



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Análisis de vibración de una bisagra para puerta de refrigerador

TESIS

Que para obtener el título de
Ingeniero Mecánico

P R E S E N T A

Rubén Silva Dávila

DIRECTOR DE TESIS

Dr. Ricardo Yáñez-Valdez



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2018

AGRADECIMIENTOS

Este trabajo se desarrolló en las instalaciones del Centro de Ingeniería Avanzada de la División de Ingeniería Mecánica e Industrial de la Facultad de Ingeniería de la UNAM bajo la tutela del Dr. Ricardo Yáñez-Valdez y la participación de la M. I. Anahí Vázquez Silva. Proyecto realizado gracias al programa UNAM-PAPIIT IT102318 “Investigación y análisis de la influencia del efecto de amortiguamiento electromagnético en la atenuación de vibraciones en sistemas actuados por sensores”.

AGRADECIMIENTOS

A mis compañeros de carrera y amigos muchas gracias por apoyarme y alentarme en esta etapa de mi vida, agradezco su paciencia, sus consejos y sobre todo su amistad, en especial a Karina, Alexander, Aldo y Jimena que gracias a ellos logre muchas de mis metas.

Agradezco el infinito apoyo de mis padres y hermanos, que estuvieron conmigo en todo momento para alentarme a ser mejor persona, compañero, amigo e ingeniero.

Agradezco a mi tutor Dr. Ricardo Yáñez-Valdez y al Dr. Alejandro Cuauhtémoc Ramírez Reivich por haberme dado la oportunidad de realizar mi tesis.

También quiero agradecer a la M.I Anahí Velázquez Silva; su gran apoyo y orientación fueron de mucha ayuda para realizar este trabajo.

CONTENIDO

RESUMEN	11
INTRODUCCIÓN	14
DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.....	16
OBJETIVOS	19
HIPÓTESIS	19
1 ANTECEDENTES.	20
1.1 DEFINICIÓN DE UN ELECTRODOMÉSTICO.	20
1.2 COMIENZO DE LAS BISAGRAS.	22
1.2.1 <i>Bisagras de libro</i>	23
1.2.2 <i>Bisagras de piano</i>	23
1.2.3 <i>Bisagras desmontables</i>	23
1.2.4 <i>Bisagras de doble acción</i>	24
1.2.5 <i>Bisagras ocultas o invisibles</i>	24
1.2.6 <i>Bisagras de cazoleta, cangrejo o autocierre</i>	24
1.2.7 <i>Bisagras de superficie easy o sin cazoleta</i>	24
1.2.8 <i>Bisagras para vidrio</i>	25
1.2.9 <i>Bisagras de clavija o perno de enroscar</i>	25
1.2.10 <i>Bisagra americana</i>	25
1.2.11 <i>Bisagra compás o tipo tijera</i>	25
1.2.12 <i>Bisagras especiales</i>	25
1.3 VIBRACIONES APLICADAS AL DIAGNÓSTICO DE FALLAS.	27
1.4 MEDICIÓN DE LAS VIBRACIONES.	28
2 MARCO TEÓRICO.	31
2.1 VIBRACIÓN MECÁNICA.....	31
2.1.1 <i>Grados de libertad</i>	32
2.1.2 <i>Elementos de inercia</i>	32
2.1.3 <i>Elementos de rigidez</i>	32
2.1.4 <i>Elementos de disipación</i>	32
2.1.5 <i>Tipos de vibración</i>	33
2.1.6 <i>Parámetros característicos</i>	35
2.1.7 <i>Amortiguamiento viscoso</i>	38
2.1.8 <i>Amortiguamiento de Coulomb o de fricción en seco</i>	38
2.1.9 <i>Amortiguamiento debido a un material, solido o histerésis</i>	38
2.1.10 <i>Factor de amortiguamiento</i>	39
2.2 UTILIDAD DE LAS VIBRACIONES.	40
2.3 ANÁLISIS MODAL.	40
2.3.1 <i>Análisis modal por computadora</i>	42
2.4 ELEMENTOS FINITOS.	43
2.4.1 <i>Descripción del solucionador</i>	45
2.5 FUERZA DE IMPACTO.....	46
2.5.1 <i>Principio de impulso y momento lineal</i>	47

