



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
(CAMPO DE CONOCIMIENTO) – (CAMPO DISCIPLINARIO)

CARACTERIZACIÓN DEL AMORTIGUAMIENTO DE MANGUERAS METÁLICAS
BAJO UN IMPULSO VIBRATORIO

TESIS
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
MAESTRO EN INGENIERÍA

PRESENTA:
BRENDA MONTSERRAT MORALES CORNEJO

TUTOR (ES) PRINCIPAL(ES)

DR. JORGE ALFREDO FERRER PÉREZ
UNIDAD DE ALTA TECNOLOGÍA FI-UNAM

DR. MARCELO LÓPEZ PARRA
UNIDAD DE ALTA TECNOLOGÍA FI-UNAM

CIUDAD DE MÉXICO, MAYO, 2021



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA

**CARACTERIZACIÓN DEL AMORTIGUAMIENTO DE MANGUERAS
METÁLICAS BAJO IMPULSO VIBRATORIO**

TESIS
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
MAESTRO EN INGENIERÍA

PRESENTA:
BRENDA MONTSERRAT MORALES CORNEJO

TUTORES PRINCIPALES

DR. MARCELO LÓPEZ PARRA

avance 100% trabajo de tesis

Tesis terminada
04/12/19

DR. JORGE ALFREDO FERRER PÉREZ
UNIDAD DE ALTA TECNOLOGÍA FI-UNAM

DEDICATORIAS

Quiero dedicar esta tesis de maestría a Dios y a la gente que más amo.

A mi esposo Eduardo por todo su apoyo incondicional desde el primer día en que me embarque en esta aventura, por todo su amor, sus consejos, por su paciencia, por hacer parecer las cosas más sencillas de lo que realmente son y por su entrega total a nuestro matrimonio.

A mi mamá María de los Ángeles Cornejo Castro, que con su amor y entrega me llevó a conocer a Dios y me motivó a caminar en los momentos de más incertidumbre y con la mayor motivación de todas, y que con su ejemplo me enseñó que con dedicación y empeño puedo conseguir cualquier meta.

A mi papá José Rubén Morales Andrade, que me impulsó a ser mejor cada día, que me inculcó el trabajo honrado y bien hecho. Y sobre todo que me enseñó que no debemos dejarnos rendir hasta en los momentos más oscuros, levantar la mirada a Dios y pedirle su fortaleza.

A mis hermanos Rubén y Mariana por motivarme a ser una mejor hermana, por los ánimos, el cariño, la complicidad y las risas en los momentos más difíciles.

AGRADECIMIENTOS

Principalmente me gustaría agradecer a la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM), al Laboratorio Nacional de Ingeniería Espacial y Automotriz de la FI-UNAM y a todos mis profesores de esta distinguida institución que me acompañaron desde el día 1 y que dejaron no solamente una huella en mi aprendizaje sino también en mi corazón por toda su entrega, compromiso y por transmitir su pasión a sus materias.

A mis tutores el Dr. Jorge Alfredo Ferrer Perez y el Dr. Marcelo Lopez Parra por su apoyo, su tiempo y su entrega para aclarar mis dudas, su guía en muchos momentos de incertidumbre y sobre todo por los ánimos en momentos difíciles. Siempre estaré agradecida con ustedes por toda la paciencia que me tuvieron en mi proceso de tesis.

A General Electric por todo el apoyo para poder cumplir el objetivo de estudiar mi maestría mientras me encontraba trabajando.

A Efrén Souza mi líder técnico en GE por siempre mostrar una actitud positiva y apoyo constante en este proyecto, por cuestionar y aportar ideas fuertes para la continuación del proyecto.

A Jesus Becerril por su increíble creatividad y su capacidad de hacer realidad las ideas en modelos gráficos.

A Celia Navarro por su propuesta en la metodología de análisis de las mangueras, por su apoyo para realizar la prueba de impulso y también por su apoyo en la correlación de la prueba, por todo el conocimiento que adquirí gracias a ella, además de todo el acompañamiento en este proyecto.

A Jorge Zavala por las clases de modelado, por las ideas y por la ayuda para poder llevar a cabo la prueba de impulso.

A Jorge Donadieu, Luz América Sanchez y Osciel Hernández por ayudarme a buscar y conseguir todos los apoyos posibles para impulsar mi proyecto.

A Nayelli Ortega por su apoyo constante, por su excelente organización y entrega para que tanto mis compañeros como yo tuviéramos todas las herramientas para poder aprovechar al máximo la maestría

A Claudia Estrada por buscar los mejores proveedores para la realización de la prueba y empujar fuertemente por que los objetivos se cumplieran.

A Emilio García por su apoyo en el diseño de experimentos.

A mi querido equipo de diseño del sistema de combustible de LM9000. Alejandra Sanchez, Fernando Alcántara, Atzimba Manríquez y Jorge Guzmán por todas las lluvias de ideas, palabras de apoyo, tiempo y su amistad.

Al equipo del Design Board 19 por todas las aportaciones.

A mi amigo Aldo Jurado por las ideas y acompañamiento en mi proceso de tesis.

Al equipo de laboratorio de GE por todo el apoyo y tiempo invertido en el proyecto.
A mis profesores de la UNAM por todo lo que me enseñaron en estos 4 años en su campo de especialidad, pero sobre todo porque todos ellos me enseñaron algo aún más importante y es la pasión y entrega con la que hacen y disfrutan su trabajo.

ÍNDICE

1 Table of Contents

ÍNDICE	IV
ÍNDICE ILUSTRACIONES	VII
ÍNDICE TABLAS	IX
ÍNDICE GRÁFICAS	X
2 RESUMEN	1
3 ABSTRACT	2
4 ANTECEDENTES	3
5 INTRODUCCIÓN	4
6 OBJETIVOS	11
6.1 Objetivo General	11
6.2 Objetivos Específicos	11
7 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	12
8 HIPÓTESIS	12
9 MARCO TEÓRICO	13
9.1 Introducción a la teoría de vibraciones	13
9.2 Resortes	14
9.3 Amortiguamiento	16
9.4 Análisis Modal	18
9.4.1 Análisis Modal Experimental	19
9.4.2 Visión del Análisis Modal Experimental	19
9.5 Desarrollo del Análisis Modal	20
9.5.1 Grados de libertad de un sistema mecánico	21
9.5.2 Transformada Rápida de Fourier	24
9.5.3 Fundamentos de Función de Respuesta de Frecuencia (FRF)	25
9.5.4 La Función de Respuesta en Frecuencia FRF	26
9.6 Métodos numéricos en ANSYS	26
9.6.1 Pandeo Lineal	27
9.7 Construcción de mangueras	30
9.7.1 Tipos de mangueras flexibles	30
9.7.2 Manguera de baja presión	30

9.7.3	Mangueras de presión media	30
9.7.4	Mangueras de alta presión	30
9.7.5	Designación del tamaño	31
10	ESTADO DEL ARTE	32
11	CRONOGRAMA	33
12	DESARROLLO DE LA PRUEBA DE VIBRACIONES.....	35
12.1	Diseño del experimento	35
12.2	Diseño de componentes	39
12.3	Planes de prueba.....	45
12.4	Barrido de Frecuencias Naturales.....	46
13	PLAN DE PRUEBA DE IMPULSO PARA MANGUERAS.....	47
13.1	Diseño de Experimento.....	47
13.2	Plan de prueba.....	49
14	ANÁLISIS PRELIMINARES DE MANGUERAS.....	50
14.1.1	Condiciones de frontera	50
15	RESULTADOS	52
15.1	Resultados de la prueba de Impulso.....	52
15.1.1	Prueba a 150 psi	52
15.1.2	Prueba a 100 psi	58
15.1.3	Prueba a 0 psi	62
15.2	Resultados de la correlación de la prueba de Impulso y Análisis.	66
16	TRABAJOS FUTUROS	70
17	CONCLUSIONES.....	71
	APÉNDICE A – ESTADO DEL ARTE	i
	APÉNDICE B – PLANOS DE DISEÑO, FABRICACIÓN Y ENSAMBLE DE LA PRUEBA DE VIBRACIÓN PARA CONOCER EL FACTOR DE AMORTIGUAMIENTO.....	vii
	Desarrollo de prueba con manguera de 15 pulgadas – Ensamble sobre mesa vibratoria.....	xiii
	Desarrollo de prueba con manguera a 25 pulgadas.	xvi
	APÉNDICE C – ENSAMBLE DE LA PRUEBA DE IMPULSO.....	xviii
	APÉNDICE D – RESULTADOS PRELIMINARES DEL ANÁLISIS MODAL DE MANGUERA METÁLICA.....	xix
	Modelo Ansys Manguera 15 pulgadas de Longitud 0.500 diámetro	xix

Modelo Ansys Manguera 20 pulgadas de Longitud 0.500 diámetro	xx
Modelo Ansys Manguera 25 pulgadas de Longitud 0.500 diámetro	xxi
18 REFERENCIAS	xxii

ÍNDICE ILUSTRACIONES

<i>Ilustración 1. Generación de Energía. La caridad, Sonora México</i>	4
<i>Ilustración 2. Barco Christophe de Margerie, buque ruso capaz de atravesar el ártico transportando gas natural</i>	5
<i>Ilustración 3. Etapas de un turbofán</i>	5
<i>Ilustración 4. Motor GE LM6000</i>	6
<i>Ilustración 5. Manguera Aeroespacial Metálica</i>	7
<i>Ilustración 6. Proceso de diseño de Ingeniería del Producto</i>	7
<i>Ilustración 7. Falla en Manguera Metálica [8] falla debida a? se sabe?</i>	10
<i>Ilustración 8. Deformación de un resorte</i>	15
<i>Ilustración 9. Resortes no lineales y lineales</i>	16
<i>Ilustración 10. Bucle de histéresis para materiales elásticos.</i>	17
<i>Ilustración 11. Modos de vibración</i>	18
<i>Ilustración 12. Sistema de un grado de libertad</i>	22
<i>Ilustración 13. Sistema con amortiguamiento viscoso y excitación armónica</i>	23
<i>Ilustración 14. Sistema con múltiples grados de libertad</i>	24
<i>Ilustración 15. Concepto de la transformada de Fourier [20]</i>	25
<i>Ilustración 16. Solución del Método de Newton-Raphson para una iteración</i>	30
<i>Ilustración 17. Procedimiento Incremental de Newton-Raphson</i>	30
<i>Ilustración 18. Comportamiento de Pandeo No lineal Vs Pandeo Lineal</i>	30
<i>Ilustración 19. Respuesta en carga y descarga. Fenómenos de Snap-through y Snap-back</i>	30
<i>Ilustración 20. Definición de la respuesta de carga y descarga</i>	30
<i>Ilustración 21. Distribución de Actividades del proyecto de caracterización de mangueras</i>	33
<i>Ilustración 22. Ensemble total del diseño de la prueba de Vibración</i>	37
<i>Ilustración 23. Marco de Control.</i>	39
<i>Ilustración 24. Placa de posición de prueba de Mangueras.</i>	40
<i>Ilustración 25. Estructura Burbuja de protección de prueba de mangueras.</i>	41
<i>Ilustración 26. Base de manguera horizontal.</i>	42
<i>Ilustración 27. Base de manguera vertical.</i>	43
<i>Ilustración 28. Definición y construcción de una manguera metálica</i>	44
<i>Ilustración 29. Diagrama de bloques para prueba de vibración</i>	45
<i>Ilustración 30. Diagrama de bloques para prueba de impulso</i>	49
<i>Ilustración 31. Instalación de manguera de 25 pulgadas para prueba de impulso</i>	49
<i>Ilustración 32. Manguera modelada.</i>	50
<i>Ilustración 33. Modos identificados a 150 psi en prueba de impulso.</i>	54
<i>Ilustración 34. 1er Modo a 150 psi</i>	55
<i>Ilustración 35. 2do Modo a 150 psi.</i>	56
<i>Ilustración 36. 3er Modo a 150 psi.</i>	57
<i>Ilustración 37. Modos identificados a 100 psi en prueba de impulso.</i>	59
<i>Ilustración 38. 2do Modo identificado.</i>	60
<i>Ilustración 39. 3er Modo a 100 psi.</i>	61
<i>Ilustración 40. Modos identificados a 0 psi en prueba de impulso.</i>	63
<i>Ilustración 41. 2do Modo a 0 psi.</i>	64
<i>Ilustración 42. 3er Modo a 0 psi.</i>	65
<i>Ilustración 43. Modelo ANSYS.</i>	66
<i>Ilustración 43. Instalación soportes al shaker</i>	xiii
<i>Ilustración 44. Instalación de manguera.</i>	xiii
<i>Ilustración 45. Instalación de soportes (estructura burbuja).</i>	xiv
<i>Ilustración 46. Instalación de soportes (estructura burbuja 2).</i>	xiv
<i>Ilustración 33. Instalación de soportes (estructura burbuja 3).</i>	xv
<i>Ilustración 49. Instalación de manguera,</i>	xvi
<i>Ilustración 50. Instalación de la válvula.</i>	xvi

<i>Ilustración 51. Instalación de soportes (estructura burbuja 1).</i>	<i>xvii</i>
<i>Ilustración 52. Instalación de soportes (estructura burbuja 2).</i>	<i>xvii</i>
<i>Ilustración 53. Diagrama de Instalación de componentes para la prueba de impulso.</i>	<i>xviii</i>
<i>Ilustración 54. Manguera 15 pulgadas mallada con condiciones de frontera</i>	<i>xix</i>
<i>Ilustración 55. Manguera 20 pulgadas mallada con condiciones de frontera</i>	<i>xx</i>
<i>Ilustración 56. Manguera 25 pulgadas mallada con condiciones de frontera</i>	<i>xxi</i>

ÍNDICE TABLAS

<i>Tabla 1. Comparación de los métodos de extracción de los valores propios que emplea ANSYS [20].....</i>	<i>29</i>
<i>Tabla 2. Cronograma de actividades.</i>	<i>33</i>
<i>Tabla 3. Diseño de experimentos para la prueba de Vibración (5 Variables, 3 Niveles).....</i>	<i>36</i>
<i>Tabla 4. Diseño de experimentos para la prueba de Vibración (4 Variables, 3 Niveles).....</i>	<i>37</i>
<i>Tabla 5. Diseño de experimentos para la prueba de Impulso (3 variables, 3 niveles).</i>	<i>47</i>
<i>Tabla 6. Corrida de análisis preliminar.....</i>	<i>51</i>
<i>Tabla 7. Resultados de prueba a 150 psi.</i>	<i>52</i>
<i>Tabla 8. Resultados de prueba a 100 psi.</i>	<i>58</i>
<i>Tabla 9. Resultados de prueba a 0 psi.</i>	<i>62</i>
<i>Tabla 10. Propiedades de la manguera.</i>	<i>67</i>
<i>Tabla 11. Correlación de prueba en Elemento Finito.</i>	Error! Bookmark not defined.
<i>Tabla 12. Estado del Arte 1.....</i>	<i>i</i>
<i>Tabla 13. Estado del Arte 2.....</i>	<i>ii</i>
<i>Tabla 14. Estado del Arte 3.....</i>	<i>iii</i>
<i>Tabla 15. Estado del Arte 4.....</i>	<i>iv</i>
<i>Tabla 16. Estado del Arte 5.....</i>	<i>v</i>
<i>Tabla 17. Estado del Arte 6.....</i>	<i>vi</i>
<i>Tabla 18. Modos y frecuencias Manguera 15 plg.....</i>	<i>xix</i>
<i>Tabla 19. Modos y frecuencias Manguera 20 plg.....</i>	<i>xx</i>
<i>Tabla 20. Modos y frecuencias Manguera 25 plg.....</i>	<i>xxi</i>

ÍNDICE GRÁFICAS

<i>Gráfica 1. Tipos de documentos relacionados a Mangueras Metálicas</i>	<i>32</i>
<i>Gráfica 2. Contenido de los documentos de Mangueras Metálicas.....</i>	<i>32</i>



2 RESUMEN

En este trabajo de tesis, se desarrolla un plan de pruebas para analizar el comportamiento dinámico de mangueras metálicas de convoluta de sistemas de combustible de motores aeroderivados. Con el propósito de estimar el módulo de elasticidad y amortiguamiento para ser aplicado en etapas de diseño y validación de estos componentes. La metodología que se utilizó para desarrollar este plan de pruebas consiste en tomar como referencia las condiciones óptimas en las que una manguera metálica debe operar en base a la especificación aeroespacial de mangueras metálicas AS1424.

Se hizo un plan de pruebas para mangueras metálicas en mesa de vibraciones para obtener sus frecuencias naturales y correlacionar a través de un análisis de elemento finito para obtener amortiguamiento y módulo de elasticidad. Además, el presente documento contempla la prueba de impulso a mangueras metálicas con el fin de identificar una variación en el módulo de elasticidad y su relación con el modelo analítico en ANSYS.

Se concluye que una manguera metálica debe analizarse en un estudio ortotrópico y que, aunque la prueba de impulso da una estimación de la rigidez del componente la prueba de vibración es la única prueba que podría proporcionar el nivel de amortiguamiento y por lo tanto un valor más preciso al módulo de elasticidad. Adicionalmente, la rigidez de la manguera depende completamente de sus propiedades físicas y la posición de los acelerómetros no representa una variación significativa del resultado final de las frecuencias la cual es menor al 1%.

Se propone incorporar esta prueba no únicamente para conocer las propiedades de las mangueras metálicas entre todos los motores derivados, sino que además pueda ser aplicable para mangueras en sistemas de avión.



3 ABSTRACT

This document develops a detailed metal hoses test plan and methodology in order to understand dynamic behavior of fuel system metal hoses, The main objective is to estimate damping and young's modulus applicable for early design stages and validations. This methodology is referenced on aerospace specification AS1424 for optimal operating conditions.

Vibration test correlates with finite element analysis to obtain damping and young's modulus through natural frequencies. In addition, an impulse test is performed to identify young's modulus without vibratory input and correlates against ANSYS model under proposed boundary conditions.

As a result, metal hoses shall be analyzed under orthotropic environment since it was complicated to make fit all modes from the metal hose impulse test with the FEM getting a tolerance of 10%. It is why it is very necessary to run a vibration test that will be the only one to provide damping values and more accurate results for Young's modulus. The metal hose behavior is equivalent to the boundary conditions. Also, the accelerometers location is not significant to the natural frequencies since it varies less than 1%.

The plan is to incorporate this test not only for aeroderivative engine purposes but also for aviation aircraft systems,



4 ANTECEDENTES

Las mangueras de los sistemas de combustible de los motores aeroderivados se pueden considerar como tubos flexibles empleados para transportar Gas de su alimentación a la conexión del inyector. Su estructura está conformada por un tubo interno de convoluta y una malla metálica que le proporciona mayor rigidez para soportar presiones altas arriba de los 1000 psi.

El uso general de estas mangueras se encuentra asociado al tipo de material que será conducido en la manguera, el tipo de presión, la resistencia del trabajo que requiere desarrollar, si es que esta manguera se mantiene estática o muestra algún trabajo dinámico.

Sus aplicaciones mayores vistas en la vida diaria son en transportación de fluidos en la industria alimenticia, automóviles, maquinaria, en hospitales, aspiración, jardinería, entre otras.

Sin embargo, el uso que se toma para las aplicaciones aeroespaciales requiere cumplir con una serie de normas que garanticen el funcionamiento y la seguridad de los componentes a condiciones severas (temperaturas heladas como las que se encuentran en Rusia) y que aún así puedan seguir trabajando para lo cual fueron diseñados.

Durante el desarrollo de estos componentes en uno de los motores más nuevos se encontraron algunas fallas en prueba de motor debido a que las mangueras se rompían, predecir el peor escenario y el comportamiento de los componentes determina el éxito del proyecto ya que se pudo evitar este escenario si se hubiera obtenido las propiedades de la manguera para poder modelar y simular su condición en pruebas y en campo.



5 INTRODUCCIÓN

Los motores Aero derivados que se encuentran disponibles en el mercado fueron originalmente desarrollados para uso aéreo, por lo que en su mayoría son compactos ligeros, ideales para el uso en centrales eléctricas. Su alta eficiencia y rapidez de carga son especificaciones que convierten a estos motores en una excelente opción para aplicaciones de generación de energía, así como de transportación.



Ilustración 1. Generación de Energía. La caridad, Sonora México [1].

Los motores de gas industriales se utilizan en una amplia gama de condiciones ambientales desde el frío ártico al calor del desierto. Esto consiste en un motor o generador de gas que ha derivado de los existentes de la tecnología de motores de aeronaves y llevado a una aplicación industrial, esto debido a que demuestran alta confiabilidad debido a la calidad de sus componentes.



Ilustración 2. Barco Christophe de Margerie, buque ruso capaz de atravesar el ártico transportando gas natural [2].

El proceso de trabajo del motor aeroderivado es casi idéntico al del motor de aviación con la excepción de que la etapa del ventilador se remueve pero en grandes rasgos se cuentan con las etapas de admisión de aire, compresión, combustión, escape de gases. Cabe mencionar que la etapa de combustión se considera la zona más crítica para los componentes debido a que deben trabajar bajo condiciones de temperatura arriba de 800°F y presiones arriba de 700 Psi, esto sin considerar vibraciones y desplazamientos significativos del motor contra sus puntos de soporte.

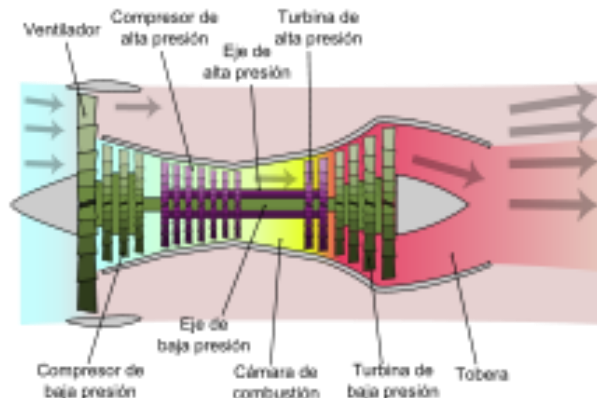


Ilustración 3. Etapas de un turbofán [3].

Uno de los componentes más críticos son las mangueras a través de las cuales se distribuye el combustible por cada uno de los anillos hacia los inyectores, las cuales deben estar posicionadas en los 360° alrededor de la cámara de combustión. Usualmente para motores aeroderivados se inyectan dos tipos de combustible, líquido y gaseoso, esto suele depender mucho de los requerimientos del cliente en



cuanto disponibilidad y costo de combustible. Existen casos en los que los clientes pueden solicitar las dos presentaciones de combustible para sus motores aeroderivados. Para el uso de sistemas de combustible líquido suele llevarse a cabo el diseño de tubería rígida para la inyección del combustible y para gas se usan mangueras metálicas. Ya que el enfoque de este proyecto es en aplicaciones de mangueras de gas, es importante mencionar que estas mangueras constan de un tubo metálico con una extrusión de convoluta, una trenza de alambre en el exterior y unos conectores en cada extremo de la manguera, esta construcción le permite soportar altas temperaturas, pero a diferencia de otras mangueras como lo son las de teflón, las metálicas se consideran menos flexibles.

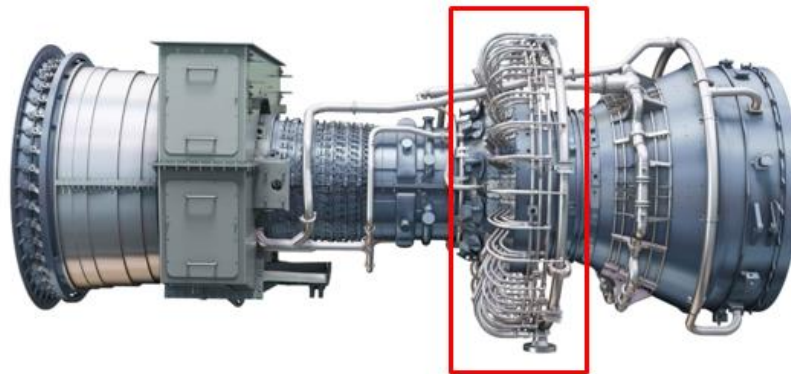


Ilustración 4. Motor GE LM6000 [4].

El diseño de este tipo de mangueras suele ser bastante complejo debido a que no se tienen propiedades mecánicas específicas que se pudieran reproducir en algún modelo matemático de ANSYS para poder estimar su comportamiento bajo ciertas condiciones de trabajo. Actualmente el equipo de diseño de estos componentes invirtió más de 3 años en el diseño y liberación de las mangueras tratando de estimar su comportamiento por medio de un módulo de elasticidad constante para estimar esfuerzos bajo las condiciones de operación a las que estará trabajando (cargas estáticas y dinámicas) para poder contar con una estimación de la vida esperada de la manguera, no existe un periodo determinado de tiempo en el cual deba completarse un análisis o una etapa de diseño. Esta depende más de la urgencia del cliente, pero se pudiera reducir a la mitad del tiempo si se llegará a contar con toda la información que pudiera ayudar a tomar decisiones mucho más directas.



Ilustración 5. Manguera Aeroespacial Metálica [6].

Todo este proceso de análisis y modelado puede tomar un tiempo significativo de 2 meses el cual pudiera ser reducido a un par de semanas. Por lo tanto, si no se conocen las propiedades de la manguera al 100% el software que procesa los análisis no representa el comportamiento de una manera precisa y pudiera ser tan repetitivo como sea posible, ver ilustración 6 para mayor referencia

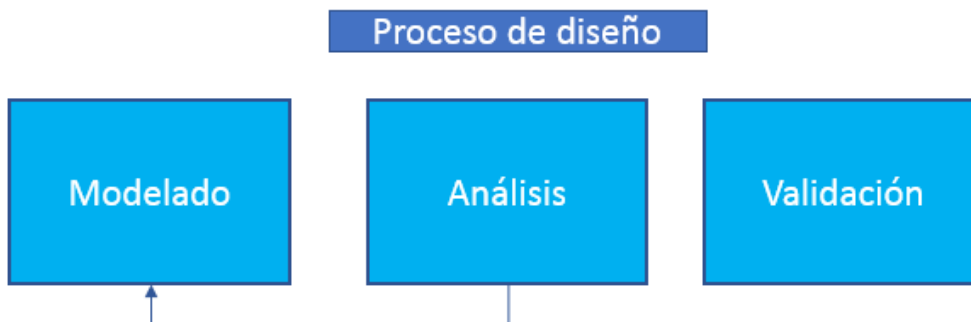


Ilustración 6. Proceso de diseño de Ingeniería del Producto

Como se mencionaba anteriormente estas mangueras pueden enfrentarse a cargas estáticas o dinámicas. Las cargas estáticas conocidas como LCF (“Fatiga de Bajos



Ciclos” o por sus siglas en inglés “Low Cycle Fatigue”) son observadas en crecimientos térmicos y las dinámicas conocidas como HCF son fuerzas repetitivas actuando a través de una excitación mecánica por medio de desplazamientos (transversal, axial y/o radial). Estas últimas a su vez representan una gran cantidad de fallas en estos componentes.

Por lo que una de las propiedades más críticas en Fatiga de Altos Ciclos (HFC) es el amortiguamiento, la cual es la capacidad de un cuerpo para disipar la energía de las vibraciones en forma de calor. De acuerdo a un estudio en 2017[75] en el que se hace el desarrollo de una ecuación matemática con la que se obtiene una aproximación de la frecuencia natural de las mangueras metálicas bajo las condiciones de frontera del momento de inercia del tubo de la convoluta y el radio de inercia de la manguera se obtiene lo siguiente:

- Existe una relación de la frecuencia de vibración la cual incrementa con el incremento en la presión interna de la manguera.
- Las frecuencias naturales decrecen con el incremento del radio de doblez del tubo flexible bajo vibraciones en la dirección normal del plano de doblez.
- Las frecuencias naturales del tubo metálico incrementan cuando decrecen la parte flexible y que incrementan con respecto al tiempo.

Al decir esto se tiene la hipótesis que debido a que el radio de inercia se ve afectado por la variación en el peso de la manguera por diferentes condiciones (variación en longitud, diámetro, presiones, tipo de fluido) el módulo de elasticidad también se ve afectado y se limita al modelo al ser considerado un sistema lineal.

Por lo tanto, el módulo de elasticidad puede tener una variación en las mangueras por su longitud, diámetro, así como las presiones a las que puede trabajar.

En un estudio reciente (New Line H&F, s.f.) [7] se dio a conocer los principales casos de falla de este tipo de mangueras metálicas:

- 1) Aplicación incorrecta: quizás la mayor causa de falla es el uso de una manguera, accesorio o abrazadera en una aplicación para la cual no está diseñada.
- 2) Torcido en o cerca de las conexiones: una vez que la lengüeta de la conexión corta en el tubo de la manguera, el producto que se transporta puede escapar hacia el refuerzo y eventualmente provocar burbujas o ampollas en la cubierta a varios pies del extremo.
- 3) Exposición a la temperatura: a medida que aumenta la temperatura, la presión dentro de la manguera disminuye. Las temperaturas altas o bajas excesivas provocarán decoloración, agrietamiento o dureza. Es por eso que se utilizan



materiales resistentes a altas temperaturas en la industria de la aviación, hablando de aceros inoxidable o en mejores condiciones el material Inconel.

4) Presión creciente o excesiva de trabajo: por lo general, una gran ráfaga con refuerzo desgarrado, generalmente a lo largo del exterior de una curva. Por lo general se hace un pequeño análisis a mano para medir el esfuerzo dentro del tubo y que el mismo no sobrepase el límite de elasticidad del material de la manguera..

