de la experiencia de otros.

En definitiva este ha sido el proyecto del que más he aprendido en varios aspectos y ha sido una experiencia gratificante. Espero estas letras sirvan para la siguiente persona que decida continuar con este proyecto dentro de otra visión.