2.5.2	<i>Principio de impulso y momento angular.</i>	49
2.6	ACELERÓMETROS.	52
3	DESARROLLO.	55
3.1	DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA.	55
3.1.1	<i>Resorte.</i>	55
3.1.2	<i>Pernos de sujeción.</i>	59
3.1.3	<i>Brazo de palanca</i>	59
3.1.4	<i>Cuerpo de la bisagra</i>	63
3.1.5	<i>Tapa</i>	66
3.1.6	<i>Pivote</i>	66
3.2	CICLO DE APERTURA Y CIERRE DE LA PUERTA DEL REFRIGERADOR.	66
3.2.1	<i>Velocidad angular de la puerta del refrigerador</i>	67
3.3	OBTENCIÓN DE LA ACELERACIÓN DE LA PUERTA.	68
3.3.1	<i>Ubicación del centro de masa de la puerta del refrigerador.</i>	69
3.3.2	<i>Colocación del acelerómetro sobre la puerta y metodología para la obtención de la aceleración.</i>	70
3.3.3	<i>Resultados obtenidos.</i>	75
3.3.4	<i>Filtro aplicado a las gráficas de aceleración.</i>	79
3.4	OBTENCIÓN DE LA VELOCIDAD DE LA PUERTA DEL REFRIGERADOR EN EL MOMENTO DEL IMPACTO.	84
3.5	OBTENCIÓN DEL MOMENTO DE INERCIA DE LA PUERTA DEL REFRIGERADOR.	87
3.6	CÁLCULO DE LA FUERZA DE IMPACTO.	96
3.6.1	<i>Cálculo de la fuerza de impacto para la prueba 1 "Apertura y cierre de la puerta cuando no presenta ninguna carga la puerta".</i>	97
3.6.2	<i>Cálculo de la fuerza de impacto para la prueba 2 "Apertura y cierre de la puerta cuando la puerta presenta el 50% de la carga máxima soportada"</i>	98
3.6.3	<i>Cálculo de la fuerza de impacto para la prueba 3 "Apertura y cierre de la puerta cuando la puerta presenta la carga máxima"</i>	99
3.7	ELABORACIÓN DEL MODELO	100
3.7.1	<i>Mallado y Materiales.</i>	101
3.7.2	<i>Condiciones de frontera.</i>	102
3.7.3	<i>Aplicación de fuerzas.</i>	105
4	PRUEBAS Y RESULTADOS.	107
4.1	ANÁLISIS MODAL.	107
4.2	ANÁLISIS DE RESPUESTA EN FRECUENCIA.	114
4.2.1	<i>Prueba 1 "Apertura y cierre de la puerta cuando no presenta ninguna carga la puerta".</i>	117
4.2.2	<i>Prueba 2 "Apertura y cierre de la puerta cuando la puerta presenta el 50% de la carga máxima soportada".</i>	122
4.2.3	<i>Prueba 3 "Apertura y cierre de la puerta cuando la puerta presenta la carga máxima".</i>	127
	CONCLUSIONES.	134

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 0-1 <i>Elementos que conforma la bisagra superior del refrigerador.</i>	17
Figura 1-1 <i>Clasificación de electrodomésticos.</i>	20
Figura 1-2 <i>Bisagra tipo libro.</i>	23
Figura 1-3 <i>Bisagra tipo piano.</i>	23
Figura 1-4 <i>Bisagra tipo desmontable.</i>	23
Figura 1-5 <i>Bisagra de doble acción.</i>	24
Figura 1-6 <i>Bisagra tipo invisibles.</i>	24
Figura 1-7 <i>Bisagra tipo cazoleta.</i>	24
Figura 1-8 <i>Bisagra tipo easy.</i>	24
Figura 1-9 <i>Bisagra para vidrio.</i>	25
Figura 1-10 <i>Bisagra tipo clavija.</i>	25
Figura 1-11 <i>Bisagra tipo americana.</i>	25
Figura 1-12 <i>Bisagra tipo compás.</i>	25
Figura 1-13 <i>Análisis de tiempo de una máquina rotatoria y descomposición en el dominio de la frecuencia de algunos de sus elementos.</i>	30
Figura 2-1 <i>Representación de una vibración determinística periódica.</i>	33
Figura 2-2 <i>Representación de una vibración transitoria debido a un impacto.</i>	34
Figura 2-3 <i>Representación de una vibración que no es determinística ni aleatoria.</i>	34
Figura 2-4 <i>Parámetros característicos de una vibración aleatoria.</i>	37
Figura 2-5 <i>Representación gráfica de una vibración en un cuerpo amortiguado.</i>	39
Figura 2-6 <i>Partícula que se mueve a lo largo de una curva espacial.</i>	50
Figura 3-1 <i>Resorte que posee la bisagra.</i>	55
Figura 3-2 <i>Identificación de las espiras del resorte de la bisagra.</i>	56
Figura 3-3 <i>Colocación del resorte en la bisagra.</i>	57
Figura 3-4 <i>Distancia en la que se coloca el resorte de la bisagra.</i>	58
Figura 3-5 <i>“Elongación del resorte de la bisagra”</i>	58
Figura 3-6 <i>Tornillos de sujeción.</i>	59
Figura 3-7 <i>Brazo.</i>	59
Figura 3-8 <i>Cuerpo de la bisagra.</i>	63
Figura 3-9 <i>Tapa para cubrir la bisagra.</i>	66
Figura 3-10 <i>Obtención del centroide de la puerta del refrigerador.</i>	69
Figura 3-11 <i>Centroide de la puerta.</i>	70