5) Superar el radio mínimo de curvatura: doblar, aplastar o forzar una manguera para doblarse más allá de su radio mínimo de curvatura (medido desde el borde interior de la manguera, no desde la línea central). Esto se ve comúnmente en mangueras de alta presión o mangueras de vacío. Como se muestra en la ilustración 7, este tipo de falla es mucho más común que cualquiera de los anteriores en las aplicaciones aeroespaciales y se puede prevenir en la etapa de diseño al modelar una manguera lo más real posible.

6) Longitud incorrecta de la manguera: una longitud demasiado corta no permite que la manguera se expanda / contraiga debido a cambios en la presión o la temperatura, y causa una tensión excesiva en las conexiones o el refuerzo de la manguera.

7) Torcer la manguera durante la instalación o el servicio: torcer una manguera en lugar de doblarla naturalmente reducirá la vida útil. Se estima que un 7% de giro cuando se instala una manguera en una aplicación permanente puede reducir la vida útil de la manguera en un 90%.

8) Mano de obra deficiente: la manguera y los accesorios están hechos de una combinación única de diferentes materiales con métodos de fabricación complejos: error humano, maquinaria inconsistente o mala calidad del producto o las materias primas pueden provocar defectos o variaciones mayores que las tolerancias permitidas. En cuanto a la falla en el accesorio final, los extremos de los conjuntos de soplado pueden ser el resultado de procedimientos de acoplamiento subestándar o debido a la "mezcla y combinación" de mangueras, acoplamientos o abrazaderas incompatibles.

9) Medios contaminados que se transfieren: las partículas extrañas o los residuos en el líquido o el aire pueden fluir a través del tubo y descomponerlo o desgastarlo prematuramente. Siempre limpie las mangueras antes de instalarlas en el campo para asegurarse de que no haya contaminación cruzada.



Ilustración 7. Falla en Manguera Metálica por radio de doblez limitado [7].

El diseño de estos componentes depende no solamente de conocer el tipo de fluido que pasará a través de la manguera, sus condiciones de operación como lo son vibraciones, crecimientos térmicos, sino que además conocer y entender el procedimiento de ensamble de cada manguera como se muestra en la ilustración 22.

Usualmente cuando se compra una manguera para uso comercial como lo es en el hogar (Tanque de Gas o Agua del retrete) entendemos que su uso no requiere analizar que la manguera puede estar bajo efectos de fatiga de altos ciclos o crecimientos significativos del componente por la temperatura y es por eso por lo que no se requiere un análisis detallado para seleccionar una manguera en este tipo de aplicaciones, únicamente necesitas las condiciones de operación.

Ahora, trasportando el uso de mangueras metálicas en el campo aeroespacial, debemos considerar que pueden enfrentarse a condiciones mucho más severas temperaturas arriba de los 1000°F en la cámara de combustión y con un fluido que puede encontrarse enfriado por el ambiente hasta llegar a temperaturas de congelación. En muchos de los casos no se lleva a cabo un análisis de elemento finito debido a la complejidad del modelado para la construcción de la manguera, como lo son: Tubo de convoluta al interior y mallado de metal para proporcionar mayor rigidez y permitir a la tubería alcanzar mayores presiones de operación.



6 OBJETIVOS

6.1 Objetivo General

Desarrollar un plan de pruebas para obtener una aproximación numérica del módulo de elasticidad y amortiguamiento de las mangueras metálicas de convoluta con trenzado metálico usadas en sistemas de combustible de motores aeroderivados empleando pruebas de impulso y vibración.

6.2 Objetivos Específicos

Desarrollar una estructura que replique la instalación actual del uso de varias longitudes de mangueras (15, 20 y 25 pulgadas) con 2 diferentes posiciones (ejes) de excitación de las mangueras para colocarse en una mesa de vibraciones con el objetivo de identificar el factor de amortiguamiento de las mangueras a diferentes variables.

Correlacionar datos de prueba con el uso de modelo analítico para reducir el tiempo de diseño y análisis de mangueras.

Obtener una aproximación del módulo de elasticidad para el uso de una manguera de 25 pulgadas.



7 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

El equipo de componentes externos del motor dentro de la etapa de diseño de las mangueras de sistemas de combustible puede emplear aproximadamente 3 años desde que se empiezan a llevar las negociaciones de las interfaces del componente, se revisan las condiciones de trabajo (presiones, temperaturas, etc), se diseña el componente y se liberan de dibujos, cotizaciones, manufactura y como paso final la validación del componente en motor. Hay procesos que son muy variables y eso es la etapa de diseño, esto debido a que no se cuenta con información veraz que confirme y detalle las propiedades mecánicas de las mangueras metálicas y se pueda prevenir una falla como las que han ocurrido por falta de información.

8 HIPÓTESIS

Es posible predecir la relación del comportamiento dinámico de una manguera metálica construida con un tubo de convoluta y un refuerzo metálico a través de una serie de pruebas de vibraciones o de impulsos que relacionen las variaciones entre presión interna, longitud, diámetro para obtener como resultado un valor numérico diferente en cada ensayo.



9 MARCO TEÓRICO

9.1 Introducción a la teoría de vibraciones

Dentro del desarrollo de este proyecto es importante identificar el sistema de vibración en el que se estará trabajando, aunque no se lleva a cabo un desarrollo de ecuaciones para obtener un modelo matemático partimos por conceptos básicos que ayudaran a comprender este trabajo.

Vibración libre. Si se deja que un sistema vibre por sí mismo después de una perturbación inicial, la vibración resultante se conoce como vibración libre. Ninguna fuerza externa actúa en el sistema. La oscilación de un péndulo simple es un ejemplo de vibración libre.

Vibración forzada. Si un sistema se somete a una fuerza externa (a menudo, una fuerza repetitiva), la vibración resultante se conoce como vibración forzada. La oscilación que aparece en máquinas como motores Diesel es un ejemplo de vibración forzada.

Por lo tanto, si la frecuencia de la fuerza externa coincide con una de las frecuencias naturales del sistema, ocurre una condición conocida como resonancia, y el sistema sufre oscilaciones peligrosamente grandes. Las fallas de estructuras como edificios, puentes, turbinas y alas de avión se han asociado a la ocurrencia de resonancia.

Dentro del motor hay dos principales fuentes de vibración, el eje del motor y la caja de engranajes

Vibración no amortiguada. Si no se pierde o disipa energía por fricción u otra resistencia durante la oscilación.

Vibración amortiguada. Si se pierde energía se llama vibración amortiguada.

Si todos los componentes básicos de un sistema vibratorio, el resorte, la masa y el amortiguador, se comportan linealmente, la vibración resultante se conoce como vibración lineal. Pero si cualquiera de los componentes básicos se comporta de manera no lineal, la vibración se conoce como vibración no lineal [10].



9.2 Resortes.

Como se menciona anteriormente un sistema

Un resorte es un tipo de eslabón mecánico, el cual en la mayoría de las aplicaciones se supone que tiene masa y amortiguamiento insignificantes. El tipo de resorte más común es el resorte helicoidal utilizado en lapiceros y plumas retráctiles, engrapadoras y suspensiones de camiones de carga y otros vehículos. Se pueden identificar varios otros tipos en aplicaciones de ingeniería. De hecho, cualquier cuerpo o miembro deformable, cable, barra, viga, flecha o placa, puede considerarse como un resorte.

Se dice que un resorte es lineal si el alargamiento o acortamiento de longitud x está relacionado con la fuerza aplicada como

$$F = Kx$$

En donde k es una constante, conocida como la constante de resorte, rigidez de resorte o tasa de resorte. La constante de 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. Cuando el resorte se alarga (o comprime) con una fuerza de tensión (o compresión), de acuerdo con la tercera ley del movimiento de Newton, se desarrolla una fuerza de restauración de magnitud $2 F$ (o $1 F$) opuesta a la fuerza aplicada [9].

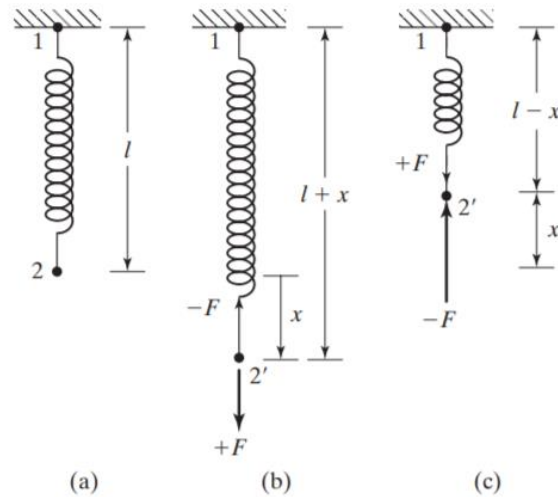


Ilustración 8. Deformación de un resorte [9]

La mayoría de los resortes que se utilizan en sistemas prácticos presentan una relación fuerza deflexión no lineal, en particular cuando las deflexiones son grandes, cuyas relaciones de fuerza-deflexión están dadas por

$$F = ax + bx^3, \quad a > 0$$

En donde, a indica la constante asociada con la parte lineal y b indica la constante asociada con la de no linealidad (cúbica). Se dice que el resorte es duro si $b > 0$, lineal si $b = 0$, y suave si $b < 0$.

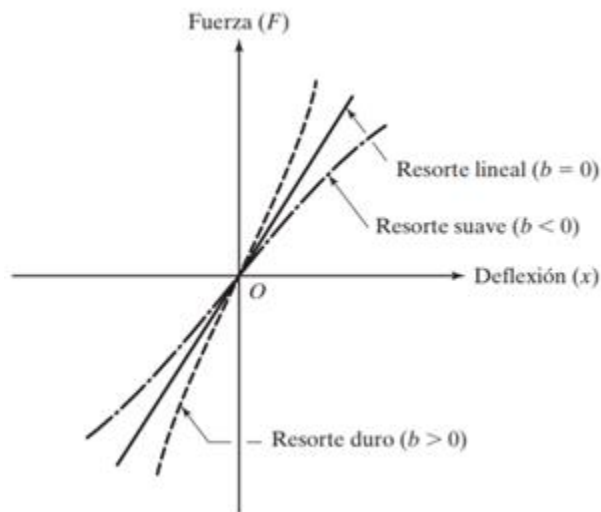


Ilustración 9. Resortes no lineales y lineales [9]

9.3 Amortiguamiento

El mecanismo mediante el cual la energía vibratoria se convierte gradualmente en calor o sonido se conoce como amortiguamiento. Aun cuando la cantidad de energía convertida en calor o en sonido es relativamente pequeña, la consideración del amortiguamiento llega a ser importante para predecir con exactitud la respuesta a la vibración de un sistema. Se supone que un amortiguador no tiene masa ni elasticidad, y que la fuerza de amortiguamiento existe sólo si hay una velocidad relativa entre los dos extremos del amortiguador. Es difícil determinar las causas del amortiguamiento en sistemas prácticos. Por consiguiente, el amortiguamiento se modela como uno más de los siguientes tipos [81].

Amortiguamiento viscoso. El amortiguamiento viscoso es el mecanismo de amortiguamiento de mayor uso en el análisis de vibración. Cuando un sistema mecánico vibra en un medio fluido como aire, gas, agua o aceite, la resistencia ofrecida por el fluido en el cuerpo en movimiento hace que se disipe la energía. En este caso, la cantidad de energía disipada depende de muchos factores, como el tamaño y forma del cuerpo vibratorio, la viscosidad del fluido, la frecuencia de vibración e incluso la velocidad del cuerpo vibratorio. En el amortiguamiento viscoso, la fuerza de amortiguamiento es proporcional a la velocidad del cuerpo vibratorio.

Amortiguamiento de Coulomb o de fricción en seco. Aquí la fuerza de amortiguamiento es de magnitud constante, pero de dirección opuesta a la del

movimiento del cuerpo vibratorio. Es resultado de la fricción entre superficies que al frotarse están secas o no tienen una lubricación suficiente.

Amortiguamiento debido a un material o sólido o histórico. Cuando un material se deforma, absorbe o disipa energía. El efecto se debe a la fricción entre los planos internos, los cuales se resbalan o deslizan a medida que ocurren las deformaciones. Cuando un cuerpo que experimenta amortiguamiento producido por el material se somete a vibración, el diagrama de esfuerzo-deformación muestra un bucle de histéresis como se indica en la figura. El área de este bucle indica la pérdida de energía por unidad de volumen del cuerpo por ciclo debido al amortiguamiento.

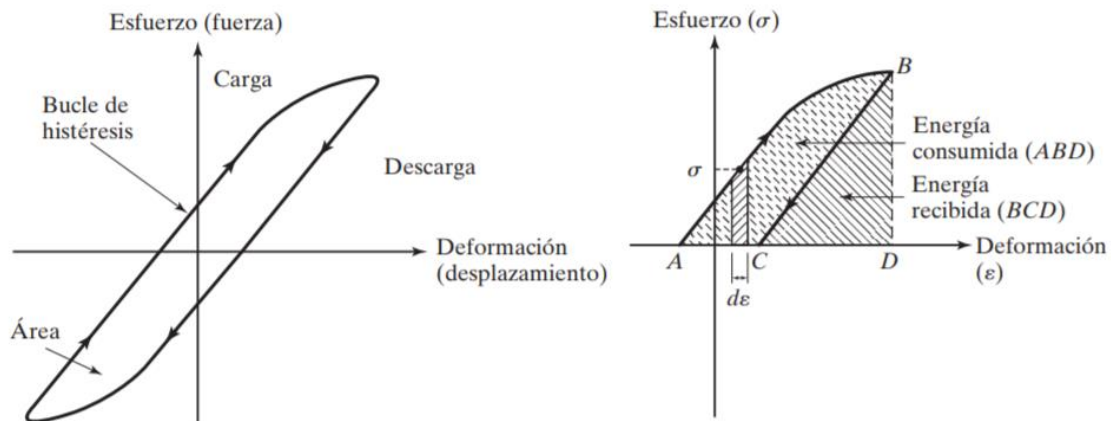


Ilustración 10. Bucle de histéresis para materiales elásticos [81].

El movimiento oscilatorio puede repetirse con regularidad, como en el caso de un péndulo simple, o desplegar una irregularidad considerable, como en el caso del movimiento de la tierra en un sismo. Si el movimiento se repite después de intervalos de tiempo iguales, se llama movimiento periódico. El tipo más simple de movimiento periódico es el movimiento armónico.

Ciclo. Al movimiento de un cuerpo vibratorio desde su posición no perturbada o de equilibrio hasta su posición en una dirección, y luego de vuelta a la posición de equilibrio, y luego a su posición extrema en la otra dirección, y de vuelta a la posición de equilibrio se le llama ciclo de vibración.



Amplitud. Al desplazamiento máximo de un cuerpo vibratorio a partir de su posición de equilibrio se le llama amplitud de vibración.

Periodo de oscilación. El tiempo requerido para completar un ciclo de movimiento se conoce como periodo de oscilación o periodo de tiempo y está simbolizado por t .

$$\tau = \frac{2\pi}{\omega}$$

9.4 Análisis Modal

Ahora bien, es importante e

El análisis modal está basado en el hecho que la respuesta de vibración de un sistema lineal dinámico de tiempo invariante que puede ser expresada como la combinación lineal de movimientos simples armónicos llamados modos naturales de vibración.

Al someter el sistema a una excitación, éste responderá vibrando de una determinada manera, propia y exclusiva del sistema concreto. Esta vibración se llamará modo de vibración del sistema, y a su frecuencia, frecuencia natural del sistema. Cada modo tendrá una forma propia de vibración Al realizar esta misma operación con todos los posibles sistemas de un grado de libertad se obtendrán todos los modos de vibración y sus formas, así como sus frecuencias naturales.

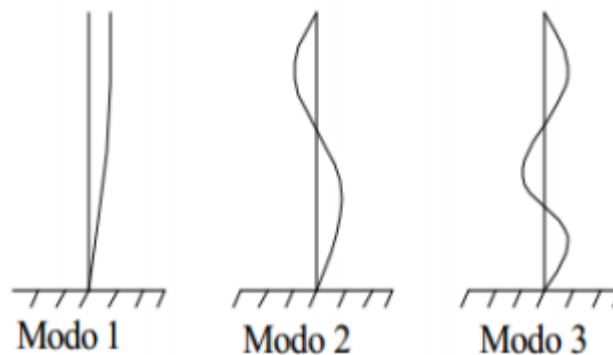


Ilustración 11. Modos de vibración [82].

El análisis modal se basa en técnicas tanto experimentales como las teóricas. El análisis modal teórico recae en el modelo físico del sistema dinámico abarcando las



propiedades como masa, rigidez y amortiguamiento. Estas propiedades se obtienen de las ecuaciones diferenciales no parciales. Un modelo físico real comprendería las propiedades de masa, rigidez y amortiguamiento de forma de la distribución espacial, esto es llamado matriz de masa, rigidez y amortiguamiento. Esta matriz es incorporada por una ecuación diferencial normal de movimiento. El principio de superposición en un sistema lineal dinámico permite transformar el problema en un sistema lineal más fácil de comprender. Esta solución es dada por los datos modales del sistema.

El análisis de elemento finito potencia la solución de casi todas las estructuras dinámicas lineales, además del fortalecimiento de las capacidades y adelanto del análisis modal teórico. El rápido avance de la tecnología sobre todo en la adquisición de información y capacidades de procesamiento ha dado mayores resultados en el área experimental del análisis, esto es lo que se ha convertido en lo que se ha denominado prueba modal.

9.4.1 Análisis Modal Experimental

El análisis modal experimental se basa en la medición de funciones de respuesta de frecuencia (FRF) y permite, mediante diversos métodos, determinar el valor de los parámetros modales de un sistema. El diseño e implementación de un sistema de medición de FRF permitirá obtener información clave sobre la respuesta de un cuerpo cuando es sometido a fuerzas, bajo diversas condiciones operacionales. A la vez, el sistema planteado permitirá realizar la validación de diversos modelos analíticos predictivos y podrá ser utilizado en la realización de variadas actividades pedagógicas.

9.4.2 Visión del Análisis Modal Experimental

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

- Teoría del Análisis Modal
- Métodos de Análisis Modal Experimental



- Adquisición de datos modales
- Estimación de parámetros modales
- Presentación y/o validación de los datos modales

9.4.2.1 Teoría del Análisis Modal

Se refiere a la parte de las vibraciones clásicas que explica, teóricamente, la existencia de frecuencias naturales, factor de amortiguamiento y las formas de modos de sistemas lineales. Esta teoría incluye tanto modelos de parámetros discretos como modelos continuos, incluyendo además modos reales normales y modelos complejos de vibración como posibles soluciones para los parámetros modales.

9.4.2.2 Métodos del Análisis Modal Experimental

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

9.4.2.3 Adquisición de datos modales

Involucra los aspectos prácticos de la adquisición de información que es requerido como la entrada de datos para la fase de estimación de parámetros modales. Está relacionada con el problema práctico de estimar los parámetros modales, basado en una elección de modelo matemático, y justificado por el método modal experimental de análisis, de los datos medidos.

9.5 Desarrollo del Análisis Modal

Es importante entender que el análisis modal involucra relaciones entre diferentes dominios usados para describir la dinámica de un sistema estructural; esto involucra el tiempo y la frecuencia (Fourier). Esta relación, con respecto a un sistema estructural, son las transformadas integrales (Fourier) que reflejan la información contenida por las ecuaciones diferenciales gobernantes transformadas para cada dominio. Es importante notar que éstas son relaciones integrales y que las



ecuaciones diferenciales gobernantes representan relaciones continuas en cada dominio.

Hay cuatro suposiciones básicas, concernientes a cualquier estructura, que están hechas para realizar un análisis modal experimental.

- I. Se asume un comportamiento lineal de la estructura: La respuesta de la estructura a cualquier combinación de fuerzas, simultáneamente aplicadas, es la suma de las respuestas individuales para cada fuerza actuada por si sola.
- II. La estructura es invariante en el tiempo: los parámetros a determinar permanecen constantes.
- III. La estructura obedece a la Ley de Reciprocidad de Maxwell: una fuerza aplicada en el grado de libertad p que causa una respuesta en el grado de libertad q , produce la misma respuesta en el grado de libertad p si la fuerza es aplicada en el grado de libertad q .
- IV. La estructura es observable: las mediciones realizadas deben contener suficiente información para generar un adecuado modelo del comportamiento de la estructura.

9.5.1 Grados de libertad de un sistema mecánico

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

9.5.1.1 Sistemas con un grado de libertad (1GDL)

Para poder llegar a entender el análisis modal, se requiere entender el comportamiento de un sistema de un grado de libertad. Este sistema sirve como base para muchos de los modelos que son usados para la estimación de los parámetros modales.

La importancia de estos resultados recae en el hecho de que un sistema con múltiples grados de libertad puede ser visto como una simple superposición lineal de sistemas de un grado de libertad.

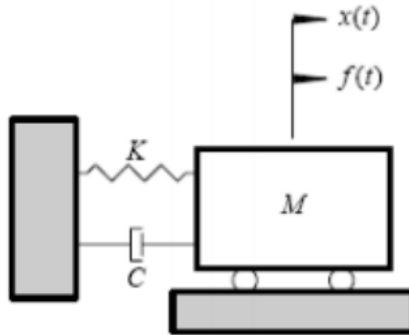


Ilustración 12. Sistema de un grado de libertad [82].

Su representación matemática se expresa en la siguiente ecuación

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = F(t)$$

M: Constante de Masa

C: Constante de amortiguamiento

K: Constante de rigidez

9.5.1.2 Vibración libre de un sistema de un grado de libertad

La solución homogénea ($F=0$) comprende a la vibración libre del sistema, en tanto la solución factible cuando F es diferente a 0 corresponde a la vibración forzada. A continuación, se muestra la ecuación para un sistema mecánico para una vibración libre para un grado de libertad

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = 0$$

La solución de esta ecuación es la siguiente:

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

Para la caracterización de este movimiento se requiere el uso de la siguiente definición, conocido como el coeficiente de amortiguamiento.

$$C_c = 2\sqrt{(m * k)} = 2 * m * \omega_n$$



La relación entre el amortiguamiento real y el coeficiente de amortiguamiento crítico se conoce como la relación de amortiguamiento y se representa de la siguiente manera.

$$\zeta = \frac{C}{C_c}$$

Las características de respuesta dependerán de los valores que ζ tome. Para el cual hay 3 posibles escenarios

$\zeta < 1$ Sistema sub-amortiguado

$\zeta = 1$ Sistema con amortiguamiento crítico

$\zeta > 1$ Sistema sobre-amortiguado

9.5.1.3 Vibración forzada de un sistema de un grado de libertad

La excitación armónica es la más frecuente en análisis de ingeniería. Estas representan fuerzas armónicas simples comunes en máquinas rotativas, las cuales son producidas por masas desbalanceadas. La excitación armónica puede ocurrir en la forma de una fuerza o desplazamiento de algún punto del sistema.

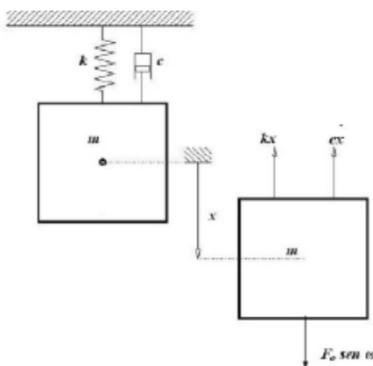


Ilustración 13. Sistema con amortiguamiento viscoso y excitación armónica [82].

Considerando este sistema de un grado de libertad con un amortiguamiento viscoso excitado por una fuerza armónica, su ecuación sería.



$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F_0 \sin \omega t$$

9.5.1.4 Sistema con múltiples grados de libertad.

Cuando se combinan varios elementos en distintas direcciones para formar sistemas más complejos, la aplicación de las ecuaciones de equilibrio a cada elemento aislado en lo que se conoce como diagrama de cuerpo libre, conduce a que la ecuación general de un grado de libertad se transforme en una expresión matricial que se muestra a continuación,

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F(t)$$

Donde, X es el vector de desplazamientos de las masas del sistema, M es la matriz de masa, C la de amortiguamiento y K la de rigidez.

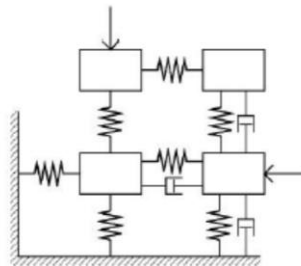


Ilustración 14. Sistema con múltiples grados de libertad [82].

9.5.2 Transformada Rápida de Fourier

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



$$F(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{i=1}^{\infty} (a_i \cos(i\omega t) + b_i \sin(i\omega t))$$

donde el periodo $T = 2\pi/\omega$ y $a_0, a_1 \dots a_i$ y $b_0, b_1 \dots b_i$ son los denominados coeficientes de Fourier. Los coeficientes a_i y b_i están determinados a continuación;

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

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

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

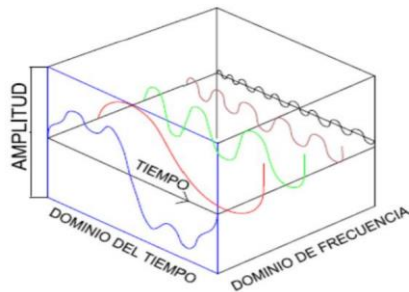


Ilustración 15. Concepto de la transformada de Fourier [82].

9.5.3 Fundamentos de Función de Respuesta de Frecuencia (FRF)

Usando técnicas de análisis de señales, se puede medir vibraciones en estructuras y realizar análisis de frecuencias. La descripción del espectro de frecuencia de cómo varía el nivel de vibración con la frecuencia puede ser comparado con un patrón. Este tipo de prueba entrega resultados que son relevantes para las condiciones medidas. El resultado será producto de la respuesta estructural y el espectro de una fuerza de excitación conocida o desconocida. El análisis Modal es una técnica de análisis de sistema en donde un analizador FFT (Transformada Rápida de Fourier),



puede ser usado para medir la respuesta a una fuerza conocida. La medición de la Función Respuesta de Frecuencia (FRF) describe la respuesta estructural inherente entre los puntos de medición. Usando un conjunto de mediciones de la FRF realizadas en puntos definidos de una estructura, se puede comenzar a construir una imagen de su respuesta [82].

9.5.4 La Función de Respuesta en Frecuencia FRF

Una FRF es normalmente usada para describir la relación entrada-salida de algún sistema, en este caso, es usada para describir la relación entre la fuerza aplicada y la respuesta obtenida a través de un acelerómetro. La respuesta en frecuencia es una característica de un sistema que tiene una respuesta medida, que es el resultado de una entrada conocida aplicada.

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

La estimación de la función de respuesta en frecuencia depende de la transformación de datos desde el tiempo al dominio de frecuencia. La transformada de Fourier sirve para este cálculo. Desafortunadamente, la definición de la integral de la transformada de Fourier requiere una recolección de datos en el tiempo que va desde el infinito negativo hasta el infinito positivo.

Como esto no es posible experimentalmente, la computación es realizada digitalmente usando un algoritmo de transformación rápida de Fourier, que se basa en un historial de tiempo limitado (la transformada rápida de Fourier). De esta forma las ventajas teóricas de la transformada de Fourier pueden ser implementadas en un esquema digital computacional [82].

9.6 Métodos numéricos en ANSYS

De acuerdo con la documentación reciente por la universidad de Sevilla [23] y los métodos descritos por ANSYS. El estado actual de los métodos para resolver el cálculo de los autovalores de una matriz es el resultado continuado de pequeños pasos. ANSYS ofrece diferentes métodos matemáticos para la resolución de las ecuaciones numéricas de equilibrio necesarias en la formulación de estos problemas. ANSYS dispone de métodos numéricos distintos según se esté



resolviendo el problema lineal (Pandeo de Autovalores, apropiado para obtener una primera carga crítica de manera más rápida) o el problema no lineal (la carga crítica bajará al introducir no linealidades en el problema). Esto debido a que este sistema al considerarse lineal elimina ciertos picos de información que son relevantes y críticos para el estudio.

El método de elementos finitos (MEF) es la solución numérica de una modelación física y que para el análisis modal utiliza la teoría del mismo nombre, aplicándola a un sistema de múltiples grados de libertad, para obtener los parámetros modales de una estructura.

Se pueden realizar dos tipos de análisis: el análisis lineal (mediante el Pandeo de Valores Propios que permite obtener una primera carga crítica de forma rápida) y el análisis no lineal (en el que se ha de tener en cuenta que la carga crítica disminuye al introducir no linealidades en el problema). En función del tipo de análisis que se desee realizar ANSYS dispone de distintos métodos numéricos.

9.6.1 Pandeo Lineal

9.6.1.1 Método Reducido

El método Reducido emplea matrices reducidas, asociadas a una serie de grados de libertad que el usuario (o el propio ANSYS) debe seleccionar previamente. El proceso de solución es más rápido que con las opciones del método del subespacio, pero menos exacto, ya que las matrices reducidas sólo permiten obtener una solución aproximada [20].

9.6.1.2 Método del Subespacio

El método del subespacio utiliza la técnica de interacción subespacio. Posee la ventaja de ser un método de gran precisión ya que utiliza la totalidad de la matriz de rigidez $[K]$ y la matriz de rigidez geométrica (o de masas) $[M]$ con la desventaja de que por esta razón este método es bastante lento comparado con el método de Block Lanczos.



Por consiguiente, este método suele utilizarse en los casos en los que se requiere alta precisión o para resolver problemas en los que los grados de libertad son elevados.

Por tanto, este método destaca porque permite obtener un determinado número M (reducido: $M \ll N$) de valores y vectores propios. No es necesario definir grados de libertad maestros.

9.6.1.3 Método de Block Lanczos

El método de Block Lanczos [20] es un método que se suele utilizar para la resolución de problemas con gran tamaño de valores propios con simetría. Su aplicabilidad es similar al tipo de problemas resolubles mediante el método del subespacio, pero la tasa de presenta una tasa de convergencia bastante más rápida.