Figura 3-12 Colocación del acelerómetro.	71
Figura 3-13 Sistema de referencia que posee el acelerómetro.	72
Figura 3-14 Colocación del sensor sobre la puerta del refrigerador.	72
Figura 3-15 Distribución de cargas en la puerta para la prueba 1.	74
Figura 3-16 Distribución de cargas en la puerta para la prueba 2.	74
Figura 3-17 Distribución de cargas en la puerta para la prueba 3.	74
Figura 3-18 Comportamiento de la aceleración de la puerta en los tres ejes coordenados, cuando se encuentra llena.	75
Figura 3-19 Aceleración presentada en la puerta del refrigerador cuando se encuentra vacía.	76
Figura 3-20 Aceleración presentada en la puerta del refrigerador cuando está tiene el 50% de la carga máxima.	77
Figura 3-21 Aceleración presentada en la puerta del refrigerador cuando contiene la carga máxima.	78
Figura 3-22 Resultado de la puerta después del impacto.	78
Figura 3-23 Apreciación de la puerta ladeada.	79
Figura 3-24 Aceleración en el eje Z, cuando la puerta se encuentra vacía.	80
Figura 3-25 Detalle de la figura 3.24.	81
Figura 3-26 Aceleración en el eje Z, puerta con el 50% del peso máximo.	82
Figura 3-27 Acercamiento de la figura 3.28, en el punto de interés.	83
Figura 3-28 Aceleración en el eje Z, puerta con el 100% del peso máximo soportado.	83
Figura 3-29 Gráficas de aceleración y velocidad, cuando la puerta está vacía.	85
Figura 3-30 Gráficas de aceleración y velocidad cuando la puerta cuenta con el 50% del peso máximo soportado.	86
Figura 3-31 Gráficas de aceleración y velocidad cuando la puerta cuenta con el 100% del peso máximo soportado.	87
Figura 3-32 Figura representativa para ilustrar el momento de inercia.	87
Figura 3-33 Representación de un cuerpo con densidad.	88
Figura 3-34 Dibujo de la puerta del refrigerador.	89
Figura 3-35 Volumen de la puerta del refrigerador.	89
Figura 3-36 Momento de inercia de la puerta, en la prueba 1.	91
Figura 3-37 Distancia del centro de gravedad hacia el eje de rotación de la puerta.	92
Figura 3-38 Momento de inercia de la puerta, en la prueba 2.	94
Figura 3-39 Momento de inercia en la prueba 3.	95

Figura 3-40 Vista Superior de la bisagra 3D.....	100
Figura 3-41 "Topología en perfectas condiciones".	100
Figura 3-42 "Interior y exterior del mallado para el cuerpo de la bisagra".	101
Figura 3-43 "Interior y exterior del mallado para el brazo de palanca".	102
Figura 3-44 "Simulación de un tornillo en Hyperworks".	103
Figura 3-45 "Visualización de las superficies maestras (azul) y superficies esclavas (verdes)".	104
Figura 3-46 "Ubicación de la fuerza que ejerce el resorte sobre la bisagra".	105
Figura 3-47 "Ubicación de la fuerza de impacto sobre la bisagra".	106
Figura 4-1 "Modos normales de vibración de la bisagra del refrigerador".	108
Figura 4-2 "Modo de vibrar de la bisagra a la frecuencia de 289 Hz".	109
Figura 4-3 "Modo de vibrar de la bisagra a la frecuencia de 349 Hz".	110
Figura 4-4 "Modo de vibrar de la bisagra a la frecuencia de 649 Hz".	111
Figura 4-5 "Modo de vibrar de la bisagra a la frecuencia de 829 Hz".	111
Figura 4-6 "Vibraciones presentadas en el pivote de la bisagra".	113
Figura 4-7 "Desplazamientos de la bisagra con una fuerza de 35.93 N a una frecuencia de 289 Hz".	118
Figura 4-8 "Desplazamientos de la bisagra con una fuerza de 35.93 N a una frecuencia de 349 Hz".	119
Figura 4-9 "Desplazamientos de la bisagra con una fuerza de 35.93 N a una frecuencia de 649 Hz".	119
Figura 4-10 "Desplazamientos de la bisagra con una fuerza de 35.93 N a una frecuencia de 829 Hz".	120
Figura 4-11 "Localización de los esfuerzos en la bisagra, provocados por la fuerza de 35.93 N a una frecuencia de 829 Hz".	121
Figura 4-12 "Gráfica que representa el comportamiento de la zona roja seleccionada en el dominio de la frecuencia".	122
Figura 4-13 "Desplazamientos de la bisagra con una fuerza de 70.28 N a una frecuencia de 289 Hz".	123
Figura 4-14 "Desplazamientos de la bisagra con una fuerza de 70.28 N a una frecuencia de 349 Hz".	124
Figura 4-15 "Desplazamientos de la bisagra con una fuerza de 70.28 N a una frecuencia de 649 Hz".	124
Figura 4-16 "Desplazamientos de la bisagra con una fuerza de 35.93 N a una frecuencia de 829 Hz".	125