La aplicación del método Block Lanczos (o método de Lanczos por bloques) permite resolver modelos con muchas restricciones y grados de libertad con la consecuente necesidad de requerir gran cantidad de memoria en el procesado computacional. Por esta razón, ANSYS emplea los llamados Multiplicadores de Lagrange para el procesado de las ecuaciones de restricción en el extractor de Block Lanczos en lugar de suprimir estas ecuaciones de forma explícita previamente a la escritura de las matrices completas en el archivo de cálculo.

9.6.1.4 Diferencias entre el método del subespacio y el método de Block Lanczos

El método del Subespacio es muy preciso ya que utiliza las matrices $[K]$ y $[M]$ completas, aunque este hecho comporta mayor tiempo de procesado y por tanto mayor lentitud que el método de Block Lanczos [20]. Por esta razón el método del Subespacio suele aplicarse cuando se requiere de una gran precisión o cuando la elección de los grados de libertad sea una tarea compleja.

Por otro lado, el método de extracción de valores propios de Block Lanczos es especialmente potente cuando busca frecuencias de valores propios en zonas determinadas del espectro de valores propios de un sistema (en los análisis de pandeo de valores propios los valores propios suelen estar próximos entre sí).



Tabla 1. Comparación de los métodos de extracción de los valores propios que emplea ANSYS [20]

Extractor de valores propios	Aplicación	Memoria Requerida	Espacio en disco requerido
Subespacio	Para encontrar pocos modos (hasta 40) en grandes modelos. Recomendado cuando el modelo consta de elementos sólidos y de tipo lámina bien definidos. Trabaja bien si la disponibilidad de memoria es ilimitada.	Bajo	Elevado
Block Lanczos	Para extraer muchos modos (+ de 40) en modelos grandes. Recomendado cuando el modelo consta de elementos sólidos de tipo lámina poco definidos. Este extractor se comporta bien cuando el modelo combina elementos sólidos y láminas. Trabaja más rápido pero requiere un 50% más de memoria que el método del subespacio.	Medio	Bajo
Reducido	Para encontrar todos los modos en pequeños modelos (menos de 10.000 g.d.l). Puede ser usado para extraer pocos modos (hasta 40) de grandes modelos con una selección adecuada de los g.d.l maestros, pero la precisión dependerá de los grados de libertad seleccionados.	Bajo	Bajo
PCG Lanczos	Para encontrar los modos de unos pocos (hasta 100) de los modelos de gran tamaño (más de 500.000 g.d.l). Este extractor funciona bien cuando los modos menores son buscados para los modelos que están dominados por elementos sólidos 3-D (por ejemplo, los modelos que normalmente serían buenos candidatos para el extractor iterativo PCG de un análisis estático o total transitorio.	Medio	Bajo



9.7 Construcción de mangueras

9.7.1 Tipos de mangueras flexibles

Mientras que la manguera aeronave está fabricada para satisfacer una variedad de aplicaciones, los tipos de manguera se clasifican normalmente por la cantidad de presión que está diseñado para soportar. Estos incluyen baja presión y alta presión.

9.7.2 Manguera de baja presión

La mayor parte de mangueras de aire o de vacío y algunas líneas de instrumentos de aviones no están obligadas a llevar a altas presiones. Por lo tanto, la manguera de caucho de baja presión se utiliza típicamente un poco con este tipo de instalaciones. Estas mangueras tienen un tubo interior sin costuras y refuerzo hecha de una sola capa de la trenza de algodón. Una cubierta exterior de goma acanalada o lisa se utiliza para proteger el refuerzo de la abrasión física.

9.7.3 Mangueras de presión media

Las mangueras presión media se utiliza con presiones de fluido de hasta 3.000 psi. Sin embargo, la presión máxima de operación varía según su diámetro. Por ejemplo, los tamaños más pequeños llevan una presión de hasta 3000 psi mientras que los tamaños más grandes son a menudo limitados a presiones más bajas. La manguera de presión media tiene un revestimiento interior sin costuras con una capa de algodón trenzado y una capa de refuerzo de acero inoxidable. Una trenza de diamantes en bruto de caucho resistente algodón impregnado de aceite se utiliza normalmente como una cubierta exterior. si la manguera se utiliza con un fluido a base de petróleo, su línea interior está hecho de caucho sintético y su trenzado exterior es de color gris negro. Sin embargo, si la manguera se utiliza con Skydrol o cualquier éster fosfato basado fluido hidráulico, el forro interior está hecho de caucho de butilo sintético y la malla exterior es de color verde con Skydrol escrito en él.

9.7.4 Mangueras de alta presión

Todas las mangueras de alta presión tienen una presión de trabajo máxima de al menos 3000 psi y utiliza un revestimiento de caucho sintético para transportar productos derivados del petróleo. Este revestimiento interior se envuelve con dos o más trenzas de acero como refuerzo. Para ayudar a distinguir la manguera de alta presión de la manguera de presión media, toda la manguera tiene una cubierta exterior liso. La manguera de alta presión de la mayoría es de color negro con una línea amarilla laico. Sin embargo, una manguera diseñada para llevar Skydrol tiene una línea interior de caucho butílico y una cubierta exterior de color verde con una línea blanca laico.



9.7.5 Designación del tamaño

El tamaño de una manguera flexible se determina por su diámetro interior y se mide en incrementos de 1/16 de pulgada y la diagonal indica el diámetro del tubo. Por ejemplo, un -10 identifica una manguera de 10/16 o 5/8 pulgadas



10 ESTADO DEL ARTE

En el desarrollo del estado del arte de este proyecto se estudiaron documentos con palabras clave como las siguientes: mangueras metálicas, vibración, pruebas, amortiguamiento, rigidez, etc y dentro de los resultados obtenidos se obtuvieron 71 artículos científicos entre los cuales se destacan patentes, revistas científicas, las cuales se encuentran referenciadas en el apéndice A.

Sin embargo, dentro de esos 71 documentos el 67% fueron patentes y de todas estas patentes el 100% eran de proveedores de mangueras que desarrollaron procesos tanto para patentar cada diseño como para cada etapa en el proceso de manufactura. Por lo tanto, aunque no se tiene un acceso a estos documentos se puede decir con certeza que no representa un valor significativo en la búsqueda del desarrollo de pruebas para la caracterización de mangueras metálicas.

A su vez se pudo obtener 10 artículos científicos que aunque representaban solamente el 14% de la población mostraba una relación en la caracterización de las mangueras, y el más cercano de todos era para el desarrollo de una ecuación matemática que tomara como referencia el amortiguamiento, la rigidez y la masa del componente [75]. Esto se puede tomar como base en futuros desarrollos en los que se pueda mezclar tanto el desarrollo de estas pruebas y retar la ecuación para agregarle más variables como lo es vibración y diámetro.

Pero en resumidas cuentas no hay y no se ha desarrollado una prueba de este tipo que permita la caracterización de las mangueras metálicas, lo cual permite hacer un parteaguas con los estudios desarrollados hasta el momento.

Para mayor información detalla del estado del arte, ver apéndice A.



11 CRONOGRAMA

A continuación, se muestra el desarrollo del proyecto a lo largo de casi 3 años.

Tabla 2. Cronograma de actividades.

Tarea	Duración	Fecha Inicial	Fecha Final	Responsables
Pretrabajo con Jorge Ferrer	76 days	Mon 10/16/17	Mon 1/29/18	Brenda Morales & Jorge Ferrer
Planeación del proyecto	22 days	Wed 1/31/18	Thu 3/1/18	Brenda Morales & Marcelo Lopez
Busqueda Estado del arte	72 days	Fri 3/2/18	Mon 6/11/18	Brenda Morales
Diseño y planeación de pruebas	105 days	Mon 1/7/19	Fri 5/31/19	Brenda Morales, Celia Navarro & Efren Souza
Desarrollo de configuración de prueba	85 days	Mon 5/6/19	Fri 8/30/19	Brenda Morales Jesus Becerril & Efren Souza
Corrida de prueba	20 days	Mon 10/7/19	Fri 11/1/19	Celia Navarro & Brenda Morales
Correlación de datos	10 days	Mon 11/4/19	Fri 11/15/19	Brenda Morales
Revisión de Resultados	7 days	Mon 11/18/19	Tue 11/26/19	Brenda Morales & Celia Navarro
Documentación de información obtenida	291 days	Tue 11/26/19	Tue 1/5/21	Brenda Morales
Revisión final de asesores	4 days	Tue 1/5/21	Fri 1/8/21	Marcelo Lopez & Jorge Ferrer
Revisión Sinodales	10 days	Mon 1/11/21	Fri 1/22/21	Sinodales
Titulación	25 days	Mon 1/25/21	Fri 2/26/21	Brenda Morales
Prueba en la Mesa de Vibraciones	86 days	Mon 7/5/21	Mon 11/1/21	Edgar Romero v Javier Guzman

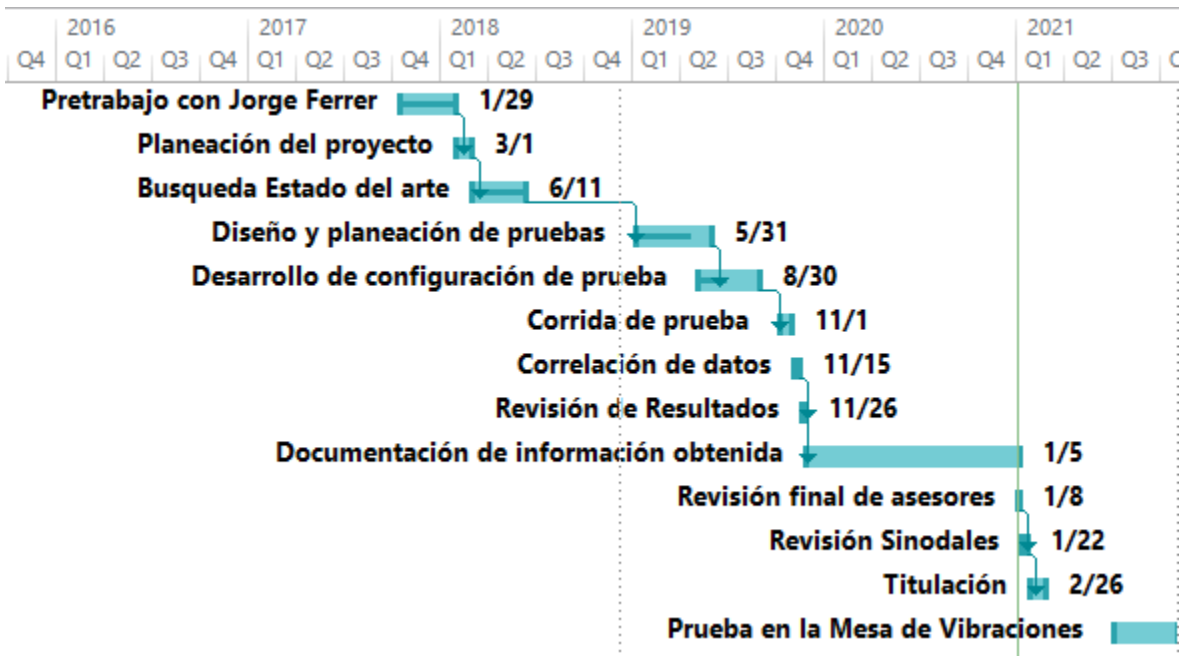


Ilustración 16. Distribución de Actividades del proyecto de caracterización de mangueras



Dentro del plan inicial se tenía contemplado hacer una prueba en la mesa de vibraciones para poder obtener la aproximación del amortiguamiento de las mangueras, sin embargo, debido a la falta de disponibilidad del laboratorio de vibraciones de General Electric se tuvo que posponer. Al día de hoy se cuenta con todos los componentes necesarios para correr la prueba con la única excepción de la mesa de vibraciones.

Al no contar con la disponibilidad del laboratorio, se hizo una prueba de impulso para obtener una pequeña aproximación al módulo de elasticidad pero no representa información relevante para el amortiguamiento, como se detallara en el capítulo de resultados de este documento.



12 DESARROLLO DE LA PRUEBA DE VIBRACIONES

Hasta este momento se desconocía una manera de poder caracterizar las propiedades mecánicas de un componente compuesto como son las mangueras y es por eso que a través de este estudio se propone analizar este comportamiento con el uso de dos pruebas descritas en dos etapas.

La primera etapa contempla la caracterización del módulo de elasticidad de la manguera, por medio de una prueba de impulso el cual es representado en un análisis modal para replicar esta prueba bajo las condiciones de frontera actuales (presiones, longitudes, diámetros). Esta etapa se encuentra descrita en el capítulo 13 de este documento.

La segunda etapa de este experimento se llevará a cabo a través de una prueba en mesa de vibraciones con las variables mencionadas anteriormente para la prueba de impulso y adicionalmente se considera la influencia de las posiciones de las mangueras y la entrada de vibración de igual manera se busca hacer una correlación de la prueba y el modelo de ANSYS para poder replicar e identificar un valor preciso del amortiguamiento y comprobar la propuesta del módulo de elasticidad por prueba de impulso.

Una vez obtenidos los datos de cualquiera de las dos etapas de las pruebas se procede a mallar cada manguera y representar sus condiciones físicas las cuales se describen en el capítulo 14.

A continuación, se describirá a más detalle la prueba de vibraciones que se llevará a cabo en una segunda etapa de acuerdo con el cronograma descrito en el capítulo 11.

12.1 Diseño del experimento

En el diseño de esta metodología se consideraron dos posibles escenarios para la corrida de la prueba, esto depende tanto del tiempo de prueba como el tiempo en el post proceso. También influye el costo de horas de ingeniería del laboratorio.

En la primera propuesta de diseño de experimentos se consideraron 3 posibles escenarios en diámetros, longitudes y posiciones, así de la misma manera también se consideró tener diferentes presiones y diferentes vibraciones de entrada y se pudo obtener una diferenciación en el tipo de factores: un factor se considera digital y otro factor mecánico. En el factor mecánico se requiere tiempo de un técnico para ensamblar y desensamblar mientras que el digital no requiere trabajo en horas-



hombre para actualizar estas variables. Es importante mencionar que hoy en día no se cuenta con una prueba estandarizada que permita capturar y evaluar el comportamiento de la manguera antes de ser ensamblada en los motores. Únicamente se consideran pruebas para comprobar que no existan fugas debido a una falta de penetración en la soldadura o para someter a la manguera a ciclos de fatiga los cuales suelen ser 10 veces más costosos que la prueba descrita y que se muestra a continuación:

Tabla 3. Diseño de experimentos para la prueba de Vibración (5 Variables, 3 Niveles).

Diametro	Longitud	Eje de posición
0.3125	15 inches	X
0.500	20 inches	Y
0.750	25 inches	Z

Mecánica

Vibración	Presión
2 G's	200 PSI
4 G's	450 PSI
6 G's	700 PSI

Digital

De la información mostrada por medio del método de diseño de experimentos de Taguchi se obtuvo que para un total de 5 variables y 3 niveles se requieren 27 cambios mecánicos principales y después de una evaluación con el técnico del laboratorio se determinó que se requiere 4.5 horas por cada cambio mecánico, lo que da un total de 121.5 horas para instalación.

En los cambios digitales se observa que se tiene 9 diferentes variaciones y 10 min para cada variación, considerando que se debe estabilizar el input vibratorio lo que da un total de 90 min en los cambios digitales.

El total de todo este trabajo requiere 6 semanas de tiempo completo (40 horas a la semana) del laboratorio sin repetitividad de ninguna prueba. Eso nos da menos seguridad de que lo que se está viendo es lo más real posible. Además de que se requiere 3 días de tiempo completo (8 horas para ensamblar todos los componentes en la mesa de vibraciones). Este diseño de experimentos es de 5 factores con 3 niveles

El segundo escenario que tenemos en el diseño de experimentos es descartar la posibilidad de tener diferentes diámetros. Así que ahora tenemos los siguientes factores: entrada de vibración, diferente presión, diferente longitud y diferentes posiciones.

A continuación, se puede notar que también tenemos dos tipos de factores: Mecánicos y Digitales.



Tabla 4. Diseño de experimentos para la prueba de Vibración (4 Variables, 3 Niveles).

Longitud	Posición
15 inches	X
20 inches	Y
25 inches	Z

Mecánica

Vibración	Presión
2 G's	200 PSI
4 G's	450 PSI
6 G's	700 PSI

Digital

Esto nos da por medio del método de diseño de experimentos de Taguchi se obtuvo que para un total de 4 variables y 3 niveles un total de 9 cambios mecánicos principales y como se mencionó anteriormente el técnico de laboratorio proporcionó un tiempo aproximado de instalación por cambio mecánico de 4.5 horas con un total de 80 horas en todo el desarrollo de esta prueba. Para los cambios digitales tenemos de 6 a 9 variaciones de un total de 10 minutos por variación.

El total de todo el trabajo a realizarse durante prueba es un total de 3 semanas (40 horas por semana) de tiempo completo con dos días de prueba.

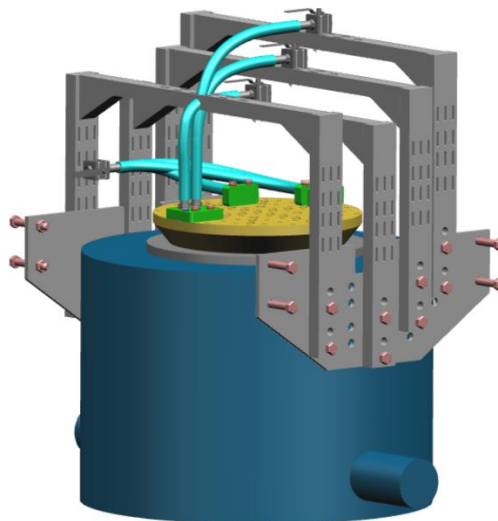


Ilustración 17. Ensamble total del diseño de la prueba de Vibración

El último diseño de experimentos incluye repetitividad a las pruebas, lo cual da mucha más confianza que los resultados son más representativos. Se selecciona



un elemento al azar para así poder comprobar que el resultado de cada prueba es confiable, basándonos en el método de diseño de experimentos de Taguchi.

En el apéndice B se muestra el detalle de los planos de diseño y fabricación. Así como también muestra el desarrollo e instalación de la prueba de vibraciones para diferentes longitudes con la finalidad de mostrar visualmente los cambios mecánicos que en este capítulo se desarrollan.

Una vez instalado se sigue el procedimiento descrito en 11.3



12.2 Diseño de componentes

Las estructuras se diseñaron con el propósito de que fueran reusables para futuros propósitos, es decir, ahora se plantea correr una prueba de 1 diámetro en 3 semanas o correr una prueba de 3 diámetros con un periodo de duración de hasta 6 meses.

Se diseñaron 5 diferentes componentes los cuales se encuentran listados a continuación:

Marco de control de prueba de mangueras. El uso de este marco es para proveer a las mangueras un soporte en uno de los extremos, simulando así, la condición de una estructura que no recibe vibración.

Esta estructura se sostiene a la mesa de vibraciones con ayuda de la placa de posición, en esta estructura se sostiene la manguera y la válvula de alta presión por medio de unos cinchos metálicos. El material de la estructura es Aluminio AL6061.

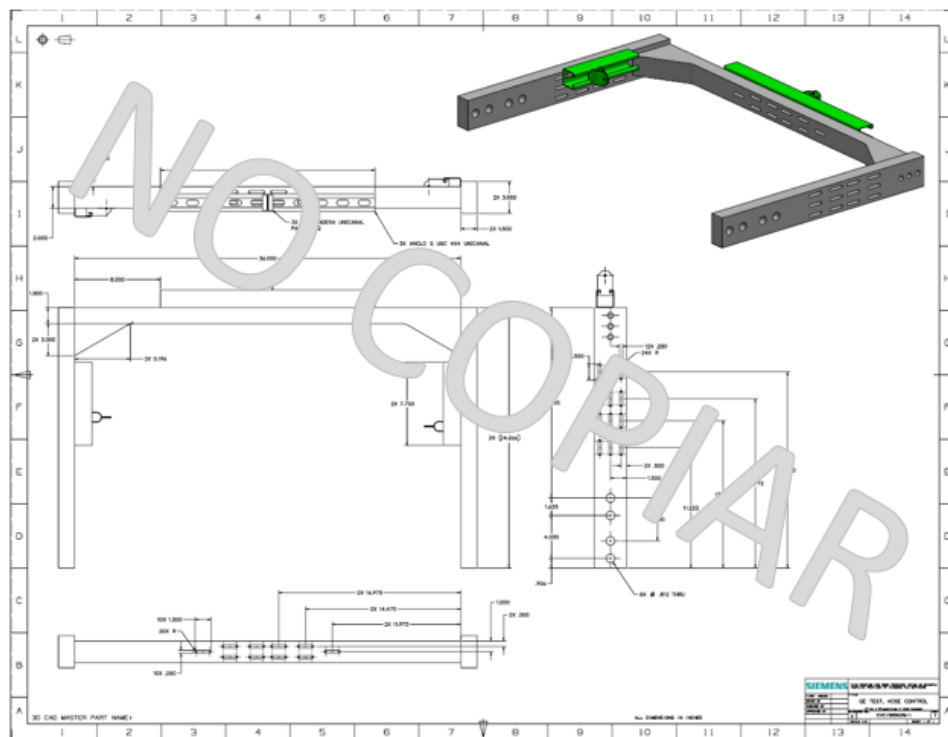


Ilustración 18. Marco de Control.



Placa de posición de prueba de mangueras. El uso de esta placa es permitir que el marco de control pueda adaptarse a diferentes alturas. Esto para reducir la creación de más dibujos y/o partes para posicionar todas las longitudes de las mangueras. Este componente a su vez se ensambla a la mesa de vibraciones con el uso de unas rondanas de plástico para evitar que pudiera dañarse la mesa.

Su diseño permite que pueda ser usado para mangueras que van desde 15 pulgadas hasta 25 pulgadas.

El material de esta placa es Aluminio AL6061. La pieza ya se encuentra disponible para su uso en el laboratorio de vibraciones.

Su diseño simétrico evita que se comentan errores en la instalación del componente, en cada extremo del componente se encuentran dos hoyos separados a 4 pulgadas uno del otro lo que permite que la estructura burbuja pueda sostenerse de la misma manera a la mesa de vibraciones.

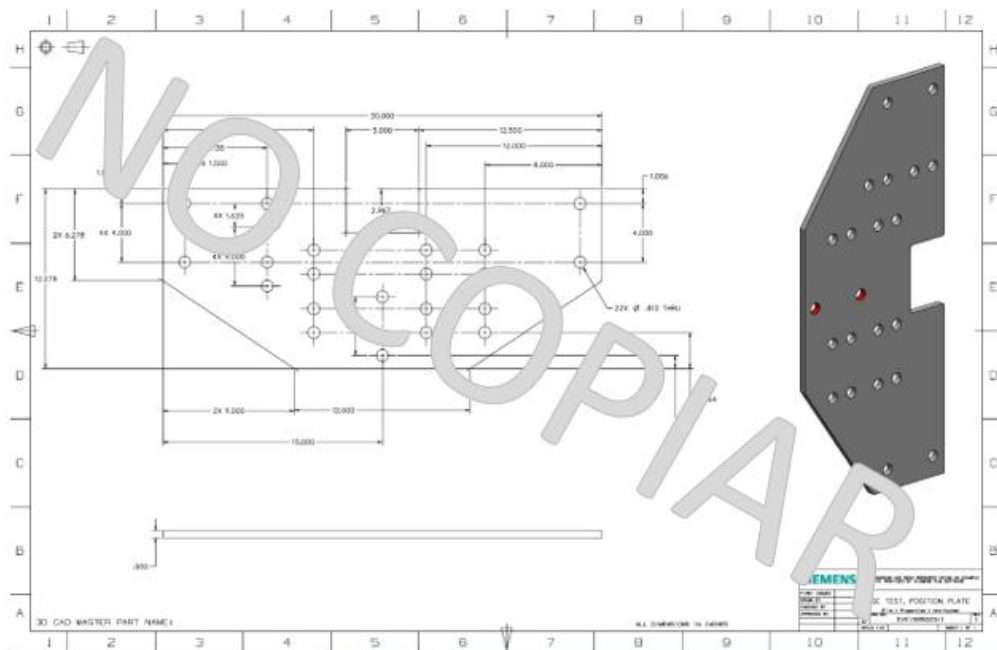


Ilustración 19. Placa de posición de prueba de Mangueras.



Estructura burbuja de protección de prueba de mangueras. El uso de esta estructura es requerido para proteger el sistema en caso de que exista una colisión de la manguera durante la prueba.

El sistema cuenta con 5 paredes de acrílico de alto impacto que se encuentran soportadas a la estructura de aluminio AL6061 por medio de tornillos de .500 pulgadas. La estructura burbuja está conformada por dos marcos de aluminio similares a los que tenemos en el marco de control, sin embargo, también cuenta con unos travesaños que unen estos marcos para darle mayor rigidez a toda la estructura.

Una de las principales mejoras que se sugirieron para esta estructura fue que durante la prueba pudiera removerse una de las paredes o varias paredes para así poder cambiar las mangueras y hacer todas las corridas de prueba. Todavía sigue en propuesta agregar dos hoyos en la parte superior de la estructura para que pueda ser levantada con facilidad por una grúa, a lo cual no requiere que este adjunto a la placa de posición y hace mucho más rápido y sencillo cada uno de los cambios en la prueba.

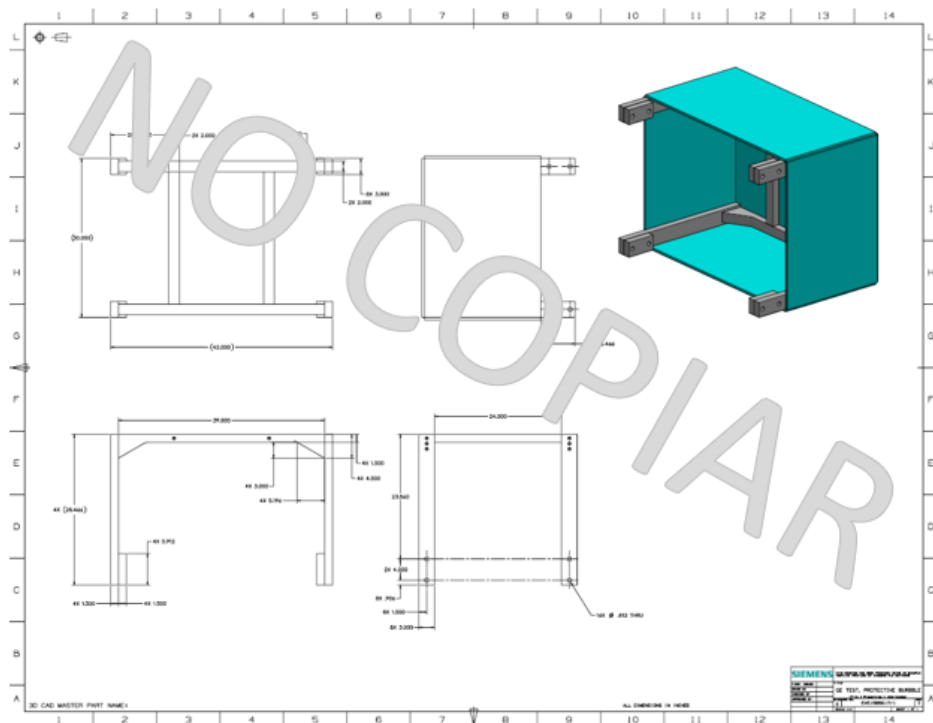


Ilustración 20. Estructura Burbuja de protección de prueba de mangueras.



Base de manguera horizontal. El uso de esta base es para permitir la tuerca unión de $\frac{1}{2}$ pulgada NPT pueda posicionarse en esta placa para que a su vez la manguera pueda conectarse al mismo sin que se tuerza. Esta placa de Acero inoxidable SS304 tiene una cuerda de $\frac{1}{2}$ NPT debido a que la presión que se maneja es de 700 PSI y para poder sellar y contener una presión tan grande se usa este tipo de cuerda.

También es importante mencionar que en este caso el uso de aluminio para las placas no era posible debido a que con los diferentes cambios que se requieren de ensamble y desensamble las mangueras pudieran afectar las cuerdas y no permitir un perfecto sellado considerando el uso con teflón.

Esta base se conecta directo a la mesa de vibraciones para permitir que la manguera pueda excitar el modo radial.

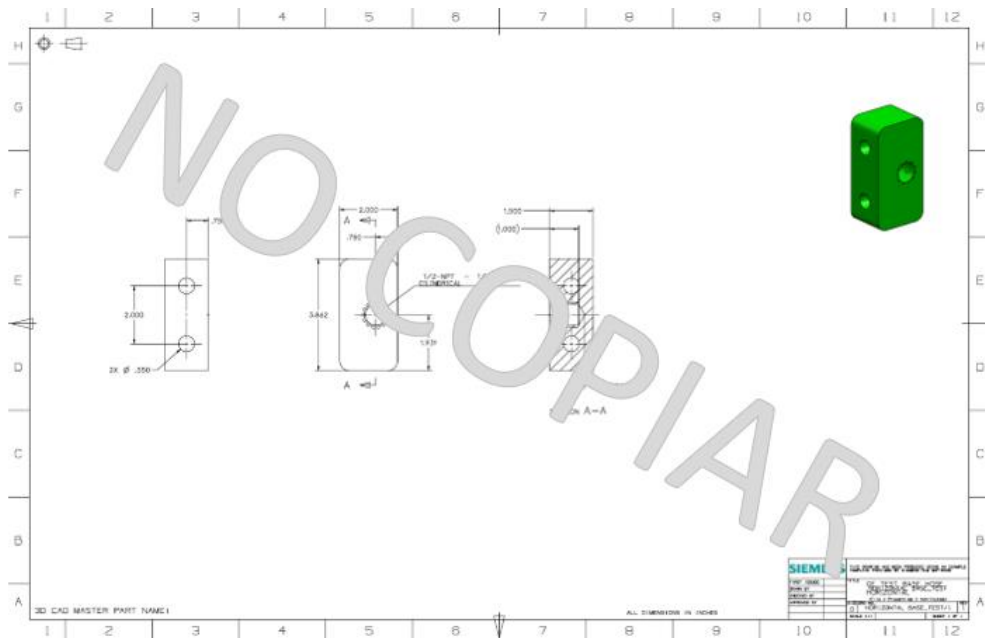


Ilustración 21. Base de manguera horizontal.