Figura 4-17 "Localización de los esfuerzos en la bisagra, provocados por la fuerza de 70.28 N a una frecuencia de 829 Hz".	126
Figura 4-18 "Gráfica que representa el comportamiento de la zona roja seleccionada en el dominio de la frecuencia".	127
Figura 4-19 "Desplazamientos de la bisagra con una fuerza de 120.96 N a una frecuencia de 289 Hz".	128
Figura 4-20 "Desplazamientos de la bisagra con una fuerza de 120.96 N a una frecuencia de 349 Hz".	129
Figura 4-21 "Desplazamientos de la bisagra con una fuerza de 120.96 N a una frecuencia de 649 Hz".	129
Figura 4-22 "Desplazamientos de la bisagra con una fuerza de 120.96 N a una frecuencia de 829 Hz".	130
Figura 4-23 "Localización de los esfuerzos en la bisagra, provocados por la fuerza de 120.96 N a una frecuencia de 829 Hz".	131
Figura 4-24 "Gráfica que representa el comportamiento de la zona roja seleccionada de la figura 4.22 en el dominio de la frecuencia".	132

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3-1 "Clasificación de los plásticos según SPI".....	60
Tabla 3-2 "Diferencia y Semejanza entre poliamidas".	62
Tabla 3-3 "Propiedades de la poliamida 66".	63
Tabla 3-4 "Clasificación del acero".	64
Tabla 3-5 "Propiedades del acero inoxidable AISI 304".....	65
Tabla 3-6 Resultados de la prueba "Apertura y cierre de la puerta cuando no presenta ninguna carga la puerta".	85
Tabla 3-7 Resultados de la prueba "Apertura y cierre de la puerta cuando la puerta presenta el 50% de la carga máxima soportada".	86
Tabla 3-8 Resultados de la prueba "Apertura y cierre de la puerta cuando la puerta presenta la carga máxima".	87
Tabla 3-9 Magnitud de la masa de la puerta, para prueba "Apertura y cierre de la puerta cuando no presenta ninguna carga la puerta".	90
Tabla 3-10 Magnitud de la masa de la puerta, para prueba "Apertura y cierre de la puerta cuando presenta el 50% de la carga máxima soportada.....	93
Tabla 3-11 Magnitud de la masa de la puerta, para prueba " Apertura y cierre de la puerta cuando la puerta presenta la carga máxima".	95

RESUMEN

La elaboración de este trabajo consistió en realizar un análisis modal a un elemento conocido como bisagra, el cual poseen todos los refrigeradores domésticos. Este elemento comúnmente falla primero, antes que cualquier otro componente mecánico del refrigerador, esto lo vemos reflejado en trabajos realizados anteriormente, donde se plantea la idea de realizar un análisis más profundo sobre la bisagra. El trabajo se centra en crear un protocolo que permita responder en qué medida las vibraciones que se producen por el impacto de la puerta contra el gabinete del refrigerador pueden ocasionar que falle la bisagra.

Para identificar si las vibraciones son capaces de dañar la estructura de la bisagra se recurre a un análisis modal y un análisis de respuesta en frecuencia, que permita identificar las zonas de la bisagra que son las afectadas por estas perturbaciones. El trabajo se enfoca específicamente en el diseño particular de la bisagra del refrigerador modelo GNS23GMHES, su estructura está diseñada de manera que pueda ser replicable para cualquier tipo de bisagra de refrigerador doméstico.

Para realizar este trabajo fue necesario abordar conocimientos adquiridos durante la carrera de ingeniería mecánica, principalmente en el tema de vibraciones mecánicas y elementos finitos. El primer paso para realizar el análisis modal fue la descripción detallada de la estructura de la bisagra, enfocándose en el material con el cual se fabricó, así como los elementos que la integran, esta descripción se realizó para definir las condiciones de frontera a la que estaría sometida la bisagra durante el análisis modal que se efectuaría en un programa de elementos finitos.

Posteriormente el segundo paso se centró en determinar la magnitud de la fuerza de impacto a la que se encuentra sometida la bisagra. Para lo cual fue necesario la adquisición de parámetros claves que ayudaran al cálculo de la fuerza. Dichos parámetros son: la velocidad de la puerta y su momento de inercia. Estos parámetros junto con la ecuación de principio de impulso y momento angular ayudarían a obtener la fuerza de impacto.

Para adquirir la velocidad de la puerta fue necesario realizar un protocolo para obtener las diferentes aceleraciones de la puerta del refrigerador. Estas aceleraciones obtenidas ayudarían a encontrar las velocidades que adquiere la puerta durante su cierre. El protocolo consistió en elaborar 3 pruebas, las cuales se diferencian del peso al que se somete la puerta. Cada prueba consistió básicamente en aplicar una fuerza a la puerta del refrigerador capaz de cerrarla, con el fin de adquirir una gráfica de tiempo contra aceleración, a la cual se le aplicaría un filtro y posteriormente se integraría para obtener la velocidad de la puerta. Las pruebas fueron realizadas por usuarios de ambos sexos, seleccionados de acuerdo a su peso y edad. El segundo parámetro importante para el cálculo de la fuerza de impacto es el momento de inercia de la puerta del refrigerador, el cual se obtuvo a través de un programa computacional. Es importante mencionar que cada puerta de refrigerador es distinta, por lo que se debe elaborar la geometría de la puerta en un programa computacional, con el fin de someterla a un análisis que calcule los momentos de inercia en los 3 ejes coordenados.

El tercer paso fue modelar cada uno de los elementos que posee la bisagra en un programa computacional, con la finalidad de realizar un ensamble de la bisagra y poder exportarla a un programa de elementos finitos. El programa utilizado fue HyperWorks, en cual se trabajó con la topología de la bisagra para asegurar que su geometría fuera la correcta para poder realizar un mallado, así como también los módulos de contacto entre superficies que permitirá aplicar las condiciones de frontera a las que se encuentra sujeta la bisagra.

Finalmente, el último paso consistió en realizar un análisis modal con el fin de encontrar los modos normales de vibrar de la bisagra, para identificar las zonas vulnerables. Esto se realizó con el objetivo de predecir las posibles fallas en la estructura de la bisagra. Por último, se realizó un análisis modal aplicando la fuerza de impacto, es decir, un análisis de respuesta en frecuencia, el cual consiste en aplicar las diferentes magnitudes de la fuerza de impacto a las frecuencias encontradas en el análisis de modos normales para estudiar el comportamiento de la

estructura de la bisagra y poder establecer si es posible que se presente alguna falla que comprometiera la funcionalidad de la bisagra.

Los resultados alcanzados fueron encontrar 4 modos normales de vibrar para la bisagra dentro del rango de 0 a 1000 Hz, estos modos ayudaron a catalogar las zonas más vulnerables de la bisagra. Posteriormente, se realizó el análisis modal con la aplicación de las diferentes magnitudes de la fuerza de impacto calculadas, de las cuales se observó que ninguna de estas fuerzas aplicadas a alguna frecuencia normal de vibración dentro del rango de 0 a 1000 Hz perjudica significativamente a la bisagra.

Introducción

Hoy en día los electrodomésticos representan una tecnología que permite agilizar y facilitar el trabajo, especialmente en tareas domésticas de rutina diaria. Durante mucho tiempo se han hecho esfuerzos por mejorar su funcionamiento debido a que las exigencias en el mercado cada vez son más altas, por lo que en el campo de la ingeniería mecánica resulta un tópico atractivo de análisis.

México cuenta con una importante industria de electrodomésticos. Es el país número uno en América latina en exportar electrodomésticos, principalmente exporta refrigeradores con congeladores. Esto conlleva a que marcas nacionales y extranjeras que residen en México compitan día a día por mejorar sus productos [1]. Esta competencia da lugar a la innovación y mejora de los productos aumentando la calidad de estos, provocando que se lleve a cabo una revisión rápida del ciclo de vida de los componentes de dichos productos, con el objetivo de acelerar el proceso de producción y aumentar la competitividad en este sector.

Según la Secretaría de Economía de México se espera que la producción y el consumo de electrodomésticos aumenten en el país. En el 2014 el valor de la producción fue de 7,167 mdd (millones de dólares) y se pronostica un TMCA (Tasa media de crecimiento anual) real de 3.4% para el periodo 2014-2020 [2]. En cuanto el consumo en 2014 fue de 2,260 mdd y se pronostica una TMCA real de 2.4% para el periodo de 2014-2020 [2]. Este crecimiento acelera la investigación acerca de los electrodomésticos enfocándose principalmente en el refrigerador, ya que es el producto que más se exporta en el país.

El refrigerador es un electrodoméstico muy importante en la vida cotidiana de cualquier persona. Éste es capaz de almacenar y preservar los alimentos que se consumen por un periodo de tiempo prolongado de manera que un mal funcionamiento de cualquiera de sus componentes afecta drásticamente al desempeño del refrigerador.