Base de manguera vertical. El uso de esta base permite que se pueda conectar la tuerca unión de ½ pulgada NPT, la cual a su vez va conectada a la manguera con Teflón. Esta placa de Acero inoxidable SS304 al igual que la placa anterior puede contener una presión de 700 PSI en su interior y se pueda conectar a la mesa de vibraciones con 4 puntos de sujeción.

La gran diferencia con esta placa también es que puede ayudar a conectarse de tal modo que pueda excitar el modo axial de la manguera.

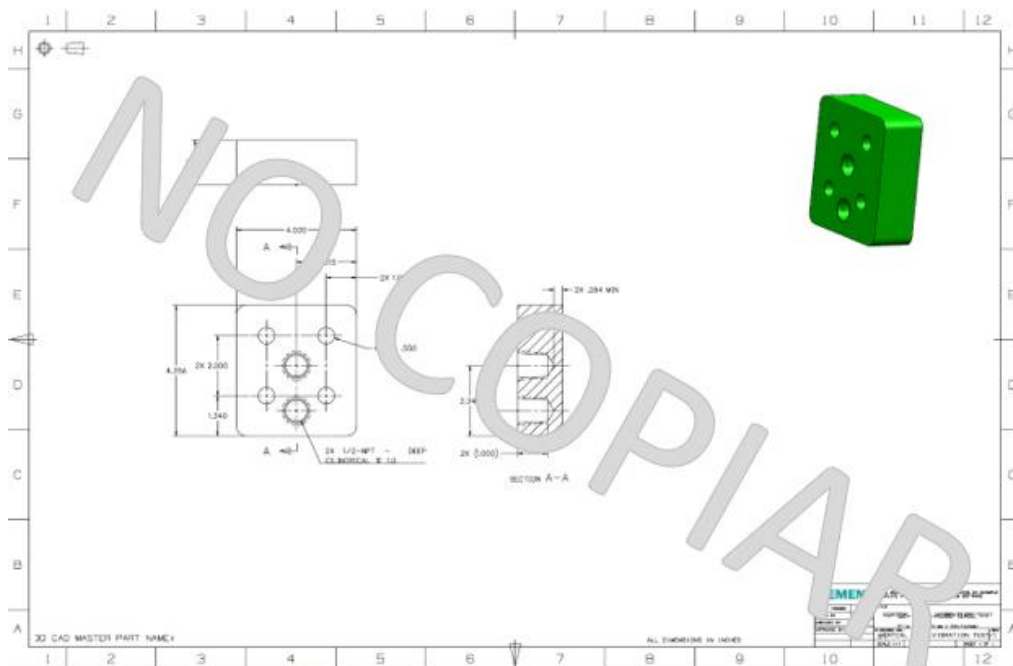


Ilustración 22. Base de manguera vertical.



Manguera metálica de 0.500 pulgadas de diámetro. Las mangueras son de 15 pulgadas, 20 pulgadas y 25 pulgadas con una tubería corrugada de acero inoxidable de SS321 cuentan con una malla reforzada de Acero Inoxidable SS304. En un extremo tenemos un niple hexagonal de SS304 y en el otro extremo tenemos una tuerca unión estándar de ½ pulgada de diámetro. Sin embargo para el uso aeroespacial se requiere un modelo de manguera en cumplimiento con la AS1424

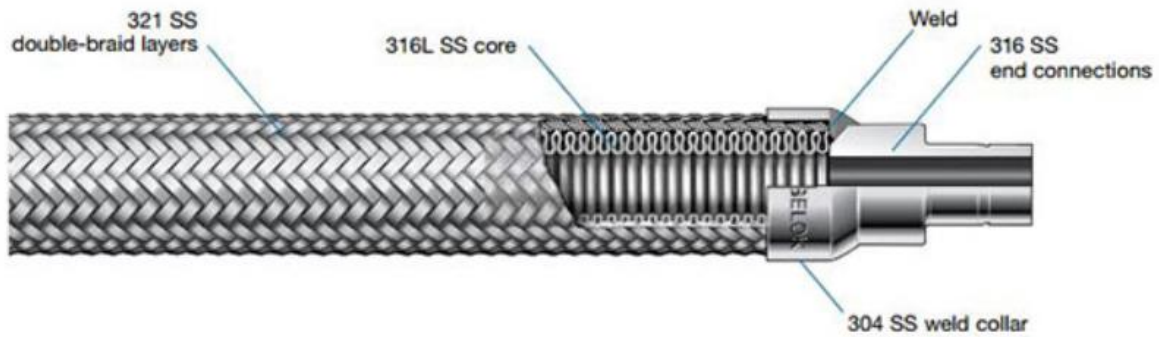


Ilustración 23. Definición y construcción de una manguera metálica



12.3 Planes de prueba

a continuación se muestra el proceso para ensamblar todos los componentes en la prueba de vibración y asegurar el funcionamiento correcto durante la misma,

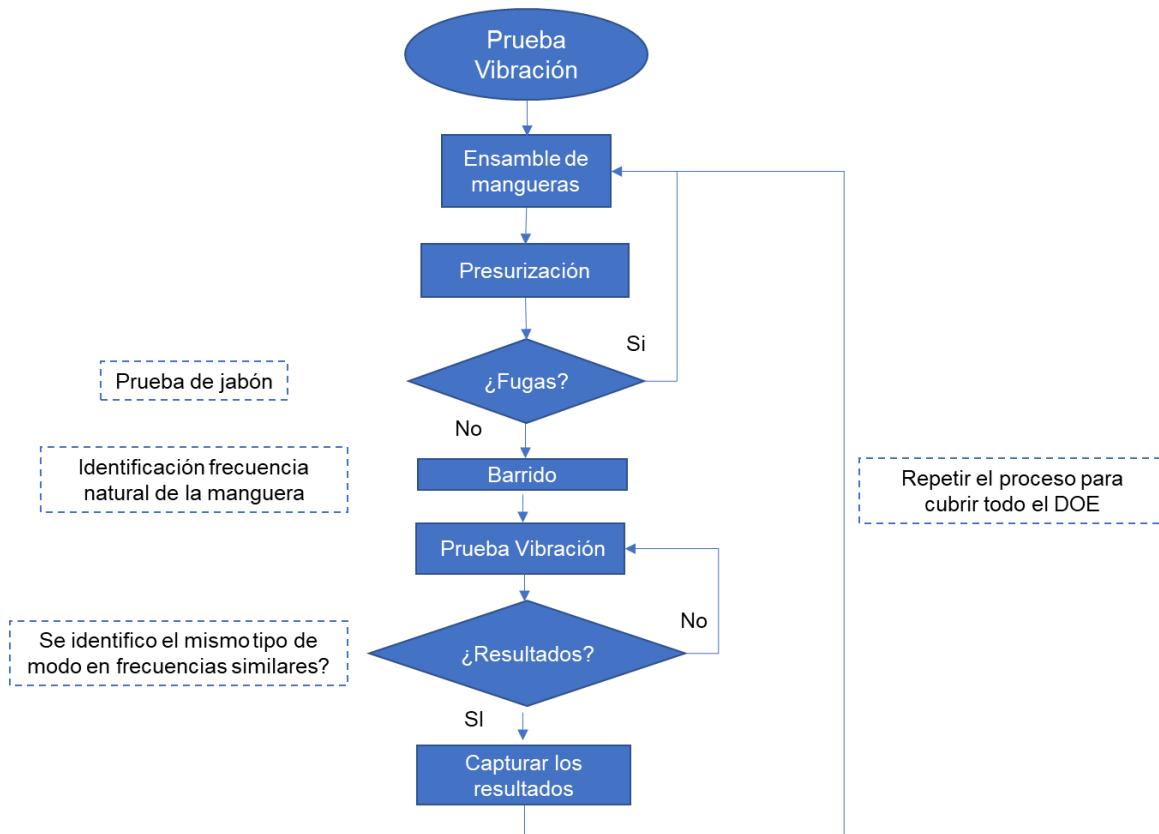


Ilustración 24. Diagrama de bloques para prueba de vibración

El detalle del ensamble de la prueba de vibración se encuentra detallado en el apéndice B (Planos de diseño, fabricación y ensamble de la prueba de vibración para conocer el factor de amortiguamiento) el cual representa solamente el primer paso, después se presuriza la manguera hasta obtener las 3 presiones que se presentaron en el diseño de experimentos 11.1

Al presurizar se debe tener una confirmación de que no existe fugas y se le pone agua con jabón alrededor de las uniones si no se tiene ninguna fuga se pasa al siguiente paso que se encuentra detallado en 11.4 para identificar todas las frecuencias naturales de la manguera por cada condición diferente y después se le



introduce una fuente de vibración en el extremo de la mesa de vibraciones y se guarda esa información hasta que se vuelve a confirmar nuevamente.

12.4 Barrido de Frecuencias Naturales

Búsqueda de frecuencias naturales de las mangueras. Este procedimiento debe llevarse a cabo en las 3 mangueras de 10 Hz a 700 Hz.

Barrido de diferentes frecuencias naturales. Esta prueba debe llevarse a cabo de acuerdo con los siguientes criterios. Nos imaginamos esto como una gráfica con una pendiente en el rango de 5-50 Hz debido a que en base a la longitud de las mangueras nos encontraremos frecuencias naturales a partir de los 60Hz por lo tanto nuestro interés es ver cómo se comporta la manguera en algún punto de resonancia cuando se toca su frecuencia natural en varias fuentes de vibración (1G, 2G, 3G, 4G y 5G). Es por eso que de 51-500Hz se mantiene una fuente de vibración constante.

Paso 1, aceleración a 1 G

5-50 Hz: $\pm .00098$ in (pk-pk)

51-500 Hz: ± 1.0 G's

Paso 2, Aceleración a 2 G

5- Hz: $\pm .0019$ in (pk-pk)

100-500 Hz: ± 2.0 G's

Paso 3, Aceleración at 3 G

5-100 Hz: $\pm .0029$ in (pk-pk)

100-500 Hz: ± 3.0 G's

Paso 4, Aceleración a 4 G

5-100 Hz: $\pm .0039$ in (pk-pk)

100-500 Hz: ± 4.0 G's

Paso 5, aceleración a 5 G

5-100 Hz: $\pm .0049$ in (pk-pk)

100-500 Hz: ± 5.0 G's



13 PLAN DE PRUEBA DE IMPULSO PARA MANGUERAS.

Anteriormente se mencionaba el diseño de unos montajes o fijaciones que pueden sostener y mantener la posición de las mangueras metálicas para la prueba de vibraciones, en esta etapa también se hará uso de esos mismos componentes para aprovechar su uso con el fin de conocer las frecuencias naturales de las mangueras a diferentes presiones en la prueba de impulso para poder obtener una aproximación del módulo de elasticidad.

La prueba de impulso se lleva a cabo con un martillo que contiene una punta de un compuesto y que al dar un pequeño golpecito a la parte a estudiar nos dará una respuesta en los acelerómetros para conocer su frecuencia natural.

13.1 Diseño de Experimento

Se hace una evaluación de los escenarios posibles para la prueba de impulso considerando sus principales variables de estudio longitud, diámetro y presión. La cual se someterá a una serie de pruebas para poder entender que tanto influye la dirección del golpe, la posición del acelerómetro o la presión interna en la frecuencia natural y su módulo de elasticidad. Lo que da un total de 9 pruebas derivadas de la combinación de 3 variables con 3 niveles basándose en la teoría del diseño de experimentos de taguchi, como se muestra a continuación.

Tabla 5. Diseño de experimentos para la prueba de Impulso (3 variables, 3 niveles).

Presión	Dirección del Golpe	Posición del Acel.
0 psi	X	Al centro de la manguera
100 psi	Y	3 Pulgadas al centro de la manguera
150 psi	Z	1/3 de la longitud total de la manguera

Mecánico



La posición de los acelerómetros se encuentra declarada en la ilustración 30 tal que de acuerdo a la tabla 5 del diseño de experimentos. La posición 1 es la que se encuentra al centro de la manguera, la posición 2 del acelerómetro es la que se encuentra a 3 pulgadas del centro de la manguera y la posición 3 es la que se encuentra a un tercio del total de la longitud de la manguera.

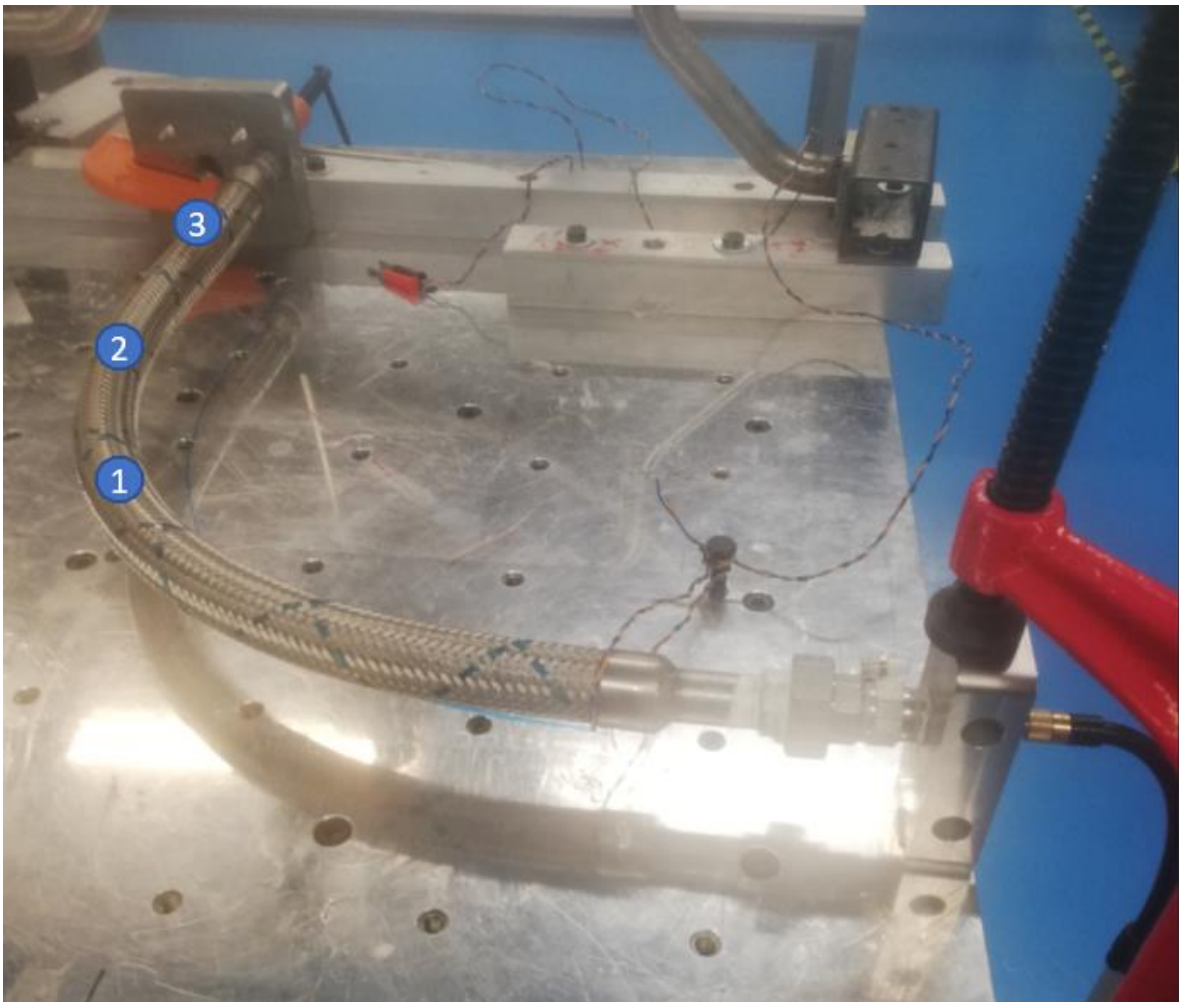


Ilustración 30. Instalación de manguera de 25 pulgadas para prueba de impulso



13.2 Plan de prueba

Para esta prueba se seguirá el siguiente diagrama de instalación, aunque en la prueba de vibración se hace la propuesta de analizar hasta 700 psi. Para esta prueba únicamente se analizará una manguera a 3 diferentes presiones en el rango de 0 a 150 psi, sin embargo si se quisiera comparar la aproximación del modulo de elasticidad tanto de una prueba de vibración como de una de impulso se debe actualizar la presión hasta 700 psi.

En este caso de prueba se elaboró únicamente hasta el rango de 150 psi debido a que no se contaba con el equipo necesario para poder presurizar las mangueras arriba de 150 psi.

Esta prueba se llevó a cabo en el laboratorio de General Electric Querétaro. Los pasos para seguir se muestran a continuación, para más detalle dirigirse al apéndice C (ensamble de la prueba de impulso)

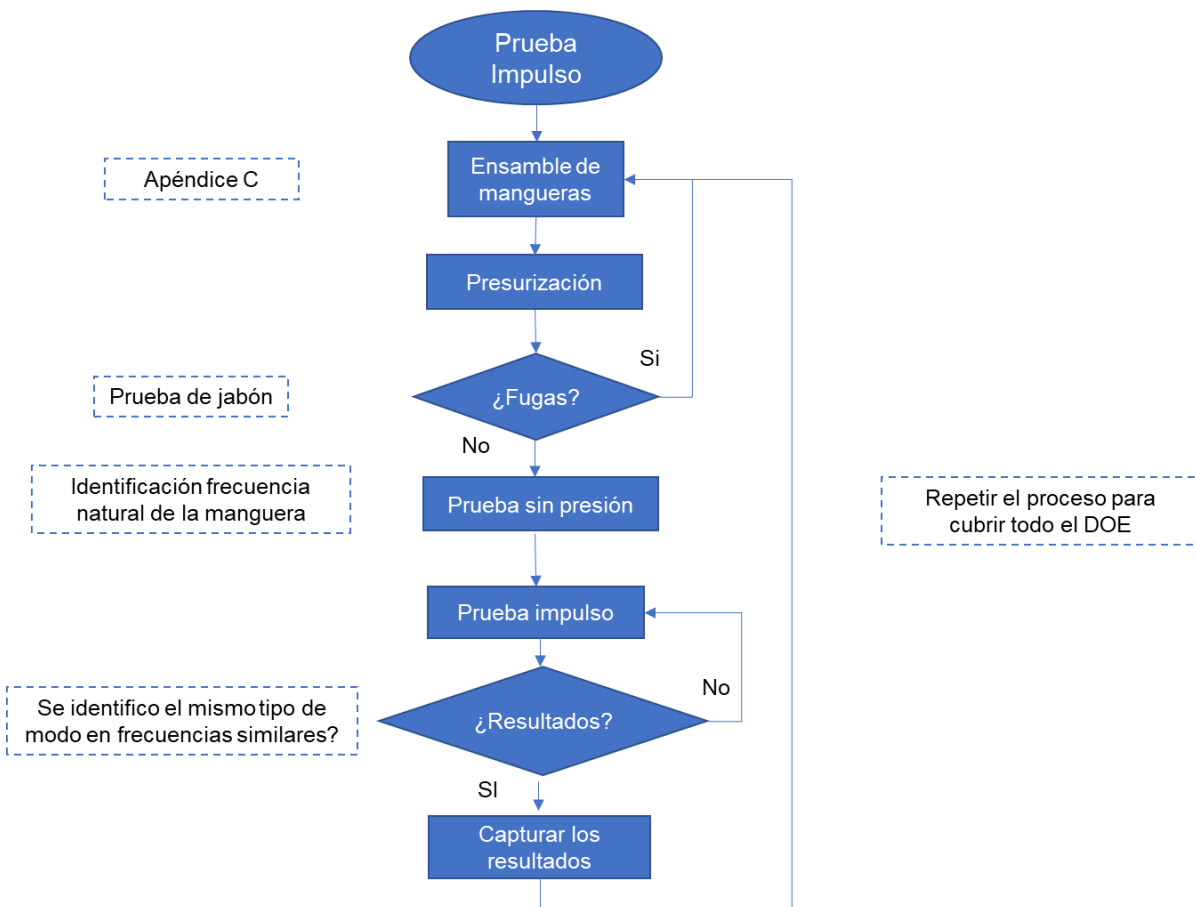


Ilustración 31. Diagrama de bloques para prueba de impulso



14 ANÁLISIS PRELIMINARES DE MANGUERAS

Se realizó un análisis modal para poder predecir el comportamiento de las mangueras durante la prueba, para poder predecir el punto de mayor desplazamiento de las mangueras (modos de las mangueras).

A continuación, se pueden observar las condiciones de frontera que se utilizaron en el modelo para poder simular la condición real de prueba de la manguera en la cual se puede considerar una matriz de rigidez de 3×3 de acuerdo con la ley de Fourier que considera componentes de rigidez, amortiguamiento, masa y una fuerza externa aplicada al sistema la cual es 0 porque no tenemos ningún input vibratorio.

14.1.1 Condiciones de frontera

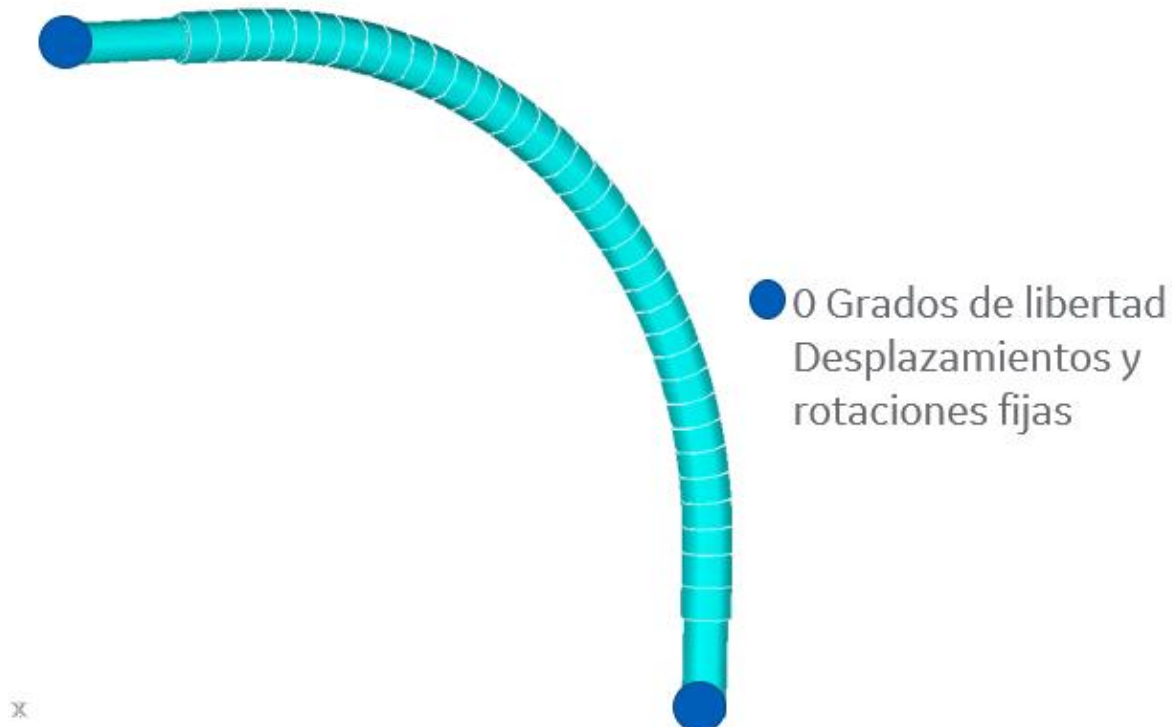


Ilustración 25. Manguera modelada.



La manguera fue modelada con un módulo de elasticidad menor al de un tubo metálico de acero inoxidable. Se hizo también la consideración de que de uno de los extremos la manguera no estaba recibiendo vibración y del otro extremo sí. Además de que esta primera corrida considera una presión de 700 PSI

Tabla 6. Corrida de análisis preliminar.

SET	TIME/ FREQ
1	175.24
2	683.96
3	725.53

Como se pudo observar en este análisis preliminar, el primer modo esperado para la manguera es a 175.24 Hz, considerando una presión de 700 psi. Esta aproximación proporciona un punto de partida para la evaluación de las mangueras en su análisis de vibración, esto es importante porque si se conoce una aproximación del modo de la manguera se puede comenzar a correr los impulsos vibratorios antes de que empiece el primer modo, esto se explicaba en el capítulo 11.4 de barrido de frecuencias naturales.



15 RESULTADOS

Dentro de la prueba de impulso se pudo desarrollar un mejor diseño de experimentos limitándolo únicamente a 3 tipos de mangueras en vez de 9, también se pudo actualizar las bases de las mangueras para permitir que el conector pudiera ser instalado con una cuerda sin necesidad de soldarlo.

Los análisis de elemento finito de los tipos de manguera que serán utilizados fueron parcialmente completados, debido a que tuvimos una actualización del ángulo de doblez de la manguera debido a la adición de un niple y quedando como faltante en esta etapa del proyecto la corrida de los otros 2 niveles de presión dentro de las mangueras.

Se planea comparar estos resultados con resultados de prueba de vibración debido a que, por causas de urgencia en el laboratorio, la prueba ha estado moviéndose sin fin desde diciembre del año pasado. El plan es conseguir recursos y disponibilidad del laboratorio a finales del 2021.

15.1 Resultados de la prueba de Impulso

15.1.1 Prueba a 150 psi

Tabla 7. Resultados de prueba a 150 psi.

Prueba	Dirección del golpe	Posición del acelerómetro	Presión (Psi)	Dirección dominante	Modos (Hz)
004	Z	Posición 1	150	1. X 2. Z, Y 3. Z	1. 58 2. 141 3. 163
005	Y	Posición 1	150	1. X 2. Z, Y 3. X	1. 58.8 2. 142 3. 180
006	X	Posición 1	150	1. X 2. Y, Z 3. Y	1. 57.2 2. 143 3. 163
007	X	Posición 1	150	1. X 2. Z, Y 3. Z	1. 57.5 2. 143 3. 164



008	Z	Posición 2	150	1. X 2. Y, Z 3. X	1. 57.8 2. 142 3. 163
009	Y	Posición 2	150	1. Y, Z 2. X 3. X	1. 143 2. 163 3. 181
011	Y	Posición 2	150	1. X 2. Y, Z 3. X	1. 59.4 2. 142 3. 164
012	X	Posición 2	150	1. X 2. Y, Z 3. X	1. 58.1 2. 143 3. 163
013	Z	Posición 3	150	1. X 2. Z Y 3. X	1. 59.4 2. 143 3. 163
014	Z	Posición 3	150	1. X 2. Z 3. X Z	1. 57.8 2. 143 3. 164
016	Y	Posición 3	150	1. X 2. ZY 3. XZ	1. 59.1 2. 143 3. 163
017	Y	Posición 3	150	1. X 2. ZY 3. XZ	1. 59.4 2. 143 3. 164

Las posiciones de los acelerómetros se describen en el diseño de experimentos.

Dentro de la evaluación de las pruebas que se realizaron a 150 psi se tuvo que replicar en varias ocasiones la misma prueba debido a que la información obtenida tenía ruido, sin embargo, se pudo obtener de una de las pruebas #6 la que presenta menor cantidad de ruido. Es importante mencionar que las ilustraciones mostradas a continuación 33-42 fueron obtenidas como resultado de la instalación del acelerómetro el cual tiene El canal identificado por el color azul en la dirección en X, el canal tres identificado por el color rojo es la dirección en Y, y por último el canal 4 identificado por el canal verde es la dirección en Z.



En la ilustración 33 se observa el panorama general de todos los modos identificados a 150 psi con la prueba de impulso, al proporcionarle un pequeño golpe (energía) se obtiene una respuesta por el impulso de la manguera hacia el acelerómetro que se traduce en 3 frecuencias principales.

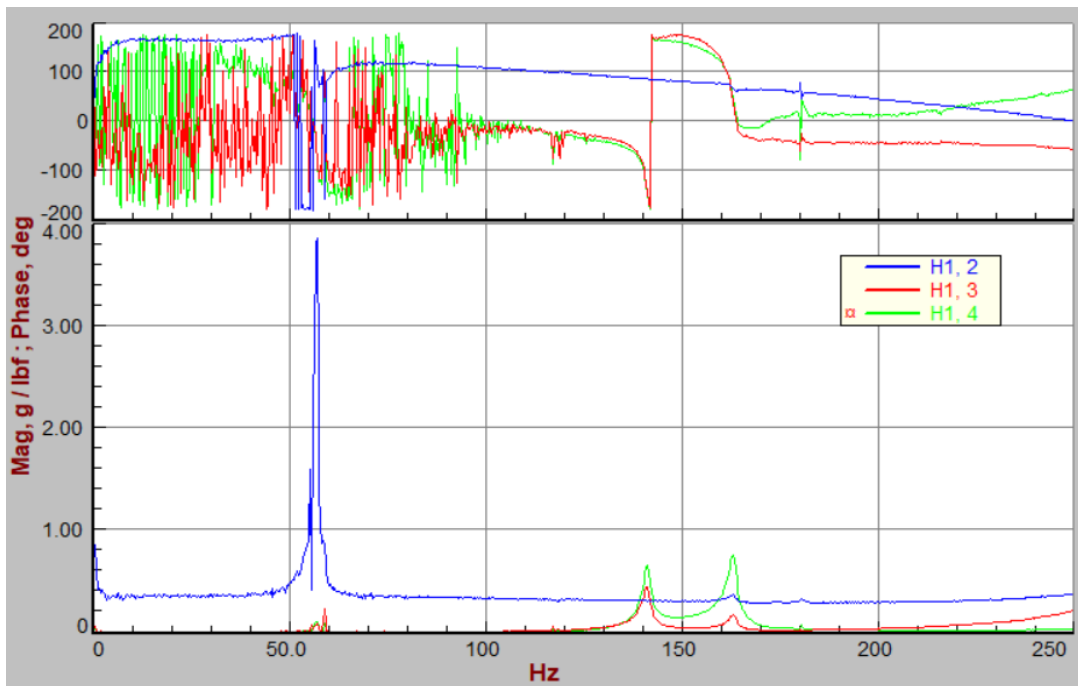


Ilustración 26. Modos identificados a 150 psi en prueba de impulso.