De los componentes más importantes en un refrigerador, y el que tiende a fallar más, es el elemento de la bisagra. Ésta pertenece al subsistema de sujeción de la puerta del refrigerador. La función de una bisagra en la puerta de un refrigerador consiste en proporcionar estabilidad, dirección en el recorrido de apertura y cierre, así como una adecuada orientación. Debido a la constante innovación de la tecnología en el diseño y en la manufactura de los materiales, la bisagra sufre diferentes cambios estructurales para cumplir con su función. Pese a toda esta información, la bisagra continúa siendo un elemento que no cumple con la expectativa de vida esperada, debido a que se deforma o fractura perjudicando al sistema de enfriamiento del refrigerador, un estudio realizado por [3], resalta la importancia de profundizar más en el tema de la bisagra y las fallas que presenta, por lo que se percibe como un área de oportunidad para desarrollar un tema de tesis.

El enfoque de esta tesis se basa en estudiar los modos de vibración libres para establecer el origen de la falla en la bisagra. Además de realizar un análisis de respuesta en frecuencia debido a la fuerza de impacto que se presenta en el momento de cierre de la puerta del refrigerador; por lo que el análisis debe ser un “sistema forense” que permita identificar las causas del problema, así como presentar nuevas alternativas para lograr un componente más eficiente.

En este sentido, las razones para adelantar este proceso pueden ser muchas: prevenir futuros eventos de falla, garantizar seguridad, funcionamiento y uso eficiente, descubrir defectos en el procesamiento de un material o componente, incluso desde su diseño y en la fase de fabricación, o corregir y prevenir futuros episodios que se convierten en pérdidas económicas invaluable [4].

Descripción del problema

El trabajo que se presenta aquí se deriva de un estudio previo [1], el cual analiza la confiabilidad de las puertas de refrigeradores. Este estudio tiene el objetivo de identificar el comportamiento de los elementos, así como la pérdida de su funcionalidad. Los resultados del estudio arrojaron a la bisagra como el componente que requiere mayor atención.

Las piezas que tienen un papel importante en el refrigerador son las bisagras (superior e inferior), que pertenecen al subsistema de sujeción, y se encargan de alinear la puerta y mantenerla en una posición que garantice un cierre correcto para evitar el intercambio constante de energía del exterior con el interior, eludiendo que el compresor trabaje por más tiempo, garantizando que los alimentos se refrigieren correctamente.

En esta tesis se estudiará la bisagra superior del refrigerador cuyo modelo y configuración son GNS23GMHES y “*french door*”, respectivamente. Esta configuración consiste en colocar el congelador en la parte inferior del refrigerador.

La bisagra está integrada por 7 elementos, los cuales son 2 pernos de sujeción, 1 tapa que cubre la bisagra, 1 resorte, 1 brazo de palanca, 1 pivote y el cuerpo de la bisagra. Cada uno cumple con diferentes propósitos los cuales ayudan a la bisagra a cumplir su función. En la siguiente figura 0-1 se aprecian los elementos.

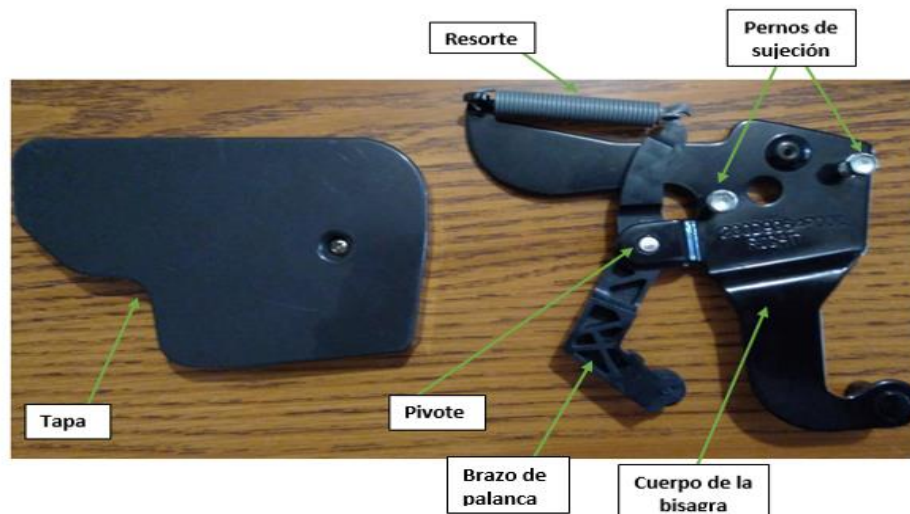


Figura 0-1 Elementos que conforma la bisagra superior del refrigerador.

Con base al estudio sobre la confiabilidad de las puertas e investigando sobre el elemento de la bisagra se encontró que existen 3 factores que influyen en el ciclo de vida de la bisagra, los cuales se enlistan a continuación.

El primero de ellos es el exceso de peso que soporta la puerta debido a los alimentos que se colocan dentro de ella. El peso afecta directamente la base donde se encuentra atornillada la bisagra, provocando que pierda rigidez y estabilidad, debido a los esfuerzos provocados por el peso de la puerta y de los alimentos.

El segundo factor es el deterioro de la espuma de poliuretano, está se encuentra entre las paredes del refrigerador, aunque la espuma no está en contacto directo con la bisagra está puede llegar a afectar su desempeño.

La espuma rígida de poliuretano es un material sintético la cual está destinada para lograr un aislamiento térmico. El problema que tiene la espuma de poliuretano es que libera el aire encapsulado en sus celdas a lo largo de la vida útil del refrigerador, lo que origina que el refrigerador **pierda rigidez**, esto a su vez provoca que el gabinete **pierda rigidez**. Por lo tanto, el punto sobre el que se apoya la bisagra no ofrece la resistencia necesaria para soportar la carga de la puerta completa [3].

El tercer factor se presenta con la apertura y cierre de la puerta del refrigerador, ya que se necesita proporcionar una fuerza tanto para abrir como para cerrar la puerta.

Normalmente se necesita una fuerza mayor para abrir la puerta debido a la precarga del resorte que contiene la bisagra superior, así como el cierre hermético que se encuentra en el interior de ésta.

En el cierre de la puerta, el elemento primordial es el sello de goma (perteneciente al subsistema de amortiguación), debido a que es capaz de disipar la energía excesiva que se le proporciona a ésta al momento de cerrarla. El problema se presenta cuando se inicia el ciclo de apertura y cierre de la puerta, es decir, la puerta se abre aproximadamente 160° para introducir o retirar algún alimento, inmediatamente después el usuario aplica una fuerza a la puerta para que esta logre cerrarse una vez que la puerta vuelve a hacer contacto con el marco del gabinete concluye el ciclo. La trayectoria que describe este movimiento genera una perturbación provocada por el choque de la puerta contra el gabinete del refrigerador.

Es importante señalar que conforme pasa el tiempo, la interacción entre el usuario y el refrigerador aumenta, por lo que la bisagra debe ayudar a cumplir con un mayor número de ciclos de apertura y cierre, provocando deformaciones en los pernos guía y disminuyendo su capacidad de sujeción, carga y vida útil, llegando incluso a fatigar el material, lo que conlleva a una irremediable falla.

Entonces, para esclarecer si las perturbaciones son las causantes de hacer fallar o no a la bisagra, y para determinar el ciclo aproximado de vida de ésta, se hace evidente la realización de un análisis modal de la bisagra superior y un análisis de respuesta en frecuencia, debido a la fuerza que se presenta en el ciclo de apertura y cierre de la puerta.

Objetivos

El objetivo principal es estudiar los modos de vibración libre de la bisagra superior del refrigerador, así como el comportamiento de ésta durante el ciclo de apertura y cierre de la puerta, analizando las causas de posibles fallos, anticipándose a la avería, para asegurar que la bisagra cumpla con los requerimientos de un electrodoméstico, ofreciendo así una mejor calidad del producto.

- El estudio del comportamiento de la bisagra se llevará a cabo por medio de un análisis de elementos finitos, realizando un análisis modal para determinar si existe la posibilidad de falla.
- Conociendo el comportamiento de la bisagra, se identificará en que zonas de ésta se presentan los mayores esfuerzos que puedan perjudicarla, con el propósito de presentar recomendaciones en el diseño de la bisagra.

Hipótesis

Las vibraciones ocasionadas por el impacto de la puerta contra el gabinete del refrigerador no son lo suficientemente altas para provocar el deterioro e inminente falla de la bisagra.

Capítulo 1

1 ANTECEDENTES.

1.1 Definición de un electrodoméstico.

Un electrodoméstico es cualquier aparato o máquina utilizado en el hogar para facilitar actividades domésticas, su fuente de energía principal es la electricidad. Los electrodomésticos se dividen en enseres mayores y enseres menores (según el código SCIAN (Sistema de Clasificación Industrial de América del Norte). Los enseres mayores son los electrodomésticos que se utilizan de manera estacionaria, debido a su gran tamaño y peso que no permiten desplazarlos con facilidad. Por el contrario, los enseres menores son los electrodomésticos que son más prácticos para su traslado, en la siguiente figura se aprecian los electrodomésticos en su correspondiente clasificación.

Clasificación SCIAN	
Enseres Menores	• Aspiradoras • Licuadoras • Trituradoras • Mezcladoras de alimentos • Exprimidoras de frutas • Batidoras • Afeitadoras y máquinas de cortar el pelo • Hornos microondas • Secadores de pelo • Tostadoras de pan • Entre otros.
Enseres Mayores	• Estufas y hornillos • Ventiladores y campanas aspirantes • Aires acondicionados • Refrigeradores y congeladores • Calentadores de agua • Máquinas para lavar ropa • Secadoras de ropa • Máquina para lavar vajilla

Figura 1-1 Clasificación de electrodomésticos.