El primero modo mostrado para la manguera con una presión de 150 psi, se puede observar en la dirección X como se mencionaba anteriormente el cual está a 57.2 Hz.

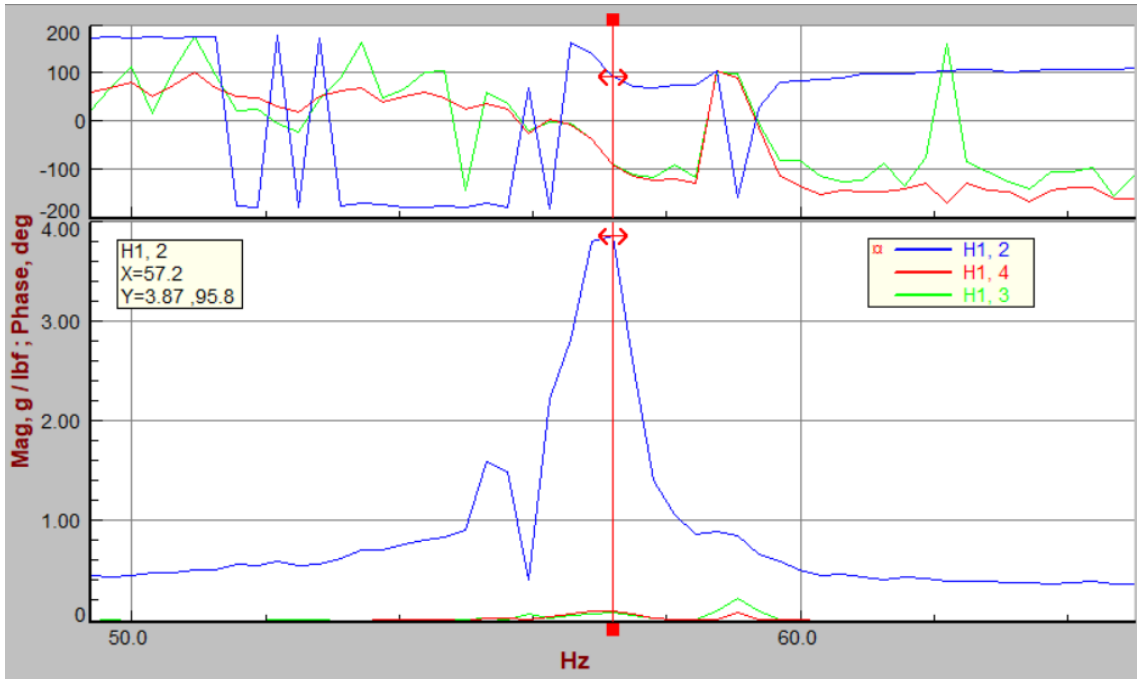


Ilustración 27. 1er Modo a 150 psi



El segundo modo de la manguera a 150 psi se muestra en ambas direcciones tanto en Y como en la dirección Z a 142 Hz.

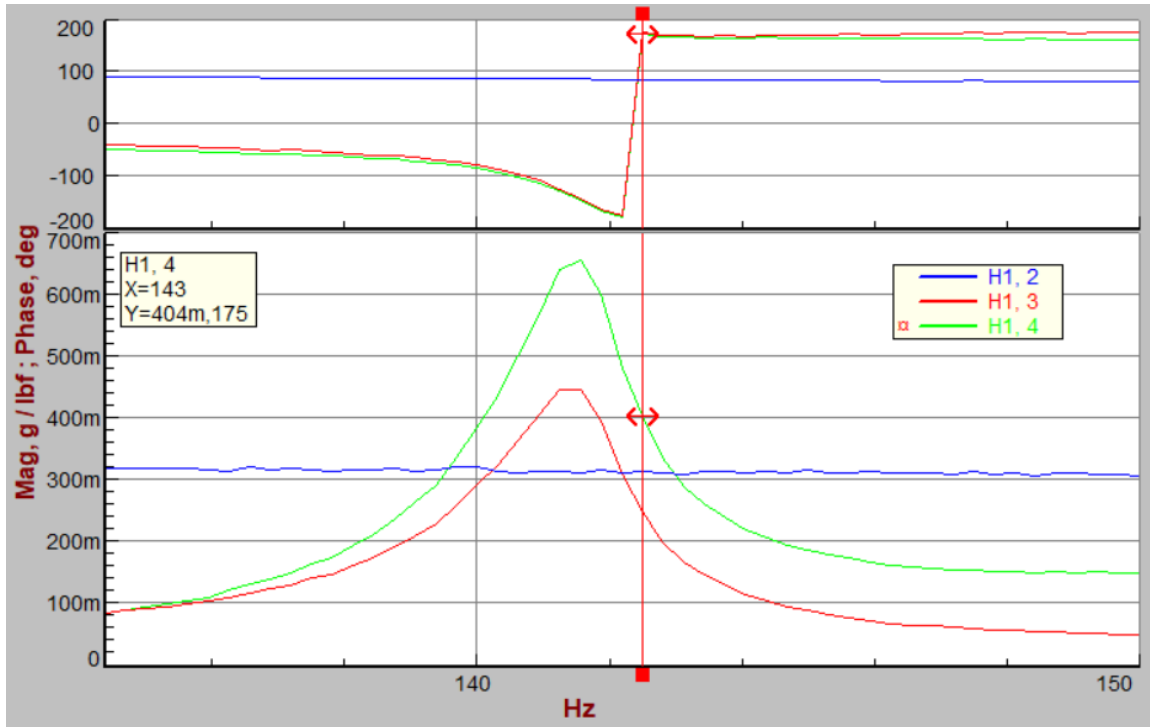


Ilustración 28. 2do Modo a 150 psi.



Y por último el tercer modo a 163 Hz en dirección Z que es donde se muestra mucho más prominente a comparación de otros puntos.

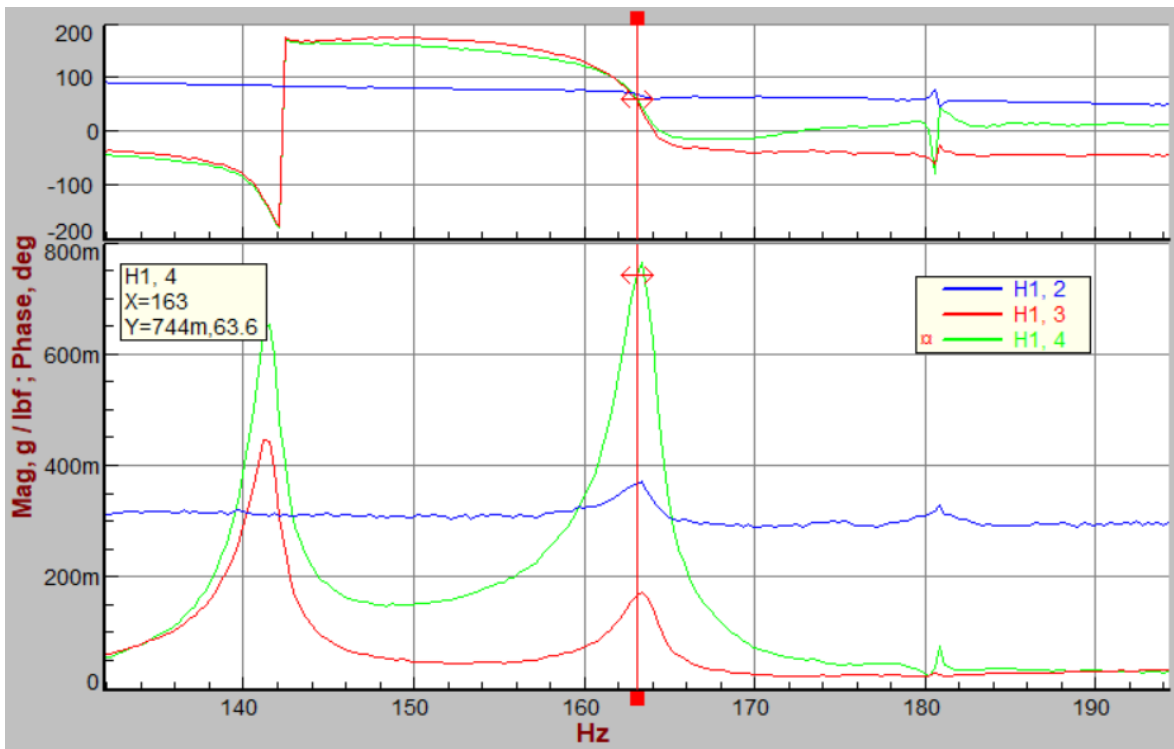


Ilustración 29. 3er Modo a 150 psi.

Como conclusiones de esta prueba se puede decir que a una presión de 150 psi se pudieron observar 3 modos los cuales tienen las mismas direcciones y los mismos valores, adicionalmente se puede concluir que no importa la posición que se le dé al acelerómetro o la dirección del golpe o impulso que se le dé al martillo en cada manguera el valor en el primer modo, en el segundo o en el tercer modo en todas las pruebas es menor al 10% y se puede descartar la mezcla de variables en las siguientes pruebas a diferentes presiones.



15.1.2 Prueba a 100 psi

De igual manera se replicó la misma prueba que la de 150 psi pero con una presión constante de 100 psi al interior de la manguera.

Al obtener los mismos valores en la manguera sin importar la dirección del golpe o la posición del acelerómetro se capturan solamente algunas pruebas en la siguiente tabla.

Tabla 8. Resultados de prueba a 100 psi.

Test	Dirección del golpe	Posición del acelerómetro	Presión (Psi)	Dirección dominante	Modos (Hz)
019	Z	Posición 1	100	1. X 2. ZY 3. Z	1. 54.1 2. 135 3. 157
020	Y	Posición 1	100	1. X 2. ZY 3. X	1. 55.3 2. 136 3. 181
022	Z	Posición 2	100	1. X 2. YZ 3. X	1. 55 2. 134 3. 152
024	X	Posición 2	100	1. X 2. YZ 3. X	1. 55.3 2. 135 3. 153
025	Z	Posición 3	100	1. X 2. YZ 3. X	1. 54.1 2. 135 3. 154
028	X	Posición 3	100	1. X 2. YZ 3. X	1. 59.1 2. 136 3. 155



A grandes rasgos se puede observar esta grafica que representa todos los modos identificados en una manguera a 100 psi en la prueba de impulso.

Se vuelve a observar como en la prueba anterior un primer modo a 57 Hz en la dirección X.

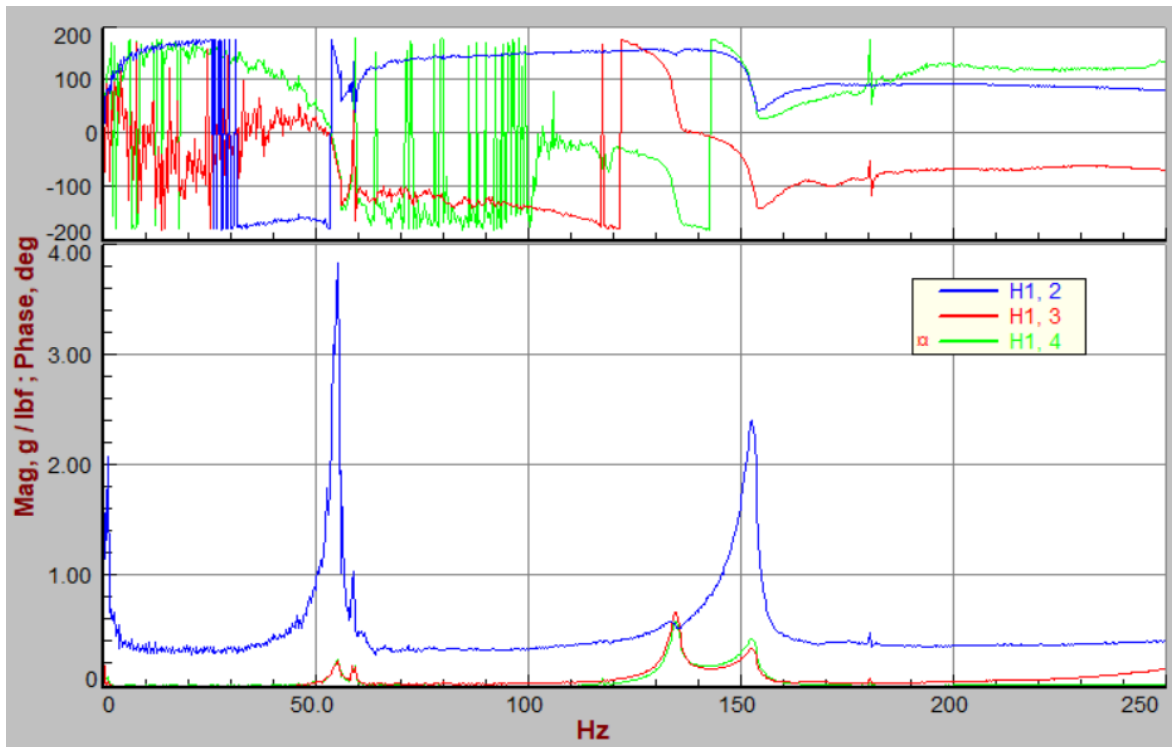


Ilustración 30. Modos identificados a 100 psi en prueba de impulso.

De acuerdo con la ilustración 37, se observa claramente un modo a 135 Hz en las direcciones de Y y Z.

Existe un cambio de fase en la tabla superior que cruza en -90 grados y en 90 grados lo cual representa que aunque es un modo que pareciera casi



imperceptible en la ilustración 37 en esta ilustración lo confirmamos al observar el fenomenomeno mas de cerca

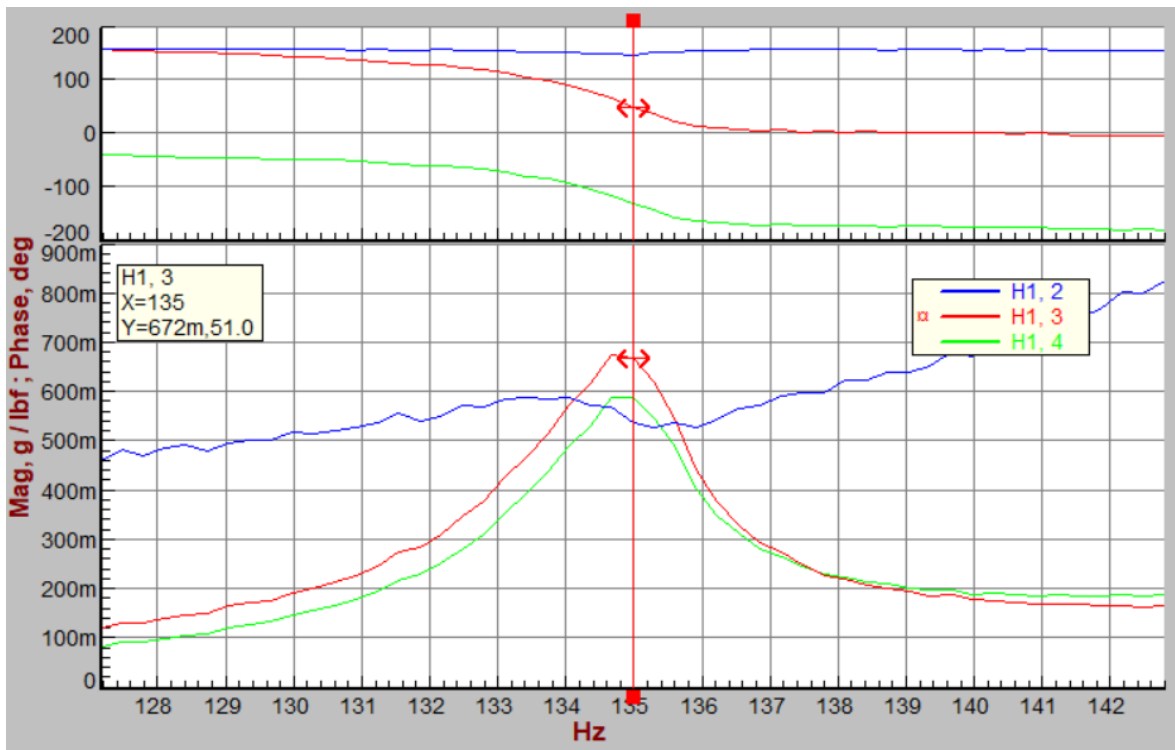


Ilustración 31. 2do Modo identificado.



Por ultimo en la ilustración 38 a una presión de 100 psi, se puede observar claramente en la grafica una campana que representa un modo a 153 psi y como se puede juzgar por su tabla superior existe un cambio de fase.

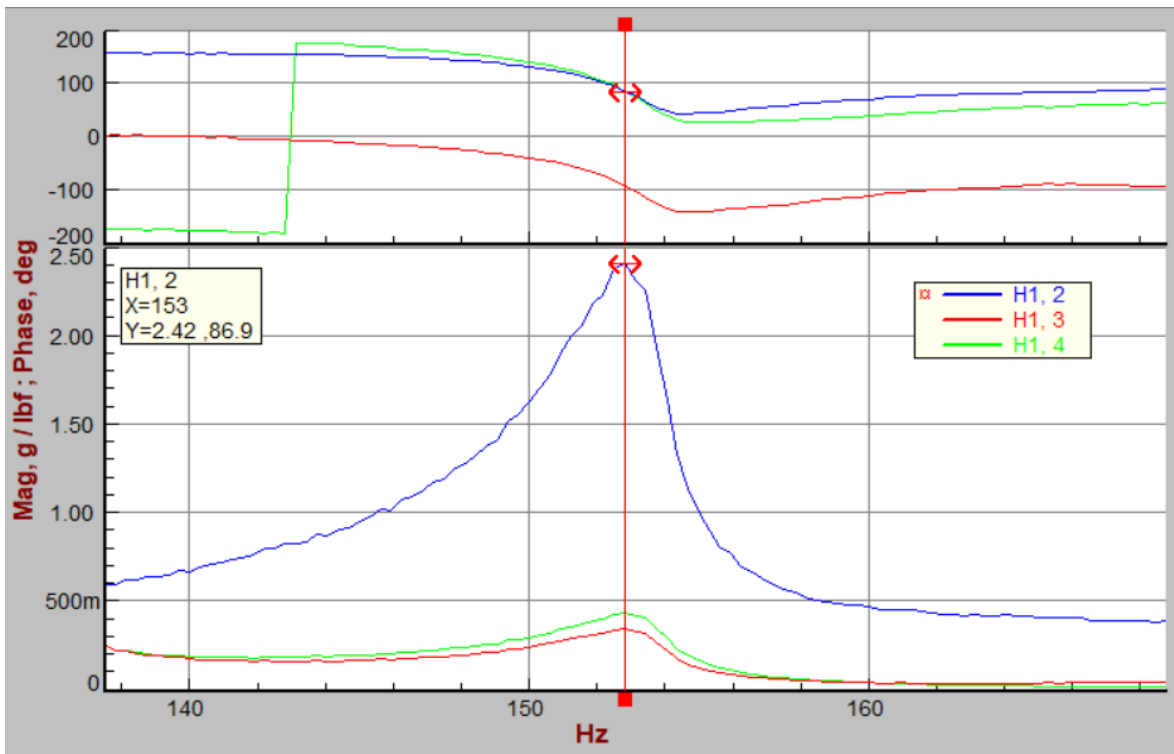


Ilustración 32. 3er Modo a 100 psi.



15.1.3 Prueba a 0 psi

La ultima etapa de la prueba de impulso se realizó con una manguera a 0 psi de presión, esta condición existe en los motores debido a que hay inyectores que de acuerdo a la potencia que el motor requiere se encuentran apagados pero el motor sigue encendido con unos pocos.

Tabla 9. Resultados de prueba a 0 psi.

Test	Dirección del golpe	Posición del acelerómetro	Presión (Psi)	Dirección dominante	Modos (Hz)
031	Z	Posición 1	0	1. Y 2. Y 3. X	1. 106 2. 118 3. 181
032	Y	Posición 2	0	1. Y 2. Y 3. X	1. 106 2. 118 3. 181
033	X	Posición 3	0	1. Y 2. Y 3. X	1. 106 2. 118 3. 181



En la ilustración 40 se observan 3 modos identificados en la manguera, la imagen tiene un poco más de distorsión debido a que la rigidez de la manguera es mucho menor.

También se observa a 57 Hz el primer modo de la manguera como en los casos anteriores, valdría la pena analizar si este punto se puede considerar parte del ruido o representa en sí un modo de la manguera.



Ilustración 33. Modos identificados a 0 psi en prueba de impulso.



A 106 psi se puede observar el segundo modo de la manguera e la dirección Y. Y se ve mucha más distorsion por el ruido que se genera por falta de rigidez en la manguera.

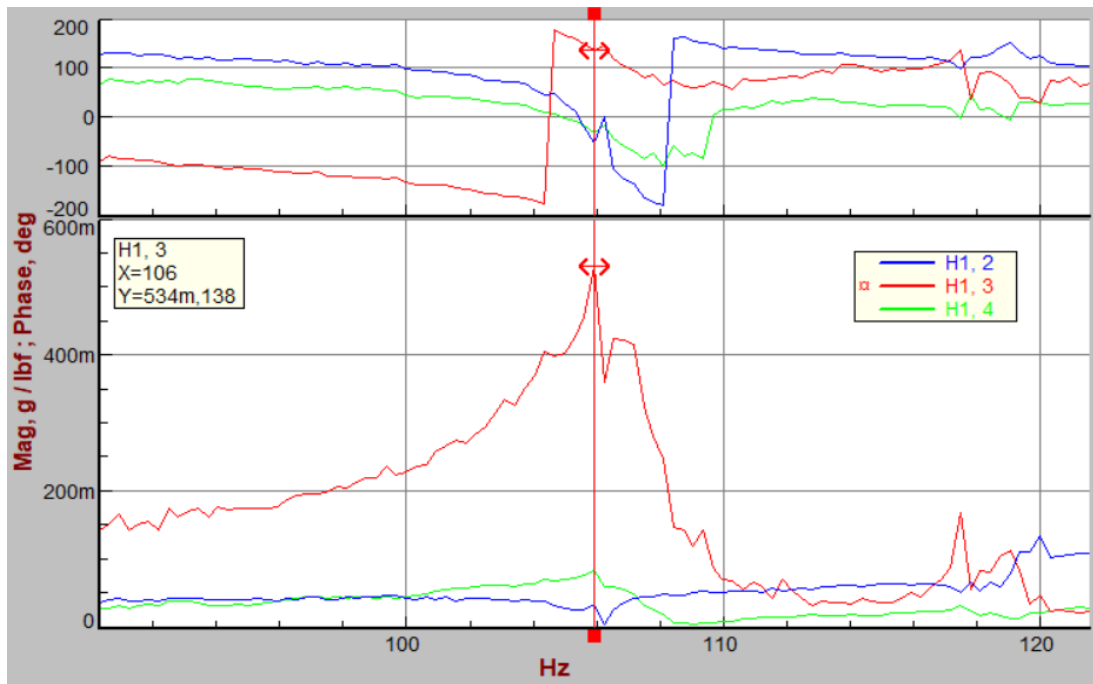


Ilustración 34. 2do Modo a 0 psi.



En el tercer modo a 0 psi, se encuentra una frecuencia de 116 psi en la dirección Z.

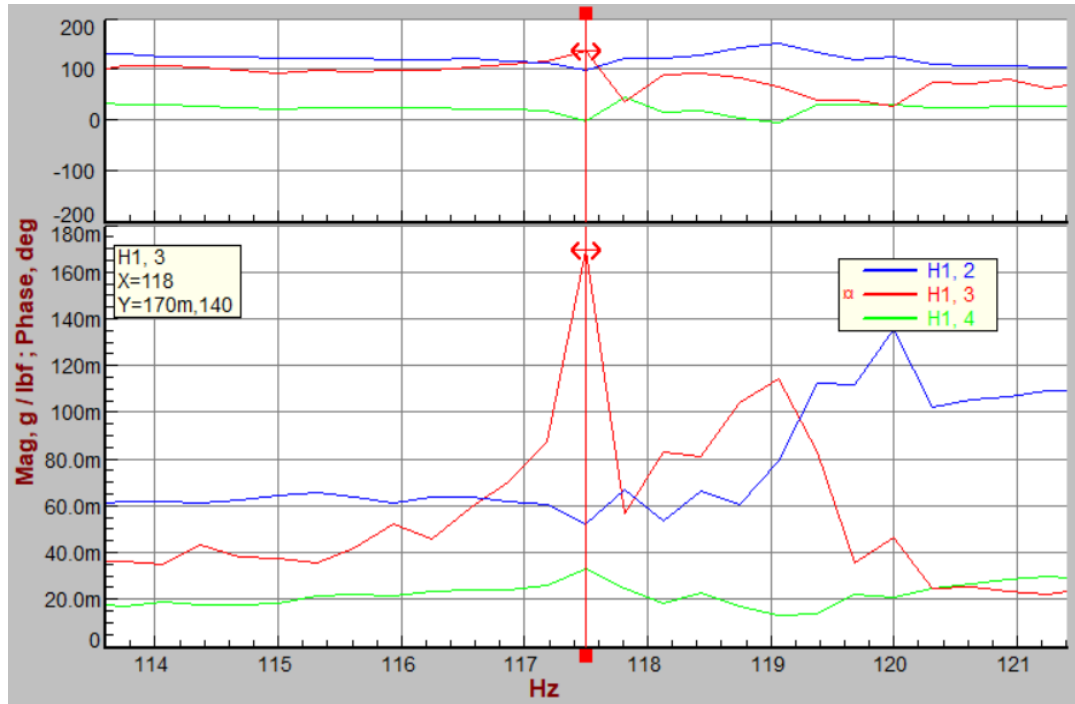


Ilustración 35. 3er Modo a 0 psi.



15.2 Resultados de la correlación de la prueba de Impulso y Análisis.

A continuación, se muestra el detalle de la construcción de la manguera en ANSYS.

Se simula la condición a temperatura ambiente de 75°F, la manguera muestra una construcción con elementos PIPE.

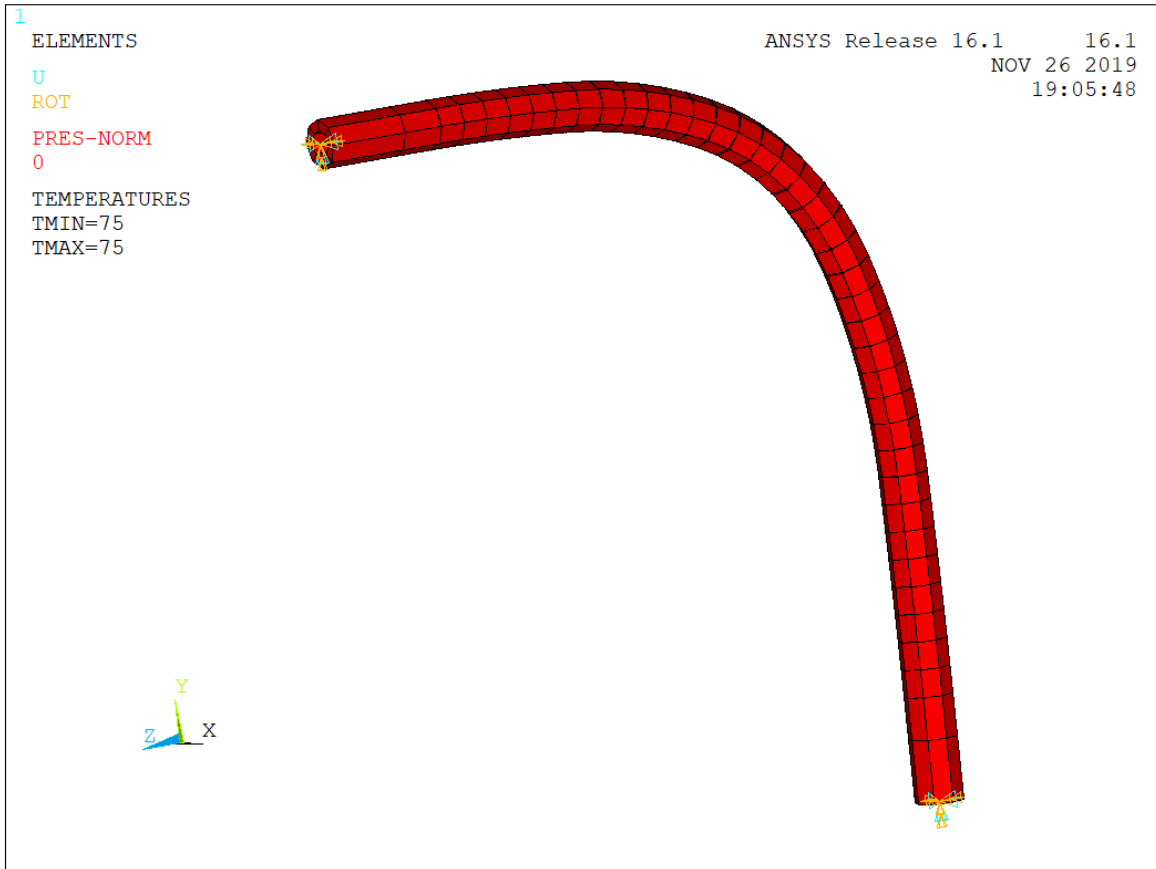


Ilustración 36. Modelo ANSYS.



Las propiedades de la manguera fueron asignadas hasta obtener la relación entre la densidad, el volumen y masa de la manguera, incluyendo los extremos de la manguera.

Tabla 10. Propiedades de la manguera.

Diámetro Interno 0.75, Long 25 pulgadas			
Geometría de la manguera			
do	Diámetro Externo	1.16000	in
di	Diámetro Interno	0.7500	in
l	Longitud	25.00	in
p	Densidad	0.05518	lb/in ³
mt	Masa total de la manguera	530.72000	gr
mf1	Fitting 1 Masa	79.7	gr
mf2	Fitting 2 Masa	66.2	gr
mh	Masa de la manguera	384.82	gr
v	volumen (formula)	15.376	in ³
p	Densidad en ANSYS	0.0001429	[LBM/Gc]/IN ³



Debido a que ya se habían asignado propiedades principales de la manguera, geometría, masa y densidad. A través del uso del software de análisis de ANSYS se pudo predecir una aproximación del módulo de elasticidad de la manguera de 0.75 diámetro de pulgada con una longitud total de 25 pulgadas, a través de pequeñas variaciones del módulo de elasticidad hasta obtener los modos de la manguera.

Sin embargo, en el proceso de iteraciones para obtener el comportamiento dinámico de la manguera se pudo observar que al menos un modo de las frecuencias naturales no encaja completamente con el resultado de la prueba de impulso. En el caso de un componente homogéneo se puede esperar que sus elementos se comporten de manera similar en cada una de las direcciones (isotrópico), en la que se descartan defectos que pudieran tenerse durante su fabricación. Sin embargo, al hacerse esta consideración en este modelo de manguera su comportamiento se relaciona mucho más al de un material compuesto el cual se comporta de manera diferente en cada dirección (ortotrópico).

Es por eso que en la tabla 11 se muestra el proceso iterativo a través del cual se le asignó un valor al módulo de elasticidad considerando un estudio modal isotrópico y para lo cual existen variaciones significativas contra la prueba de impulso, es decir que se fue asignado un valor aproximado del módulo de elasticidad con el que se obtuvieran las frecuencias naturales de la manguera. En todos los casos había una ligera variación menor al 10% entre lo obtenido en la prueba y los resultados del análisis de elemento finito.

Para el rango de 0 psi se puede considerar que el valor que está dentro del 10% de variación, si es que se quiere eliminar una variable a la ecuación de la manguera es $1.805E^5$ psi.

Para el rango de 100 psi y 10% de variación entre las frecuencias da un valor promedio de $2.545E^5$ psi.

Para el rango de 150 psi y dentro del 10% de variación entre las frecuencias tenemos un valor promedio de 2.69 psi.



Tabla 11. Correlación de prueba en Elemento Finito.

Módulo de elasticidad (*E⁵ psi (lb/pl²))	1er Modo (Hz)	2 Modo (Hz)	3er Modo (Hz)
1.61	39.787	110.59	120.28
1.805	42.127	117.1	127.1
2	44.345	123.26	134.06
2.2	46.509	129.28	140.6
2.3	47.554	132.18	143.76
2.4	48.577	135.03	146.85
2.49	49.48	137.53	149.58
2.5	49.579	137.81	149.88
2.545	50.029	139.04	151.22
2.6	50.561	140.54	152.85
2.62	50.755	141.08	153.44
2.69	51.428	142.95	155.47
2.77	53.187	145.06	157.77



16 TRABAJOS FUTUROS

En este proyecto la expectativa era llevar a cabo un plan de pruebas en que se simulara la condición real de una manguera metálica de un sistema de combustible de gas. Dentro de la propuesta inicial se considera únicamente que existe vibración en uno de los extremos de la manguera que representa la conexión al motor y el otro extremo que representa la conexión del sistema de combustible a tierra es despreciable. Como parte de la búsqueda de información de las mangueras y en base a episodios de fugas de combustible debido a la falta de pruebas se llevará a cabo una prueba en el 2021 para poder predecir el compartimiento de mangueras de diámetros de 1 pulgada y de .375 pulgadas de diámetro.

Sin embargo, aunque el considerar una segunda entrada de vibración representa una prueba más compleja también presenta una excelente oportunidad para el estudio y correlación de datos conocidos como multipuntos, los cuales modelan esa condición, pero también proponen un estudio más detallado de esta condición y el cómo puede representar una variación en el amortiguamiento de la manguera metálica. Lo cual representa por supuesto una actualización al plan de pruebas que se desarrolló en este trabajo.

Aunque en este trabajo se consideraban construcciones de mangueras metálicas con refuerzo trenzado en material de acero inoxidable, debe explorarse materiales aeroespaciales como lo son Inconel, así como el uso de mangueras sin este refuerzo metálicos, es decir, únicamente construidas con convoluta para ver cuanta variación puede representar al amortiguamiento y sin duda alguna a la rigidez del componente.

Aunque por el momento solamente se pudo contar con una prueba de impulso se busca perseguir el uso de la prueba de vibraciones para poder demostrar que se puede conocer su comportamiento dinámico y que a partir de cierta presión en el sistema el comportamiento de la manguera es similar y tiene mínimas variaciones.

Por último, debido a que este tipo de componentes es usado también en la industria de aviación en las conexiones de algunos sistemas de aire del avión al motor, en trabajos futuros se busca entender el comportamiento dinámico de las mangueras metálicas en presiones negativas debido a la innumerable cantidad de fallas detectadas por los principales dueños y clientes de aviones.



17 CONCLUSIONES

Hasta el momento no se había desarrollado un protocolo de pruebas que pudiera demostrar el comportamiento dinámico de una manguera metálica, bajo las condiciones de trabajo (presión, longitud, diámetro y vibración). El desarrollo de este trabajo trae a la discusión un plan de pruebas, así como un análisis para poder proporcionar una aproximación al módulo de elasticidad y a su amortiguamiento.

Sin embargo, aunque se buscó llevar a cabo esta prueba dentro del laboratorio de vibraciones de GE (General Electric) diversos protocolos y calendarios no permitieron llevar a cabo la culminación de este plan, adicionalmente el costo de horas de operación del laboratorio representó un impedimento más.. Durante una de las pruebas de motor se detectaron fallas en el sistema de combustible y como no se tenía suficiente información de las mangueras no se pudo obtener una aproximación real de lo que estaba pasando con el cliente, esto representó un gasto significativo a la compañía debido a que se tuvo que detener la prueba con el cliente y al final de cuentas la prueba para validar las mangueras se debe realizar porque a partir de ahí el equipo de diseño pudiera prevenir fallas en los componentes.

Aunque no se pudo completar esta prueba, si se pudo llevar a cabo la prueba de impulso con la cual se pudieron obtener resultados afirmativos a la hipótesis para continuar con este estudio e incrementar el conocimiento de estos componentes.

Principalmente hay que mencionar que la instalación de los acelerómetros a lo largo de la manguera durante la prueba de impulso no representó ningún cambio significativo en el resultado de las frecuencias obtenidas ya que fue menor al 1%. Por lo que esta variable queda descartada

Ahora bien, al considerar un módulo de elasticidad constante dentro de esta prueba nos encontramos con un rango de error menor al 10% lo cual se considera bastante aceptable en una etapa de pruebas iniciales y abren la pauta para continuar con este estudio en la prueba de vibraciones. Y con esto obtenemos 3 módulos de elasticidad descritos a continuación: $1.805E^5$ psi a 0 psi de presión, $2.545E^5$ psi a 100 psi de presión y 2.69 psi a 150 psi de presión. Y cómo ya se mencionaba anteriormente estos valores pueden ser usados únicamente en una evaluación del tipo isotrópica. Sin embargo, hay algunas consideraciones que podrían hacerse adicionalmente en un estudio ortotrópico, en el que consideramos que cada eje tiene sus propiedades, es decir que nos encontraremos con un valor de módulo de elasticidad diferente en cada dirección, esto debido a que la construcción de la manguera representa una condición similar a la de un material compuesto.

Debido a la falta de material en el equipo no se pudo realizar la prueba de impulso a presiones superiores de 150 psi, pero se considera que hay un punto alrededor



de los 600 psi de presión en los que la manguera no cambia su módulo de elasticidad. Esto debido a que se tiene la teoría que la manguera se vuelve muy rígida al contener tanta presión y deja de ser muy flexible.

El uso de esta prueba propone no solamente reducir costos por parte de manufactura, si no también costos por parte de validación de los componentes por un 90% debido a que las pruebas de presión de los componentes son procesadas en estados unidos y en México contamos con la tecnología para poder llevar a cabo estas pruebas dentro de diversos laboratorios que cuenten con mesas de vibraciones. Los costos no pueden ser compartidos por políticas de GE. Este proyecto es una oportunidad más para entender el comportamiento de las mangueras metálicas, debido a que de todo el material publicado únicamente 14% estaba relacionado a las mangueras metálicas en el campo de las vibraciones.

APÉNDICE A – ESTADO DEL ARTE

A continuación, se presenta detalle de la búsqueda del estado del arte de los últimos 15 años de información (71 documentos) relacionada a la construcción, pruebas, tipos de falla y análisis de mangueras. Esta información está referenciada en la bibliografía del [28-81] considerando así que cada referencia bibliográfica puede estar en papel técnico, patente, etc.

En color amarillo está clasificada la información de mediana aportación, la clasificación en el título de color verde es la que hace una aportación significativa a este documento de tesis y los títulos sin color, aunque están relacionados al tema, se descartan por el tipo de estudio que se persigue con este documento.

Tabla 12. Estado del Arte 1

Año	Journal/Technical Paper	Nat Science/Eng.	Nat. Aerospace	Industry	País	Título	Resumen
2008	Science Direct Nuclear Engineering and Design	Mechanical Engineering Department, Al-Balqa Applied University, Al-Huson University College, Al-Huson, P.O. Box 50, Jordan			Jordan	Two-phase flow resistance in flexible metal hoses	This study presents the two-phase flow resistance, hence the friction factor and the pressure drop for air-water mixture flowing in flexible metal hoses. Experiments were performed under the following conditions of two-phase parameters; mass flux from 200 to 1150 kg/m ² s, gas quality from 1 to 60% and system pressure from 3 to 10 bar. The inner diameters of the tested hoses were 25, 40, 50 and 65 mm with a ratio of ridge depth to inner diameter (r/d) from 0.02 to 0.1 and a ratio of pitch to inner diameter (p/d) from 0.06 to 0.3. The model includes the relevant primary parameters, fit the data well and is sufficiently accurate for engineering purposes. The results reported enable practical designs with standard products and optimization of the hose geometry for specific conditions
2014	Academic Search Complete Journal of Low Temperature Physics	Cryogenics Heat Transfer Laboratory, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, University of Florida, Gainesville 32611-6300 USA			USA	Two-Phase Flow and Heat Transfer During Chidown of a Simulated Flexible Metal Hose Using Liquid Nitrogen.	The objective of this paper is to investigate the chidown process associated with a flexible hose that was simulated by a channel with saw-tooth inner wall surface structure in the current study. We have investigated the fundamental physics of the two-phase flow and quenching heat transfer during cryogenic chidown inside the simulated flexible hose through flow visualization, data measurement and analysis. The flow pattern developed inside the channel was recorded by a high speed camera for flow pattern investigation. T
2005	Journal of the Korea society for power system engineering	The Korea Society for Power System Engineering			Korea	Stress Variation Characteristics of a High-Pressure Hose with Respect to Wire Braid Angle	Failure can occur on the contacted parts of a hose with the metal fittings under severe operating conditions such as high pressure and temperature of the inner fluid. In this paper, the mechanical behavior between the hose and the metal fittings during the swaging process and the stress variation characteristics of a high-pressure hose under a constant applied pressure are analyzed with respect to the braid angle of steel wire using the finite element method.

Tabla 13. Estado del Arte 2

Año	Journal/Technical Paper	Nat Science/Eng.	Nat. Aerospace	Industry	Pais	Titulo	Resumen
2017	International Journal of Precision Engineering & Manufacturing			x	KOREA	Numerical investigation of swaging process characteristics of fabric braided power steering hose.	The rubber hose is reinforced by fabric braided layers, while metal fittings are firmly clamped to both ends of rubber hose by the special swaging job. The braided layers are modeled as an orthotropic solid and their equivalent material properties are derived by utilizing the homogenization method. Through the numerical experiments, the difference between the simple isotropic model and the current orthotropic one is compared, and the swaging process characteristics are investigated to the helix angle.
2017	Springer Science & Business Media B.V.	International Journal of Precision Engineering & Manufacturing			South Korea	Numerical investigation of swaging process characteristics of fabric braided power steering hose	The power steering hose in automotive power steering system is composed of a rubber hose and two metal fittings. The rubber hose is reinforced by fabric braided layers, while metal fittings are firmly clamped to both ends of rubber hose by the special swaging job. Through the numerical experiments, the difference between the simple isotropic model and the current orthotropic one is compared, and the swaging process characteristics are investigated to the helix angle.
2005	Journal of Materials Processing Technology	School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Kumjung-Ku, Busan 609-735, South Korea			South Korea	Nonlinear finite element analysis of swaging process for automobile power steering hose	The power steering system of automobile is activated by high pressure filled within the power steering hose that is connected between the oil pump and the steering gear box with the metal fittings. The main function of the steering hose is to circulate oil without any oil leakage, for which both the hose and the metal fitting are swaged firmly. The swaging job of the steering hose with the metal fittings is performed with two sets of dies composed of specific jaws, and this job leads to the large deformation of both the rubber hose and the metal fitting. Thus, this swaging process is characterized by geometry, material and boundary nonlinearities. In this context, the current study intends to investigate the swaging process characteristics through the nonlinear finite element analysis
2014	Technical Copy-Writer at igus Inc.	RATHBURN, ELLEN I			USA	No more tangles	The article presents information on the use of correct hose or cable carrier for hydraulic and pneumatic equipment to prevent kinks, tangles, and other damage as machine elements extend and retract. It reports on the application of four basic types of hose carriers, metal link, metal tube, non-metallic link, and non-metallic tube. It is stated that non-metallic tube carriers are the best choice for applications.
2017	Journal of Mechanical Engineering.	x			China	Modelling Study on Stiffness Characteristics of Hydraulic Cylinder under Multi-Factors	For a complex mechanical system driven by hydraulic cylinders, the dynamic response characteristics of the mechanical system are significantly affected by the stiffness characteristics of hydraulic cylinders. Those stiffness was conducted by taking the experimental hydraulic cylinder as an example; it was verified that the calculated results of the proposed hydraulic cylinder stiffness model approximated the experimental results. Compared with stiffness models presented in current literature, the average accuracy was improved by more than 15.9%.
2013	Journal of Electrostatics	Martin Glor, Alexis Pey			Switzerland	Modelling of electrostatic ignition hazards in industry examples of improvements of hazard assessment and incident investigation	Computer modelling and simulation of electrostatic phenomena is nowadays not very often used in industry for an assessment of ignition hazards due to static electricity. Calculations of electrostatic phenomena for the assessment of electrostatic ignition hazards is demonstrated.

Tabla 14. Estado del Arte 3

Año	Journal/Technical Paper	Nat Science/Eng.	Nat. Aerospace	Industry	Pais	Titulo	Resumen
2015	Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias	Universidad Autónoma Chapingo			Mexico	Improvement of the design of a machine for winding of materials for the production of hoses	The methodology used to calculate and select the drives and power inverters is established on the principles of engineering. In this paper is proposed the improvements in the design of the machine for winding materials for the manufacture of industrial hoses, the modifying of the machine, and is automated the winding process: one main 5 hp engine and a secondary 0.5 hp, a speed variator, two encoders and one PLC.
2015	Science Direct - Finite Elements in Analysis & Design	School of Mechanical Engineering, Pusan National University Research & Development Institute of Midas IT, Gyeonggi-Do Hwaseung R&A Co. Ltd			KOREA	Fatigue life assessment of fabric braided composite rubber hose in complicated large deformation cyclic motion	The fatigue life of braided 5-layer rubber hose in the complicated large deformation cycle motion is numerically evaluated. The fatigue life cycles are evaluated by three different fatigue evaluation models for two distinct cycle paths. The relative differences in the critical fatigue life cycles with respect to the basic strain-life approach are -35.13--18.80% at the Morrow model and -48.24--12.04% at the SWAT model, respectively.
2008	Science Direct	University Mar de Plata			Argentina	Failure analysis of flexible metal hose at compressor discharge	The fractures in the wires were consequence of fatigue crack propagation in previously worn areas. It was found that the flexible connection was under a larger working pressure than the maximum allowable as defined by the manufacturer. The failed flexible had thinner wires and different braid design than those previously used by the user. Recommendations include procedures to verify dimensions previous to assembly and to increase the inspection frequency of these elements, as well as to verify vibration levels of the connected machines. An elastomer material placed between corrugated and braid would diminish the rate of wear caused by vibrations.
2012	Science Direct	Department of Mechanical and Aerospace Engineering University of Alabama in Huntsville			USA	Failure analysis of a metal bellows flexible hose subjected to multiple pressure cycles	During pressure testing of a reinforced metal bellows flexible hose, a premature burst failure of the hose occurred. The hose was pressurized three times during testing instead of only being pressurized once, as was anticipated. Since this was an unexpected failure of the hose, an analysis was performed to further understand the characteristics of the flexible hose, which was pressurized numerous times. It was found through this analysis that by cycling the pressure on the hose and applying a pressure much greater than the yield capabilities of the hose, this combination of yielding and cycling, caused the braid to be unable to provide sufficient external support of the bellows. This led to a burst failure.
2014	Elsevier B.V.	The Institution of Chemical Engineers.			Germany	Electrostatic ignition hazards in insulating or dissipative tubes and hoses	To calculate the limit value of the resistivity of the insulating material, below which no propagating brush discharges will occur, the charging current due to the powder transfer must be known. This charging current has been determined experimentally. Based on analytical calculations and computer models limit values for the resistivity of the hose material are derived from these experiments.
2017	Science Direct	Elsevier Ltd			Switzerland	Biofilms in shower hoses	Biofilms from 93 shower hoses from 11 countries on 3 continents were characterized. When disinfectant was used, total cell concentration and diversity were lower. Opportunistic pathogens correlated positively and negatively with cell concentration. Engineering and consumer choices shaped shower hose biofilms. This study shows that shower hose biofilms are clearly a critical element of building drinking water plumbing, and a potential target for building drinking water plumbing monitoring.

Tabla 15. Estado del Arte 4

Año	Journal/Technical Paper	Nat Science/Eng.	Nat. Aerospace	Industry	Pais	Título	Resumen
2017	International Journal of Aerospace Engineering.	Beihang University			China	Antidisturbance Vibration Suppression of the Aerial Refueling Hose during the Coupling Process.	The proposed control scheme provides a more comprehensive solution to rapidly suppress the flexible refueling hose vibration in AAR. Compared to other methods, the scheme can suppress the flexible hose vibration more fleetly and accurately even when the system is exposed to multiple disturbances and measurement noise. Simulation results show that the proposed scheme is competitive in accuracy, global rapidity, and robustness.
2016	Procedia Engineering	Samara National Research University			RUSSIA	Analysis of Flexible Metal Hoses Frequency Characteristics	The paper presents the analysis of characteristics of the bending and longitudinal stiffness, which implies that the stiffness increases with increasing internal pressure, the diameter of the sleeve and the number of braids.
2005	Transactions of Korean Society of Automotive Engineer	Korea Society of Automotive Engineer			South Korea	A Study on the Estimation of Separation Forces of a Power Steering Hose Assembly	The power steering hose assembly is usually manufactured through the swaging process, which is conducted to connect a hose with metal fittings. In this process the hose is inserted into metal components, the sleeve and the nipple, and compressed in the radial direction by the jaws to clamp the hose with metal components. The results interpretations are focused on the inner rubber component, and also a formula is proposed to estimate the separation forces with respect to friction coefficients.
2011	Science Direct - Materials and Design	observal Laboratory, Université de Technologie de Compiègne			France	A study of the braided corrugated hoses: Behavior and life estimation	This work presents the virtual simulation of the hoses hydroforming. The results are compared with experimental data, a good agreement is found if we take in account the residual stress and the hardening due to hydroforming. A mechanical behavior model has been developed to study the braid which is the second element of the braided corrugated hoses; they are added to corrugated hoses in order to improve its radial and axial stiffness.
2012	Petroleum Exploration & Development	University of Petroleum		Oilfield Services Limited	China	A model of calculating the circulating pressure loss in coiled tubing ultra-short radius radial drilling	By analyzing the relationship between measured values of pressure loss in a high-pressure hose and calculated values of metal tubing pressure loss formula under the same condition, a calculation formula of pressure loss in a high-pressure hose is revised on the basis of the existing formula, and a model of calculating the circulating pressure loss in coiled tubing ultra-short radius radial drilling is established by theoretical derivation. The effects of tubing diameter, tubing length, pump delivery and fluid dynamic viscosity on each part of pressure loss in circulation system are studied by the pressure loss calculating model.
2018	Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi				Turkey	Development of oil, freeze, high temperature resistant and flame retardant rubber compounds for high performance hydraulic hose	The high performance hydraulic rubber hose should resist to hydrolic oils and can run at temperature interval from -55 0C to 150 0C. In addition to these properties, for some areas such as mining should also be flame retardant. In this study, compound formulations having properties mentioned above were developed, mechanical properties, hydrolic oil and low, high temperature resistance performances were measured.

Tabla 16. Estado del Arte 5

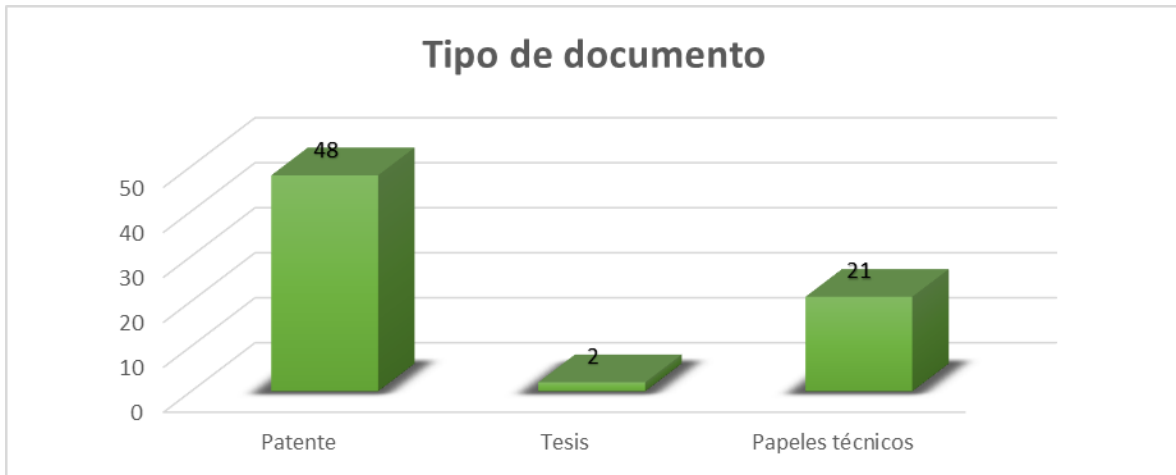
Año	Tesis/Book	Nat Science/Eng.	Industry	Pais	Titulo
2002	Patent		Tru-Flex Metal Hose Corp (West Lebanon, IN)	USA	Vehicle exhaust system with improved pipe end configurations
2008	Patent		Stein, Robert (Aurora, IL, US)	USA	Swivel metal hose cart
2005		The Korea Society for Power System Engineering		Korea	Stress Variation Characteristics of a High-Pressure Hose with Respect to Wire Braid Angle
2001	Patent		Tru-Flex Metal Hose Corporation	USA	Self-sealing flexible metal hose
2002	Patent		Duane Morris LLP (Princeton, NJ, US)	USA	Rubber hose with outer armouring and process of producing the same
2012	Patent		x	USA	Poly-metal hose reel with vertical extrusion direction of components
2014	Patent		Ames Companies Inc	USA	poly-metal hose reel with vertical extrusion direction of components
2011	Networked Digital Library of Theses & Dissertations	University of Cincinnati		USA	New Sensing Techniques for Structural Health Monitoring of Hydraulic Hose, Composite Panels, and Biodegradable Metal Implants
2009	Patent		General Electric Company	USA	Method of measuring strain in a flex hose or other flexible member
2011	Patent		x	USA	Method of making convoluted hose
2006	Patent		IWKA Balg-und Kompensatoren-Technologies GmbH	Germany	Method for producing connecting ends on metal hoses and hose piece comprising such connecting ends
2013	Patent		TRU-FLEX METAL HOSE, LLC	USA	method of manufacturing
2002	Patent		JACOBSON HOLMAN PLLC (WASHINGTON, DC, US)	USA	Metal-composite hose and a process for manufacturing the same
2014	Patent		American BOA Incorporated	USA	Metal Hose end fitting
2013	Patent	NA		USA	Metal Hose End Fitting
2004	Patent		Poirier, David (Fort Gratiot, MI, US); Kerin, Jim (Grosse Pointe Woods, MI, US)	USA	Integrated seal for tube to hose connection
2004	Patent		x	USA	Hose with corrugated metal tube
2005	Patent		Lu, Legend (Xiamen, CN)	Taiwan	Hose connector of faucet
2002	Patent		OBLON, SPIVAK, MCCLELLAND, MAIER & NEUSTADT, P.C. (ALEXANDRIA, VA, US)	JP	Hose clamping structure
2009	Patent	Lin, Ting-I		Taiwan	Hose Assembly With Metal Wires Received Therein
2007	Patent		Lin, Ting-I (Chan-Hwa, TW)	Taiwan	Hose Assembly With Metal Wires Received Therein
2002	Patent		ARMSTRONG, WESTERMAN & HATTORI, LLP (WASHINGTON, DC, US)	USA	Hose
2010	Patent		WU, Chao-Chung (Taichung City, TW)	Taiwan	Hose
2011	Patent		Novaflex Hose Inc. (Haw River, NC, US)	USA	High-Temperature Flexible Composite Hose

Tabla 17. Estado del Arte 6

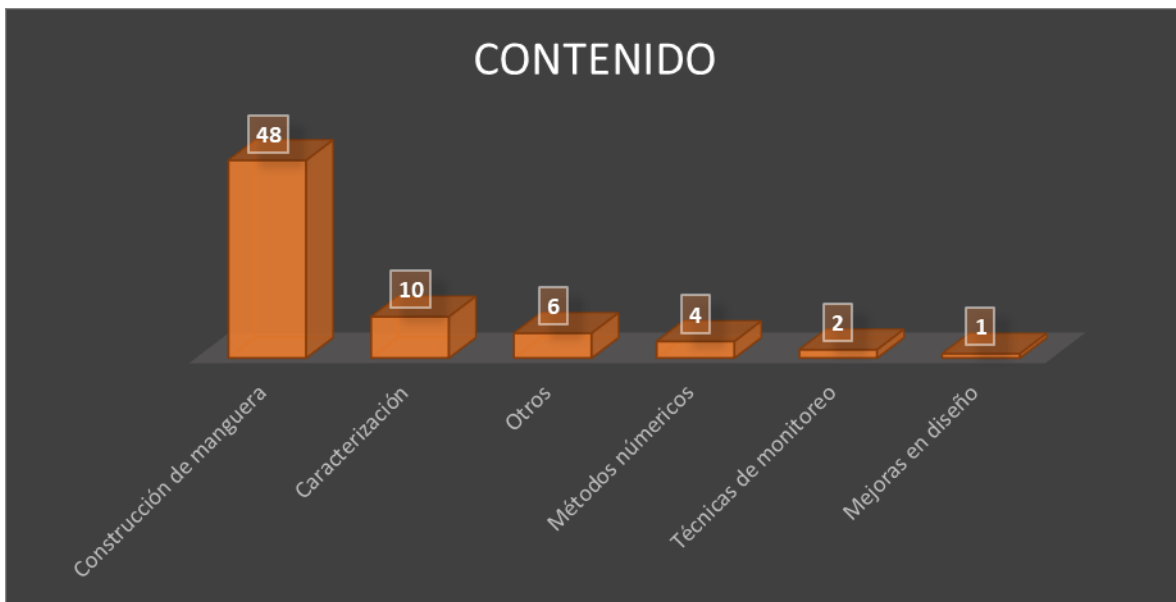
Año	Tesis/Book	Nat Science/Eng.	Industry	Pais	Titulo
1990	Patent		General Motors Corp	USA	High pressure hose for modular fuel delivery system
1998	Patent		Tru-Flex Metal Hose Corporation	USA	Heat and vibration resistant flexible metal hose assembly
2003	Patent		MILLEN, WHITE, ZELANO & BRANIGAN, P.C. (ARLINGTON, VA, US)	USA	Fluid couplings
2002	Patent		Tru-Flex Metal Hose Corporation	USA	Flexible metal hose termination fitting with adapter for termination plate
2003	Patent		Hose Master, Inc. (Cleveland, OH, US)	USA	Flexible metal hose assembly and method of making the same
2004	Patent		WATTS, HOFFMANN, FISHER & HEINKE CO., L.P.A. (Cleveland, OH, US)	USA	Flexible metal hose assembly and method of making the same
2002	Patent		WATTS, HOFFMANN, FISHER & HEINKE CO., L.P.A. (Cleveland, OH, US)	USA	Flexible metal hose
2006	Patent		Anselmo, Scott (Cromwell, CT, US); Ausdemore, Douglas (Manchester, CT, US)	USA	Flexible Hose Assembly for Fuel Cell Applications
2003	Patent		ALSTON & BIRD LLP (CHARLOTTE, NC, US)	USA	Decoupling hose for a motor vehicle engine exhaust pipe
2011	Patent		WESTFALIA Metallschlauchtechnik GmbH & Co. KG	Germany	Damping elements for decoupling elements, in particular for membrane bellows
2001	Patent		Flo-rite Inc	USA	Coupling for flex pipe, rigid pipe and flexible hose
2004	Patent		Nimz, Detlef (Hoyerswerda, DE); Meister, Rudolf (Schwanstetten, DE)	Deutschland	Cooling of stator by corrugated hose in an electric machine
2000	Patent		T&N Technology Limited	Great Britain	Convoluted protective hose
1993	Patent		x	USA	Convoluted hose end assembly
2002	Patent		CUMMINGS & MEHLER LTD	USA	Convoluted hose
2009	Patent	Martucci, Norman S. Martucci, Michael A.		USA	Convoluted Hose assembly and method of manufacturing same
2005	Patent		Tokai Rubber Industries, Ltd.	JAPAN	Connecting structure for hose with corrugated metal tube
2014	Patent		Sumitomo Riko Company Limited	JAPAN	Composite hose with a corrugated metal tube and method for making the same
1992	Patent		Teleflex Corp	USA	Coated braided hose method
2011	Patent	Cipielewski, Stephen B.		USA	Braided Hose assembly and method of manufacturing same
2008	Patent		Eaton Corp	USA	Braided Hose assembly and method of manufacturing same

En los documentos identificados como patentes se identificó que no se cuenta con un proceso de análisis y estudio patentado para caracterizar el comportamiento dinámico, las patentes actuales únicamente han sido documentadas por proveedores de componentes de mangueras industriales o aeroespaciales. Los estudios actuales de mangueras metálicas actualmente muestran el desarrollo de algunas ecuaciones mencionadas anteriormente pero no entran al detalle de analizar el comportamiento por medio de pruebas.

Este tipo de pruebas se puede considerar estándar para todos los estudios de vida de las mangueras al buscar estandarizar el método.

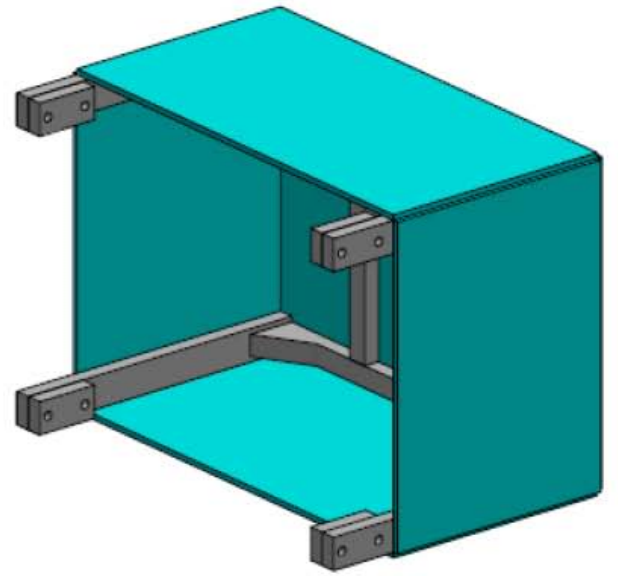
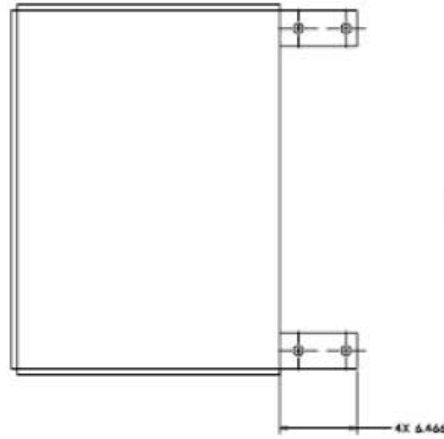
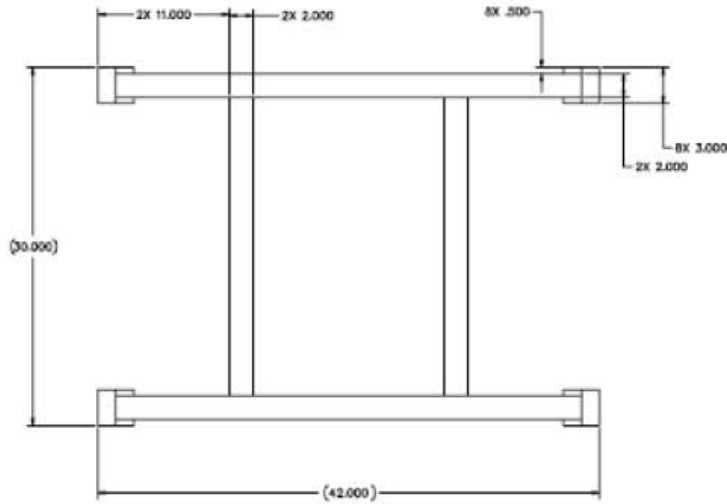


Gráfica 1. Tipos de documentos relacionados a Mangueras Metálicas

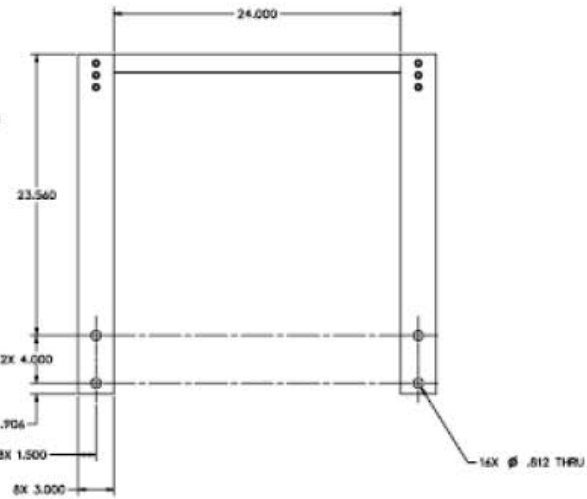
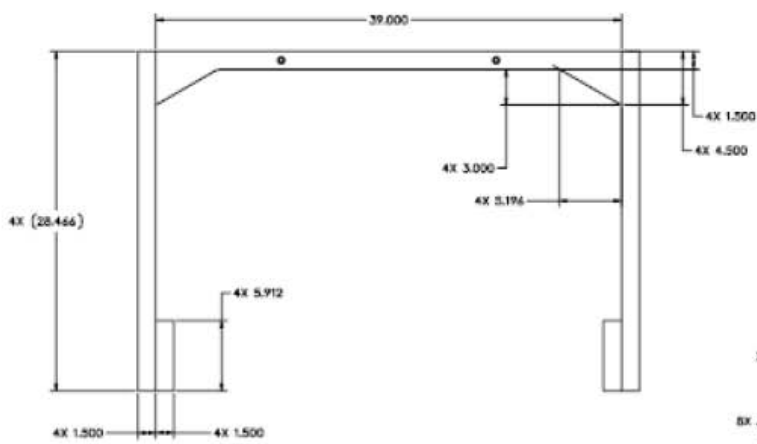


Gráfica 2. Contenido de los documentos de Mangueras Metálicas

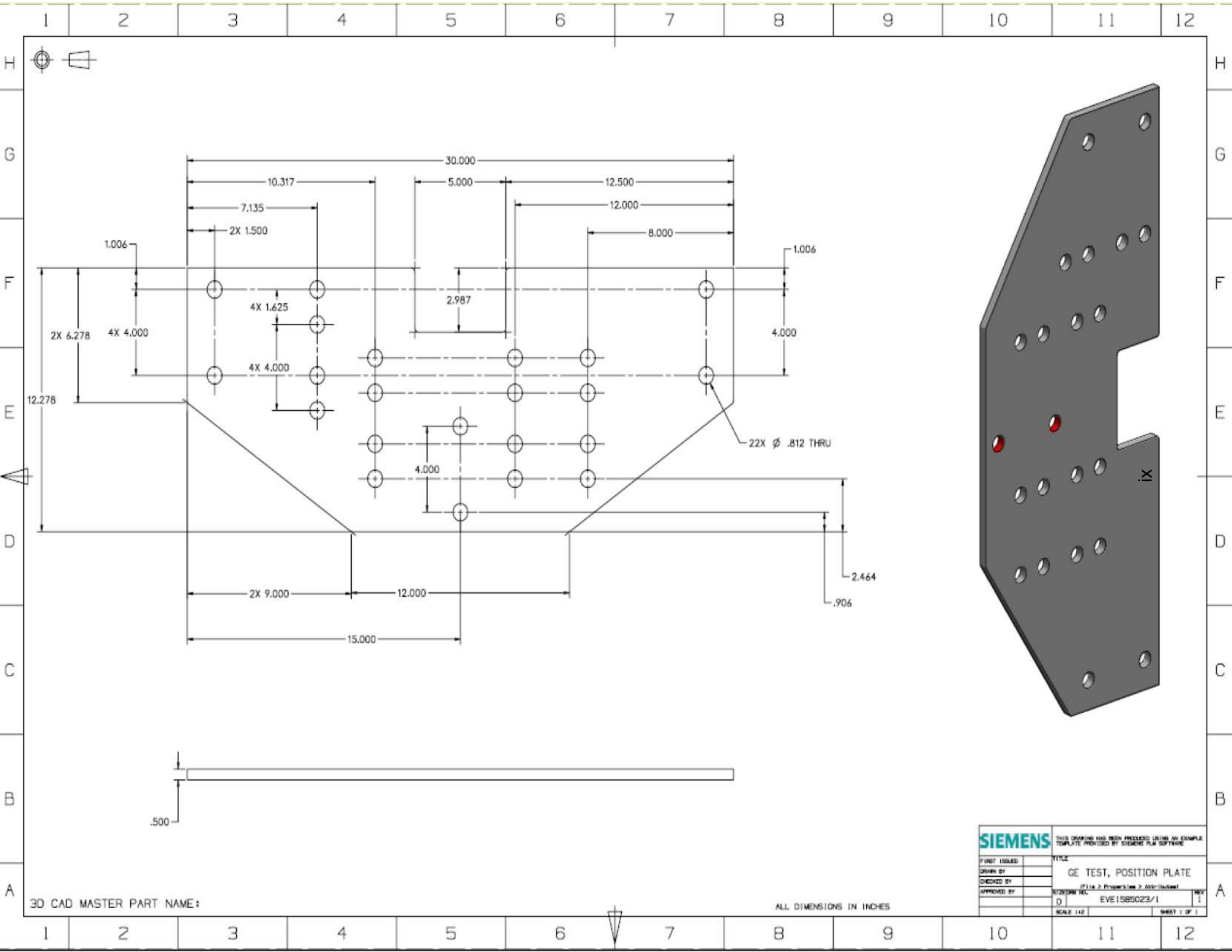
APÉNDICE B – PLANOS DE DISEÑO, FABRICACIÓN Y ENSAMBLE DE LA PRUEBA DE VIBRACIÓN PARA CONOCER EL FACTOR DE AMORTIGUAMIENTO



viii



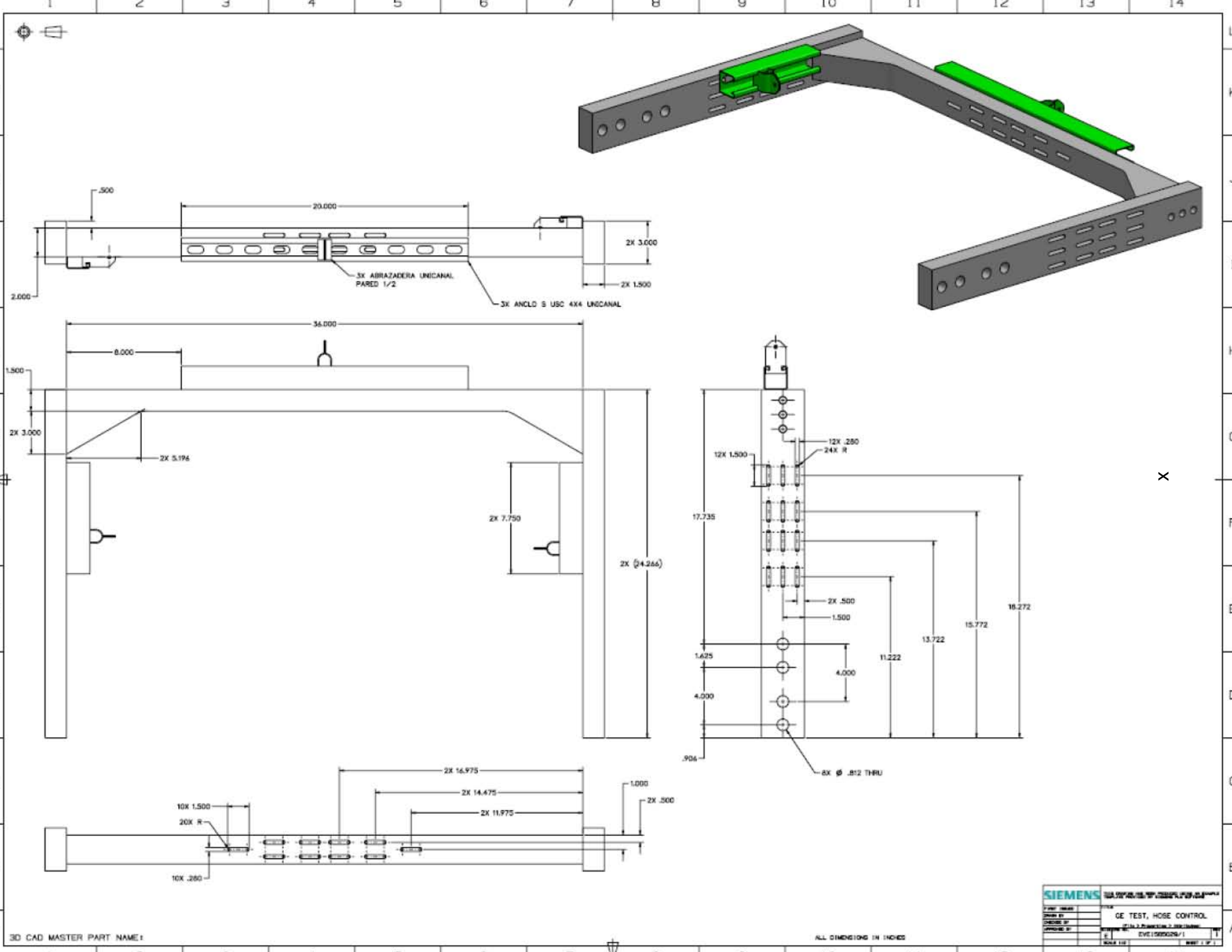
SIEMENS		DATE: 08/12/2010 10:58:51 AM
FILE NAME:	FILE:	
DESIGNED BY:	GE TEST, PROTECTIVE BUBBLE	
CHECKED BY:	ELI Z. ZAKHAROV	
APPROVED BY:	EVGENIY ZAKHAROV	
DATE:	08/12/2010	
SCALE:	1:1	



3D CAD MASTER PART NAME:

ALL DIMENSIONS IN INCHES

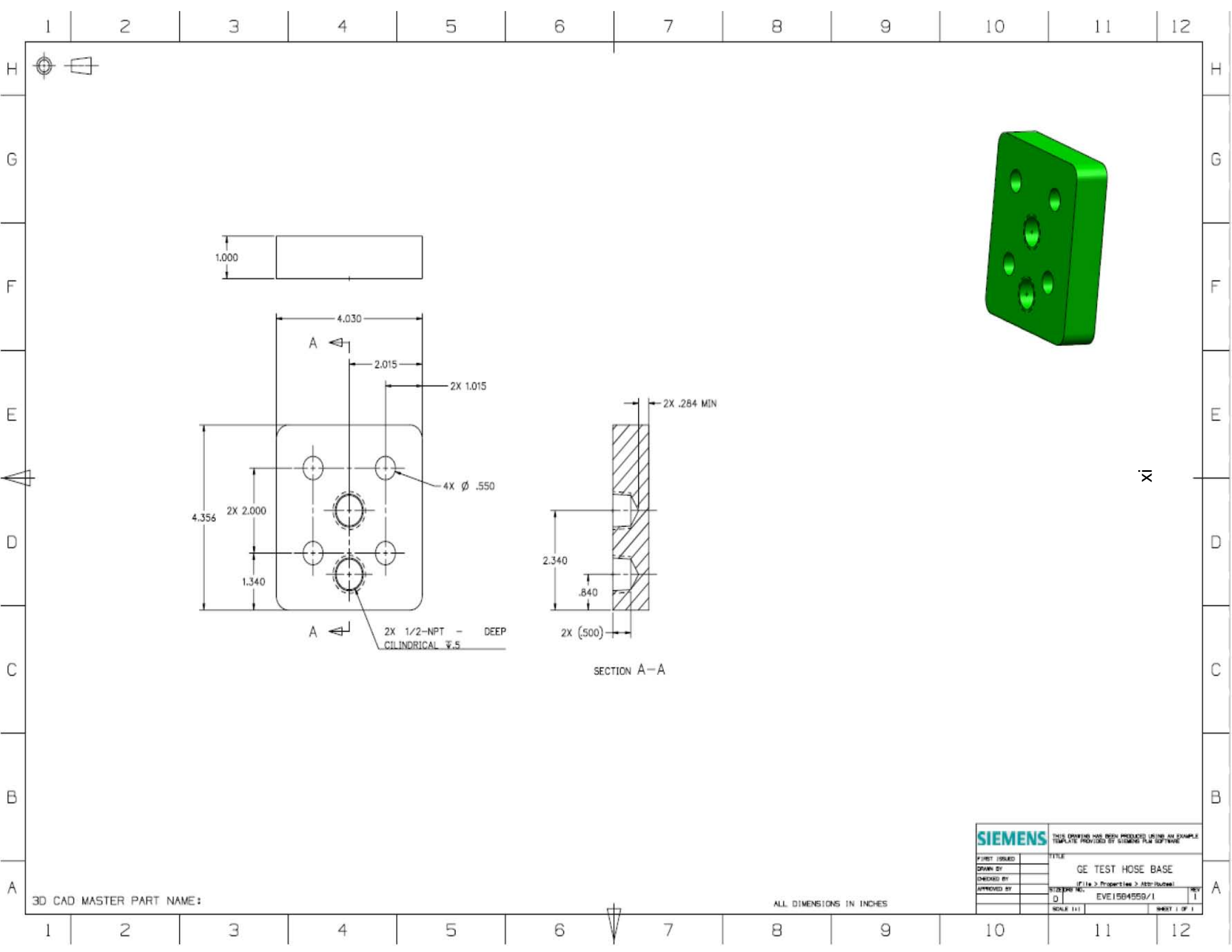
SIEMENS		THIS DRAWING HAS BEEN PRODUCED USING AN EXAMPLE TEMPLATE PROVIDED BY SIEMENS PLM SOFTWARE	
FIRST ISSUED		TITLE	GE TEST, POSITION PLATE
DRAWN BY		DATE	07/16/2010 10:28:10 AM
CHECKED BY		APPROVED BY	EVE1585023/1
APPROVED BY		SCALE	1:1
		SHEET	1 OF 1



3D CAD MASTER PART NAME:

ALL DIMENSIONS IN INCHES

SIEMENS		WARRANTY INFORMATION	
DATE:		REV:	
DRAWN BY:		ENGINEER:	
CHECKED BY:		DATE:	07/11/11
APPROVED BY:		DESCRIPTION:	CE TEST, HOSE CONTROL
		SCALE:	1:1
		REV:	001
		DATE:	07/11/11



1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12



G

F

E

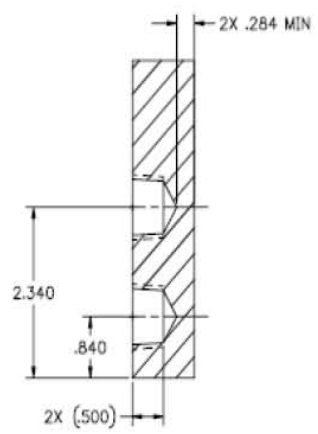
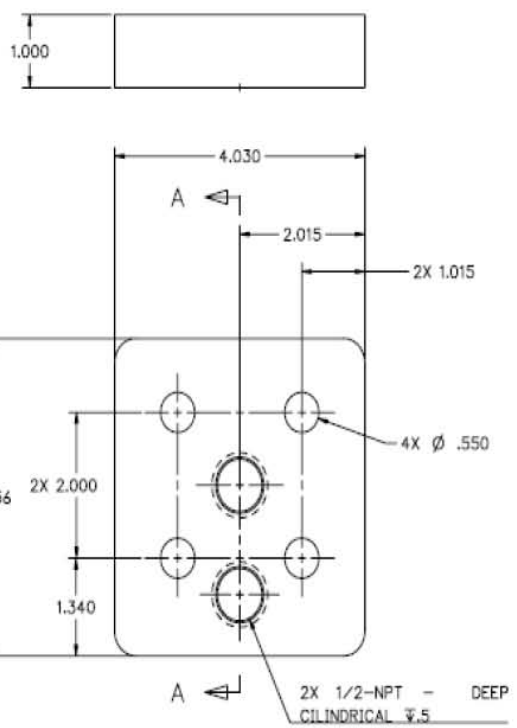
D

C

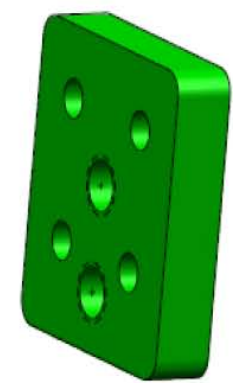
B

A

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12



SECTION A-A

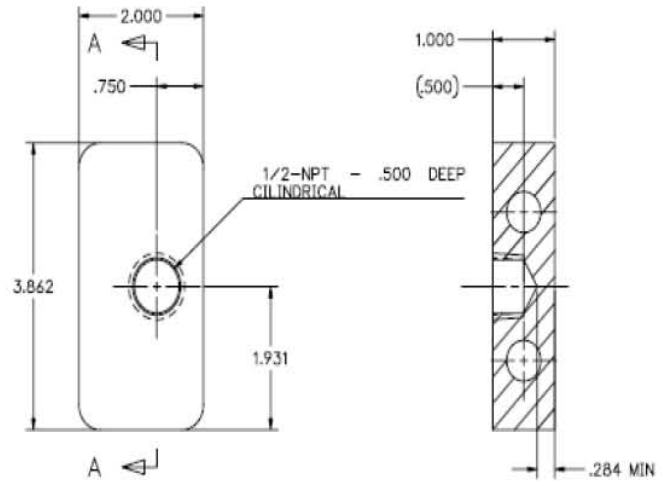
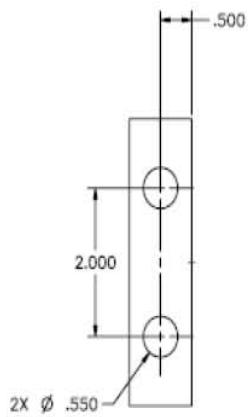
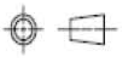


x1

3D CAD MASTER PART NAME:

ALL DIMENSIONS IN INCHES

SIEMENS		THIS DRAWING HAS BEEN PRODUCED USING AN EXAMPLE TEMPLATE PROVIDED BY SIEMENS PLM SOFTWARE	
FIRST ISSUED		TITLE	GE TEST HOSE BASE
DRAWN BY			
CHECKED BY		(File > Properties > About/Author)	
APPROVED BY		STEERING NO.	EVE15B4558/1
		SCALE 1:1	SHEET 1 OF 1



xii

3D CAD MASTER PART NAME:

ALL DIMENSIONS IN INCHES

SIEMENS		THIS DRAWING HAS BEEN PRODUCED USING AN EXAMPLE TEMPLATE PROVIDED BY SIEMENS PLM SOFTWARE	
FIRST ISSUED		TITLE	GE TEST BASE HOSE
DRAWN BY			HORIZONTAL
CHECKED BY		FILE NAME	EVE15B4564/1
APPROVED BY		SCALE	1:1
			SHEET 1 OF 1

Desarrollo de prueba con manguera de 15 pulgadas – Ensamble sobre mesa vibratoria.

1. Se colocan los soportes a los extremos de la manguera sobre el shaker y otro soporte (viga) en la parte superior (verde).

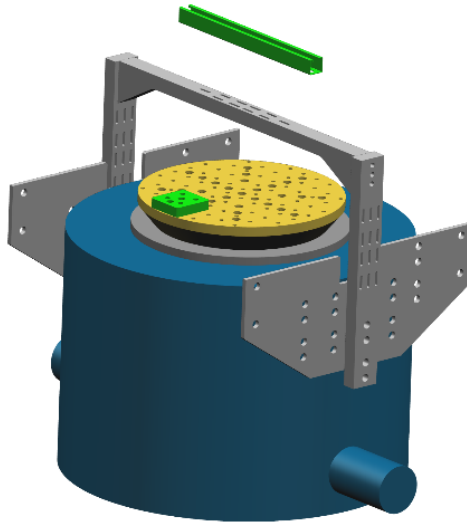


Ilustración 37. Instalación soportes al shaker

2. Manguera a 90 grados en posición con soporte de clamp y válvula para presión de trabajo

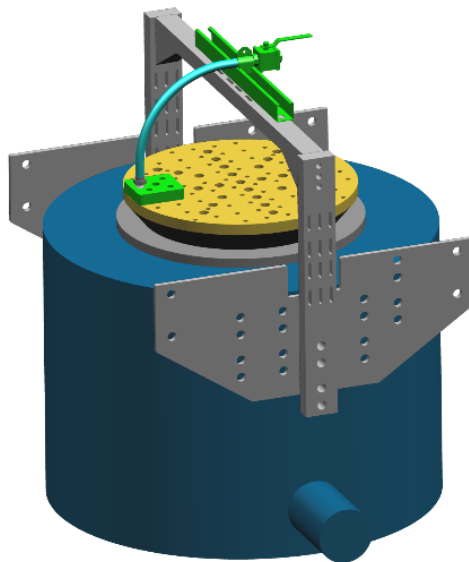


Ilustración 38. Instalación de manguera.

3. Se colocan los soportes laterales de la estructura de burbuja

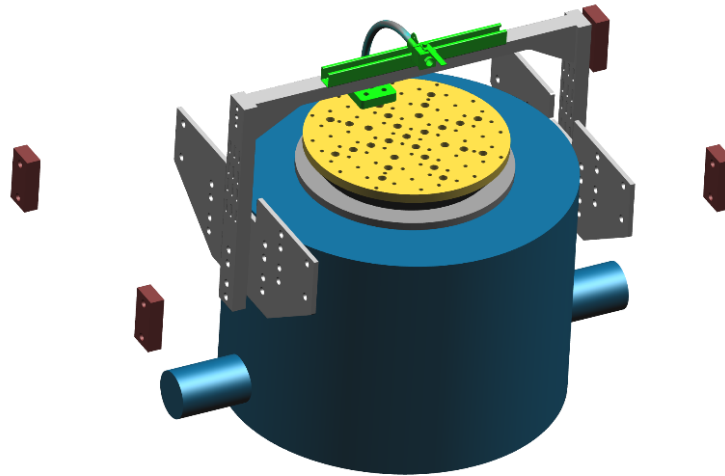


Ilustración 39. Instalación de soportes (estructura burbuja).

4. Manguera a 90 grados en posición con soporte de clamp y válvula para presión de trabajo a 900 psi. Estructura de burbuja para protección antes del acrílico.

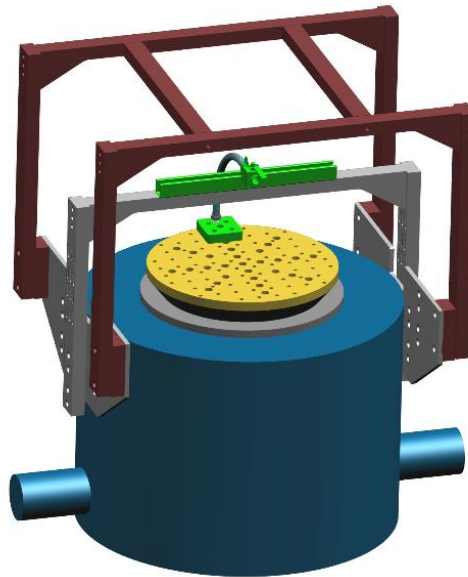


Ilustración 40. Instalación de soportes (estructura burbuja 2).

5. Prueba 1 con manguera de 15 pulgadas a 90° Vertical con protección burbuja de acrílico

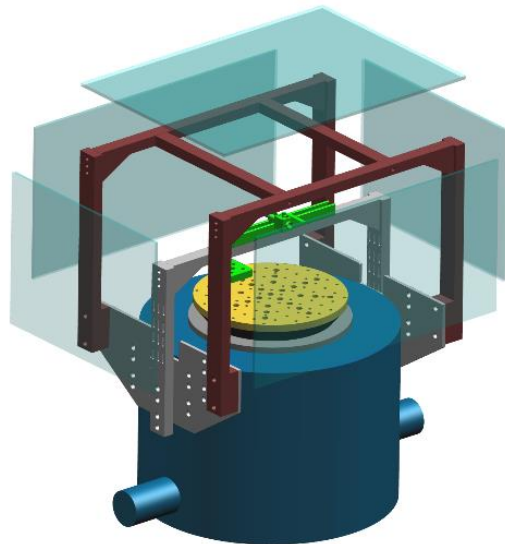


Ilustración 41. Instalación de soportes (estructura burbuja 3).

Desarrollo de prueba con manguera a 25 pulgadas.

1. Se mantiene la posición de los soportes laterales que se tuvieron en la prueba de 15 pulgadas. Solamente se actualiza la posición de la estructura a dos puntos de soporte, como se muestra a continuación. los soportes extremos de la manguera de 25 pulgadas se mantienen en la posición inicial, es decir, en el shaker se mantiene la posición del bloque verde y en la parte superior de la estructura se mantiene el perfil para el soporte de la manguera.

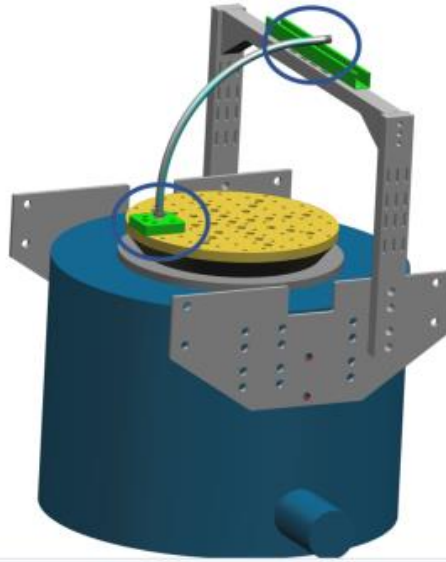


Ilustración 42. Instalación de manguera,

2. Se coloca la válvula en la parte superior de la manguera a 90° para tener el sellado

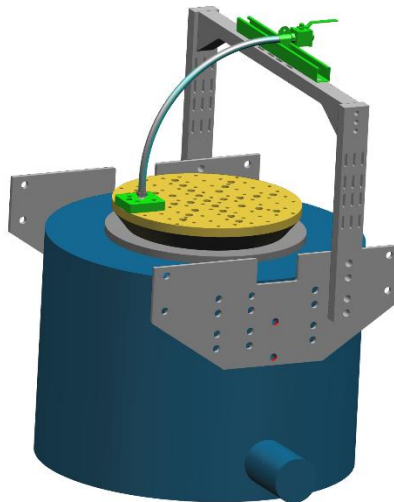


Ilustración 43. Instalación de la válvula.

3. Se coloca la estructura burbuja para la protección del sistema

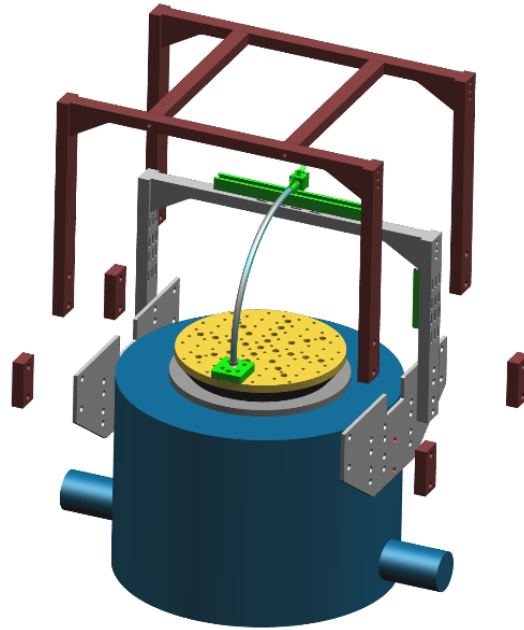


Ilustración 44. Instalación de soportes (estructura burbuja 1).

4. Se coloca encima de la estructura burbuja todo el acrílico de alto impacto

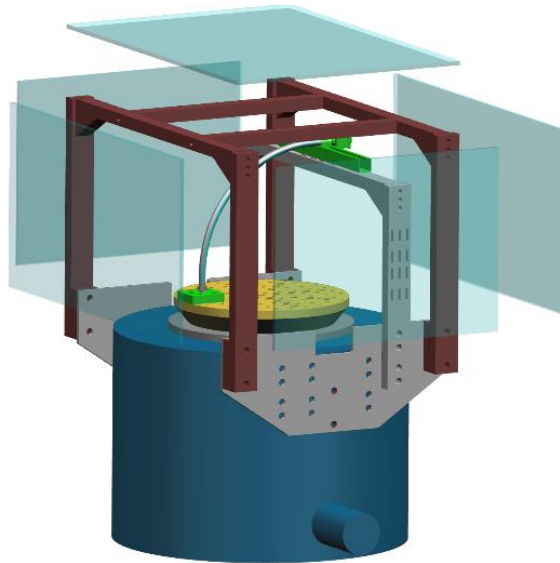


Ilustración 45. Instalación de soportes (estructura burbuja 2).

APÉNDICE C – ENSAMBLE DE LA PRUEBA DE IMPULSO

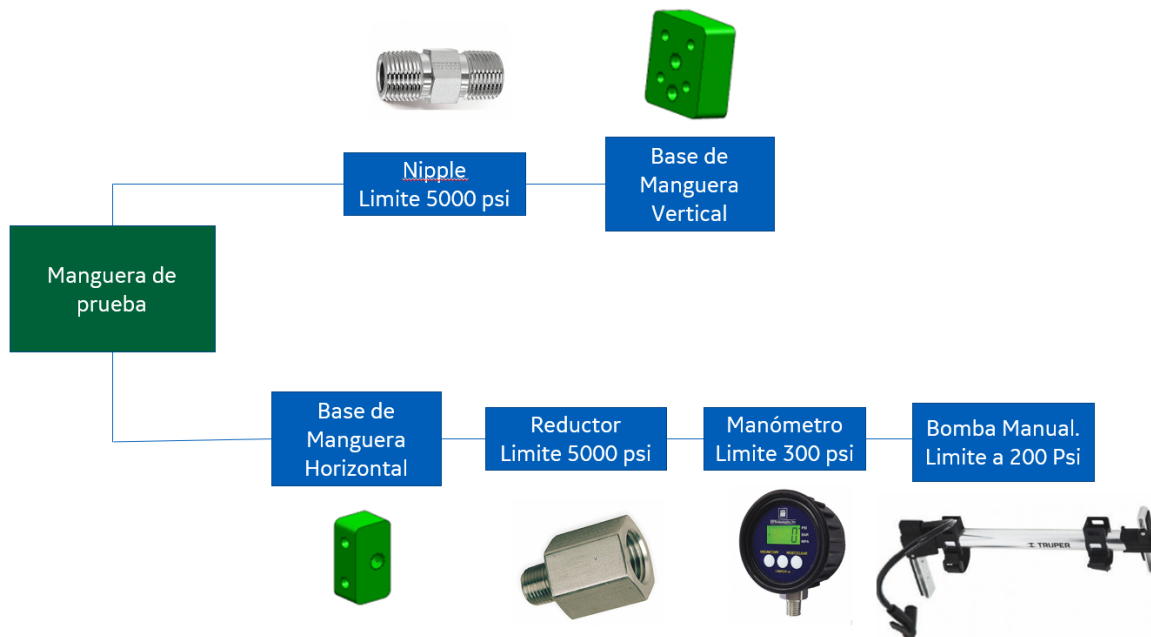


Ilustración 46. Diagrama de Instalación de componentes para la prueba de impulso.

En esta prueba se requiere que todo esté fijo completamente para que no afecte las mediciones en los acelerómetros. Posteriormente se colocan los acelerómetros a lo largo de la manguera

APÉNDICE D – RESULTADOS PRELIMINARES DEL ANÁLISIS MODAL DE MANGUERA METÁLICA

Modelo Ansys Manguera 15 pulgadas de Longitud 0.500 diámetro

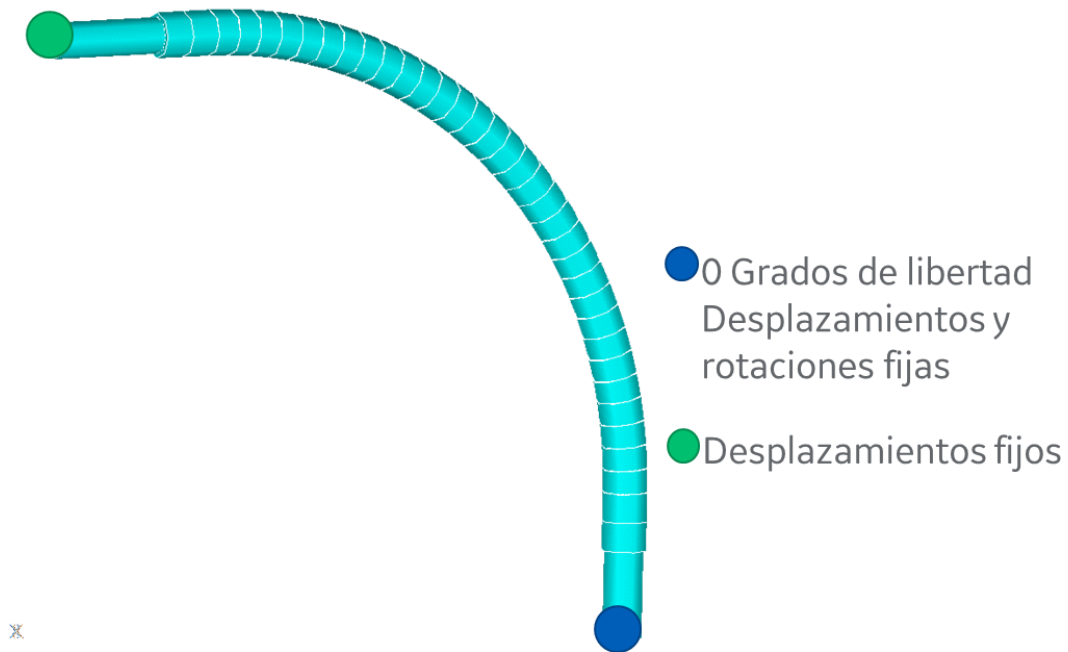


Ilustración 47. Manguera 15 pulgadas mallada con condiciones de frontera

Tabla 18. Modos y frecuencias Manguera 15 plg

Modo	TIME/ FREQ
1	175.24
2	683.96
3	725.53

Modelo Ansys Manguera 20 pulgadas de Longitud 0.500 diámetro

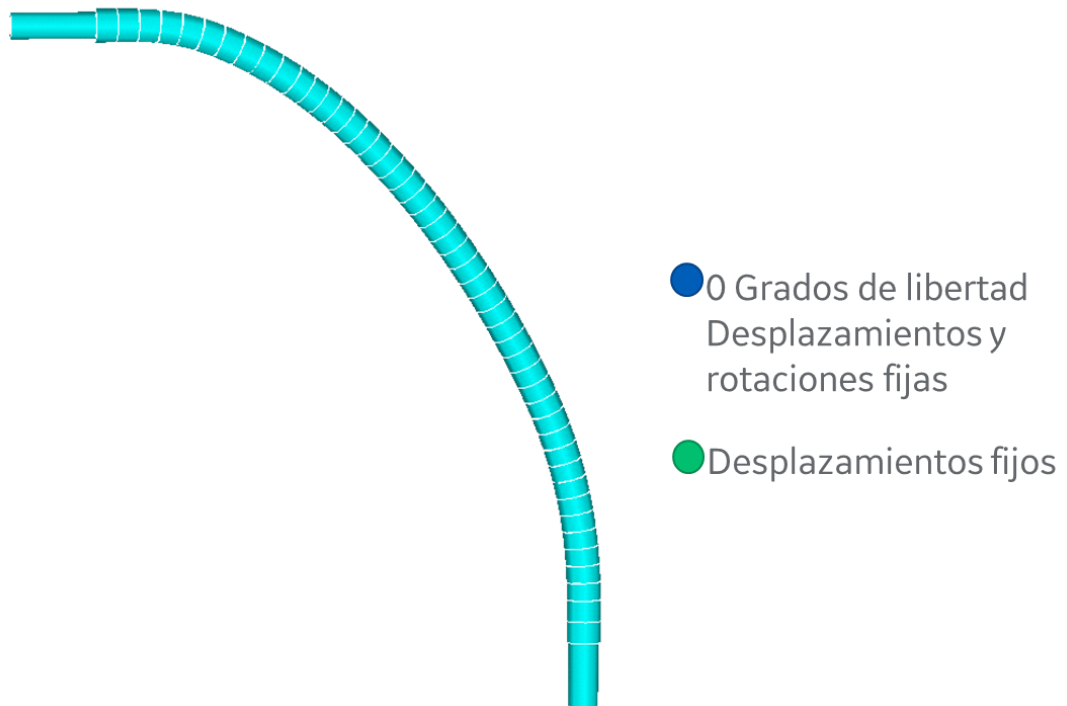


Ilustración 48. Manguera 20 pulgadas mallada con condiciones de frontera

Tabla 19. Modos y frecuencias Manguera 20 plg

Modo	TIME/ FREQ
1	108.75
2	400.43
3	416.58
4	805.51

Modelo Ansys Manguera 25 pulgadas de Longitud 0.500 diámetro

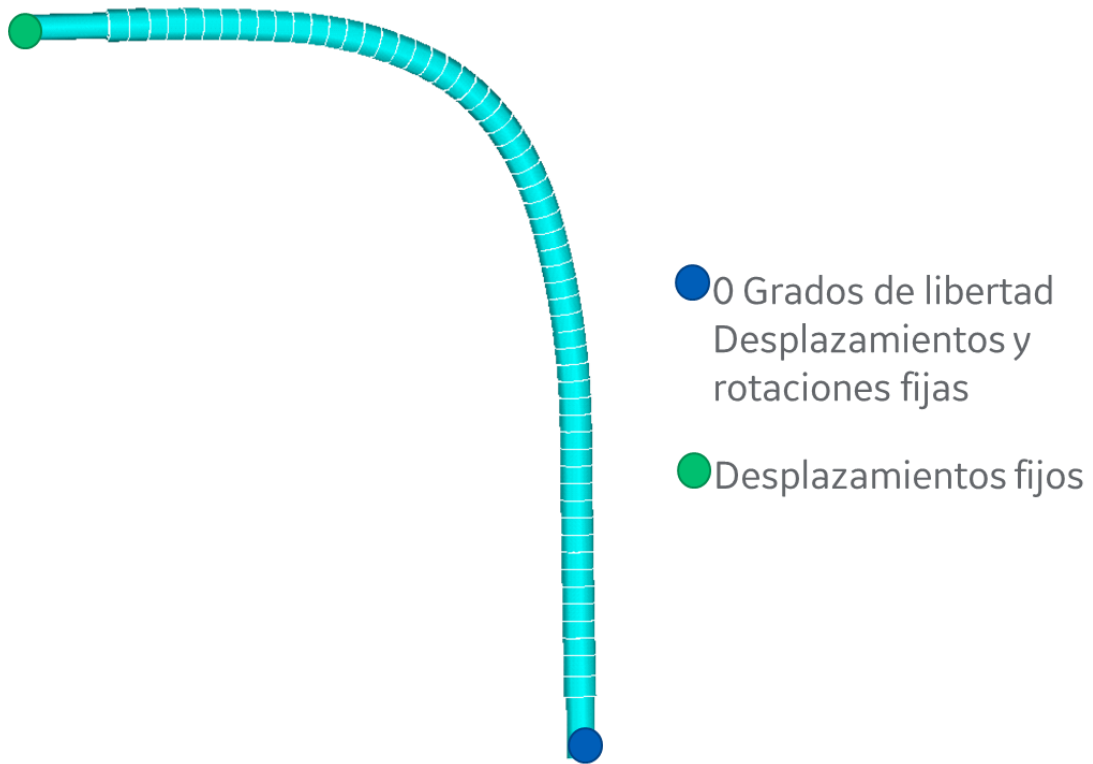


Ilustración 49. Manguera 25 pulgadas mallada con condiciones de frontera

Tabla 20. Modos y frecuencias Manguera 25 plg

Modo	TIME/ FREQ
1	66.70
2	303.90
3	310.82
4	676.35
5	680.29

18 REFERENCIAS

- [1] Grasberg Media (2018, noviembre). Grupo México La Caridad. Recuperado de (<https://mineriaenlinea.com/2018/11/planta-de-grupo-mexico-la-caridad-cumplio-2600-dias-sin-accidentes/>)
- [2] El mundo.es. (2017, agosto). El buque ruso que atraviesa el Ártico en tiempo record. Recuperado de <https://www.elmundo.es/ciencia-y-salud/ciencia/2017/08/26/59a070b3268e3ea1038b4788.html>
- [3] System & Software Engineering. (2013, febrero). ¿Cómo funciona un motor de reacción? Recuperado de <https://www.gtd.es/fr/blog/como-funciona-un-motor-de-reaccion-ii>
- [4] General Electric. (s.f.). Aeroderivative Gas Turbine LM6000. Recuperado de <https://www.ge.com/power/gas/gas-turbines/lm6000>
- [5] Nederland Sales & Service B.V. (s.f.). Pressure metal hose FX-series. Recuperado de https://nederland.swagelok.com/en/Products/Hoses_and_Flexible_Tubing/FX-Hose
- [6] FMH Aerospace. (s.f.). Flexible Metal Hoses. Recuperado de <https://www.fmhaerospace.com/products/flexiblemetalhoses>
- [7] New line, hose & fittings. (s.f.). 13 Causes Of Hose Failure. Recuperado de <https://www.new-line.com/information/causes-of-hose-failure>
- [8] Flood check. (s.f.). THE EMPEROR'S NEW HOSE. Recuperado de <http://www.floodchek.com/resources/braided-wire-washer-hose/>
- [9] Ley de Hooke.(s.f.-c). Recuperado de <https://sites.google.com/site/sabermatematic/1-unidad-1/1-3-la-ley-de-hooke-1?tmpl=%2Fsystem%2Fapp%2Ftemplates%2Fprint%2F&showPrintDialog=1>
- [10] Villalpando, A. F. (2016, enero). Vibraciones. Recuperado de <https://www.slideshare.net/Masson72/vibraciones-unidad-1-b-sistema-de-resortes>
- [11] CICLO DE HISTÉRESIS DE MATERIALES FERROMAGNÉTICOS. (s.f.-c). Recuperado de <https://www.ucm.es/data/cont/media/www/pag-17833//Materiales%20magn%C3%A9ticos%202015-16.pdf>
- [12] Nave, O. L. M. O. R. (s.f.). Modos de Vibración de una Barra. Recuperado de <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/Music/barres.html>
- [13] Alarcon, E. (s.f.-a). Sistemas con un grado de libertad. Recuperado de http://oa.upm.es/28953/1/Sistemas_libertad.pdf

- [14] D.J. Inman. Engineering vibrations. Prentice Hall, third edition, 2008.
- [15] Leonard Meirovitch. Fundamental of Vibrations. Waveland Press, Inc., 2010.
- [16] Stephen Timoshenko. Vibration Problems in Engineering. Oxford City Press, second edition, 2011.
- [17] S.G. Kelly. Schaum's outline of theory and problems of mechanical vibrations. Schaum's Outline Series, 1996.
- [18] Vibración con excitación armónica. (s.f.-c). Recuperado de https://www.academia.utp.ac.pa/sites/default/files/docente/72/clase_3_vibracion_con_excitacion_armonica_de_un_sistema_de_un_grado_de_libertad.pdf
- [19] Obando, E. A. (s.f.). Sistemas con multiples grados de libertad. Recuperado de <https://es.slideshare.net/EnriqueUnan9/sistemas-de-multiples-grados-de-libertad>
- [20] LAFA. Laboratorio de Analisis de Fourier Aplicado. (2000). Transformada de Fourier. Recuperado de http://www4.ujaen.es/~jmalmira/transformada_fourier_almira.pdf
- [21] C. Gasquet and P. Witomski, Fourier Analysis and Applications. Filtering, Numerical Computation, Wavelets Texts in Applied Mathematics 30 Springer 1999
- [22] C. Lanczos, Discourse on Fourier Series, Olyver and Boyd, Edinburg, 1966
- [23] Universidad De Sevilla. (S.F.). Métodos Numéricos Usados Por Ansys 8.0. Estudio De La Convergencia, 2006.
- [24] LAFA. Laboratorio de Analisis de Fourier Aplicado. (2000c). Métodos NUMÉRICOS PARA EL CÁLCULO MEDIANTE ANSYS. Recuperado 17 marzo, 2020, de <https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/14857/VOLUMEN%20II.pdf?sequence=>
- [25] Thomas, R. I. (2002). Vehicle exhaust system with improved pipe end configurations.
- [26] Shannak, B. A., Al-Odat, M., & Damseh, R. (2008). Two-phase flow resistance in flexible metal hoses. Nuclear Engineering And Design, 2382772-2778. doi:10.1016/j.nucengdes.2008.06.001
- [27] Hu, H., Wijeratne, T., & Chung, J. (2014). Two-Phase Flow and Heat Transfer During Chilldown of a Simulated Flexible Metal Hose Using Liquid Nitrogen. Journal Of Low Temperature Physics, 174(5/6), 247-268. doi:10.1007/s10909-013-0980-9
- [28] Stein, R. I. (2008). Swivel metal hose cart.

- [29] Kim, H., Koh, S., & Kim, B. (2005). Stress Variation Characteristics of a High-Pressure Hose with Respect to Wire Braid Angle. *Journal Of The Korea Society For Power System Engineering*, (3), 71.
- [30] Thomas, R. I., & Swank, S. I. (2002). Self-sealing flexible metal hose.
- [31] Cho, J., Song, J., & Han, S. (2017). Numerical investigation of swaging process characteristics of fabric braided power steering hose. *International Journal Of Precision Engineering & Manufacturing*, 18(8), 1147. doi:10.1007/s12541-017-0134-0
- [32] Cho, J., Song, J., Noh, K., & Jeon, D. (2005). Nonlinear finite element analysis of swaging process for automobile power steering hose. *Journal Of Materials Processing Technology*, 170(1/2), 50-57. doi:10.1016/j.jmatprotec.2005.04.077
- [33] *Hydraulics & Pneumatics*. Feb2014, Vol. 67 Issue 2, p96-97. 2p. 1 Color Photograph.
- [34] Sundaramurthy, S. N. (2011). New Sensing Techniques for Structural Health Monitoring of Hydraulic Hose, Composite Panels, and Biodegradable Metal Implants.
- [35] Glor, M., & Pey, A. (2013). Modelling of electrostatic ignition hazards in industry examples of improvements of hazard assessment and incident investigation. *Journal Of Electrostatics*, 71(3), 362-367. doi:10.1016/j.elstat.2012.11.027
- [36] Cairo, Rr; Channel, T; Cookson, T. Method Of Measuring Strain In A Flex Hose Or Other Flexible Member. 2009.
- [37] Martucci, N. M., & Martucci, M. A. (2012). METHOD OF MAKING CONVOLUTED COATED BRAIDED HOSE ASSEMBLY.
- [38] Kern, E. G., Pontzen, M. (., & Goley, S. G. (2006). Method for producing connecting ends on metal hoses and hose piece comprising such connecting ends.
- [39] Method For Manufacturing Exhaust Connection Member With Preformed Braided Cover. (2013).
- [40] Katayama, K. (., Hibino, M. (., Miyajima, A. (., & Ito, H. ((2002). Metal-composite hose and a process for manufacturing the same.
- [41] Hunter, W. G. (2014). Metal hose end fitting.
- [42] Metal Hose End Fitting. (2013).
- [43] Gómez Águila, M. V., Mayáns Gómez, Y., & Orlando Jiménez, J. (2015). Perfeccionamiento del diseño de una máquina bobinadora de materiales para la fabricación de mangueras. *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*, 24(3), 58-62.

- [44] Furuta, N. (., Takagi, Y. (., & Ito, T. (. (2004). Hose with corrugated metal tube.
- [45] Lin, T. (. (2009). Hose Assembly With Metal Wires Received Therein.
- [46] Ikeda, H. (., Katayama, K. (., Hibino, M. (., & Okado, Y. (. (2002). Hose
- [47] Donnelly, K. (., & Donnelly, M. (. (2011). High-Temperature Flexible Composite Hose.
- [48] Beer, R. M., Coha, T. M., & Griffith, S. O. (1990). High pressure hose for modular fuel delivery system
- [49] Thomas, R. I. (1998). Heat and vibration resistant flexible metal hose assembly.
- [50] Hoff, S. M., & Brugmann, D. I. (2003). Fluid couplings.
- [51] Bowman, B. I. (2002). Flexible metal hose termination fitting with adapter for termination plate.
- [52] Foti, S. O. (2004). Flexible metal hose assembly and method of making the same.
- [53] Foti, S. O., & Foti, S. O. (2002). Flexible metal hose.
- [54] Anselmo, S. C., & Ausdemore, D. C. (2006). Flexible Hose Assembly for Fuel Cell Applications
- [55] Cho, J., Yoon, Y., Seo, C., & Kim, Y. (2015). Fatigue life assessment of fabric braided composite rubber hose in complicated large deformation cyclic motion. *Finite Elements In Analysis & Design*, 10065-76. doi:10.1016/j.finel.2015.03.002
- [56] Márquez, A., Fazzini, P., & Otegui, J. (2009). Failure analysis of flexible metal hose at compressor discharge. *Engineering Failure Analysis*, 16(Papers presented at the Third International Conference on Engineering Failure Analysis (Sitges, Spain, 13-16 July 2008) Part II), 1912-1921. doi: 10.1016/j.engfailanal.2008.09.031
- [57] Pierce, S. O., & Evans, J. L. (2012). Failure analysis of a metal bellows flexible hose subjected to multiple pressure cycles. *Engineering Failure Analysis*, 2211-20. doi: 10.1016/j.engfailanal.2011.12.005
- [58] Glor, M., Blum, C., Fath, W., & Walther, C. (2014). Electrostatic ignition hazards in insulating or dissipative tubes and hoses for pneumatic transfer of powders—Measurements and model calculations. *Process Safety and Environmental Protection*, 92(Loss Prevention 2013), 300-304. doi: 10.1016/j.psep.2014.03.003
- [59] Eddy Current System for Detection Of Cracking Beneath Braiding In Corrugated Metal Hose. (2009). Doi:10.1063/1.3114243

- [60] Girot, C. (., & Ciolczyk, J. (. (2003). Decoupling hose for a motor vehicle engine exhaust pipe.
- [61] Weiss, M. (., Münker, K. (., Baumhoff, D. (., Gerhard, A. (., Schenk, K. (., Henkelmann, M. (., & ... Hauk, S. (. (2011). Damping Element For Decoupling Elements, In Particular For Membrane Bellows.
- [62] "Brunella, A. C. (2001). Coupling for flex pipe, rigid pipe and flexible hose."
- [63] Nimz, D. (., & Meister, R. (. (2004). Cooling of stator by corrugated hose in an electric machine.
- [64] Eastham, D. H., Poole, M. (., & Laskey, A. T. (2000). Convolute protective hose.
- [65] Morin, T. M. (1993). Convolute hose end assembly.
- [66] Turner, D. (., Arrighi, J. (., & Robinault, M. (. (2002). Convolute hose
- [67] Martucci, N. M., & Martucci, M. A. (2010). Convolute Coated Braided Hose Assembly and Method of Making Same.
- [68] Furata, N. (. (2005). Connecting structure for hose with corrugated metal tube.
- [69] Hibino, M. (., Takagi, Y. (., Hiramatsu, M. (., & Uchino, K. (. (2014). Composite hose with a corrugated metal tube and method for making the same.
- [70] Martucci, N. M. (1992). Coated braided hose method.
- [71] Ciplewski, S. M. (2011). Braided hose assembly and method of manufacturing same.
- [72] Bieszczad, P. O., Barnhouse, J. O., Mace, D. O., Haunhorst, G. O., & Rogers, D. A. (2008). Braided hose and method of making same.
- [73] Proctor, C. R., Reimann, M., Vriens, B., & Hammes, F. (2018). Biofilms in shower hoses. *Water Research*, 131274-286. doi:10.1016/j.watres.2017.12.027
- [74] Su, Z., & Wang, H. (2017). Antidisturbance Vibration Suppression of the Aerial Refueling Hose during the Coupling Process. *International Journal Of Aerospace Engineering*, 1-20. doi:10.1155/2017/9837349
- [75] "In Proceedings of the 3rd International Conference on Dynamics and Vibroacoustics of Machines (DVM2016) June 29-July 01, 2016 Samara, Russia, *Procedia Engineering* 2017 176:66-70"

[76] Kim, H., Kim, B., & Yoon, M. (2005). A Study on the Estimation of Separation Forces of a Power Steering Hose Assembly. Transactions of Korean Society of Automotive Engineers.

[77] Hachemi, H., Kebir, H., Roelandt, J., & Wintrebert, E. (2011). A study of the braided corrugated hoses: Behavior and life estimation. Materials And Design, 321957-1966. doi:10.1016/j.matdes.2010.11.075

[78] "MA, D., LI, G., HUANG, Z., NIU, J., HOU, C., LIU, M., & LI, J. (2012). RESEARCH PAPER: A model of calculating the circulating pressure loss in coiled tubing ultra-short radius radial drilling. Petroleum Exploration And Development Online, 39528-533. doi:10.1016/S1876-3804(12)60072-X"

[79] Takagi, Y. (. (2007). Composite Hose with Corrugated Metal Tube.

[80] Grepaly, I. (., Kiraly, J. (., Nacsá, L. (., Nagy, T. (., Fustos, I. (., & Kotai, J. (. (2004). Rubber hose with outer armouring and process of producing the same.

[81] Vibraciones libres de sistemas de un grado de libertad. (s.f.-c). Recuperado de <https://es.scribd.com/presentation/403301050/Vibraciones-libres-de-un-grado-de-libertad>

[82] Rojas Jaramillo, P(2014) Análisis modal del banco de ensayo de vibraciones del Laboratorio del Departamento de Ingeniería Mecánica (tesis de grado). Universidad del Bio – Bio, Chile

MÉXICO, D. F. (MES EN QUE SE REALIZÓ EL EXAMEN) 2020