En general, los enseres mayores tales como refrigeradores, lavadoras, aires acondicionados, estufas, entre otros, están formados por [2]:

- *Partes y componentes metálicos*; - puertas, bisagras, soportes, molduras y parrillas. Su fabricación requiere de procesos metalmecánicos como troquelado, estampado, tratamientos superficiales, entre otros.
- *Partes y componentes plásticos*; - mangueras, abanicos y molduras. Su fabricación requiere de procesos como inyección y extrusión de plásticos.
- *Ensamblajes de circuitos impresos también conocidos como PCAs (Printed Circuit Assemblies)*; - Los ensamblajes electrónicos se encuentran en el interior de los electrodomésticos y están formados por componentes pasivos, componentes activos, software embebido, circuitos impresos -también conocidos como PCB (*Printed Circuit Board*)- y componentes eléctricos.
- *Ensamblajes eléctricos*; - cables, fusibles, conectores, arneses, entre otros.
- *Otros*; - material impreso, material de empaque, vidrio, entre otros.

La motivación de este trabajo surge al identificar los problemas que se presentan en un refrigerador, un electrodoméstico que utiliza la mayoría de la población. Este electrodoméstico en nuestro país obtiene el lugar número 1 en exportaciones con 2684 (mmd) [1], por lo que su estudio es fundamental. La función del refrigerador es conservar los alimentos que al medio ambiente son de fácil descomposición, por medio de una temperatura baja y cierre hermético. El tiempo de uso de este electrodoméstico es de 10-30 segundos (para guardar o retirar algún alimento) [5], la frecuencia de uso es constante. A pesar de que existe un gran avance tecnológico sobre este tipo de aparato, los problemas que puede presentar siguen sin erradicarse.

Existen distintos tipos de refrigeradores según la norma NOM-015-ENER-2012, se pueden clasificar los refrigeradores de la siguiente forma: Refrigerador solo, refrigerador convencional y refrigerador-congelador.

Las causas más comunes de descompostura son: la falta de ventilación, mala ubicación (cerca de la estufa), sobrecupo de alimentos y mal funcionamiento de la puerta, ya que la puerta no cierra herméticamente [5]. Este último problema es el que

se presenta con mayor frecuencia después de un cierto tiempo de uso y debido al peso al que se somete la puerta, por tanto, el sistema de estudio de esta tesis es el de sujeción de la puerta que tiene como parte principal la bisagra.

1.2 Comienzo de las bisagras.

Las bisagras surgieron a partir de la idea de crear elementos que debían ser prácticos, tenían que cerrarse para proteger y abrirse para comunicar, todo ello con la mayor facilidad para poder ser mil veces repetido [6].

Los primeros sistemas capaces de conseguir que un tablero girara sobre uno de sus lados abriendo y cerrando la puerta o ventana consistieron en prolongar el larguero correspondiente e introducirlo por arriba y por abajo en sendos agujeros practicados en el umbral y en el dintel. Esos agujeros se llamaban quicios o quicialeras.

Posteriormente, el herraje que sustituyó al quicial fue una escuadra metálica que se clava al larguero y al montante inferior de una puerta y que, cerca de su ángulo, lleva un pequeño cono. Este herraje fue diseñado para el giro de puertas muy pesadas que, en forma de escuadra o estribo, abraza el montaje quicial y con un pivote o saliente que, introducido en la ranura empotrada en el umbral, permite dicho giro [6].

En la actualidad ya no existe el quicial, los mecanismos de giro son ahora las bisagras que comúnmente todos conocen. Estas bisagras por lo regular son de lámina de acero, con acabado electrolítico, con tapas decorativas en plástico. La bisagra es un mecanismo con la finalidad de articular dos superficies o pivotar alguna pieza, principalmente se utilizan en la apertura y cierre de puertas, ventanas o tapas. Generalmente la articulación se logra alrededor de una varilla central que se llama pasador o espiga, y cada uno de los dos elementos articulados son las palas.

Existen múltiples tipos de bisagras para cada necesidad, todo depende de la pieza o la abertura que se necesite. Todas tienen particularidades que las hacen indicadas para el trabajo que se desee realizar.

Las bisagras se podrían clasificar según:

- Su grado de apertura, que varía hasta los 180°
- Su grado de visibilidad, distinguiéndose las ocultas y las de tipo barril
- Su sistema de colocación.

Esta clasificación se da debido a la demanda de los productos fabricados, ya que se va modificando tanto el diseño de la bisagra, su apertura y los materiales, dependiendo de las decisiones del diseñador.

Los tipos de bisagras más conocidas y demandas en el mercado son las que a continuación se describen:

1.2.1 Bisagras de libro.

Son de las más usadas en bricolaje (trabajo de carpintería) por su sencillez y funcionalidad. Existen multitud de tipos de bisagras de libro (rústicas, de latón, cincadas, etcétera) y en infinidad de tamaños, pero todas se basan en lo mismo, dos hojas que se abren (como un libro) y que pueden atornillarse a los cantos o a los laterales de las superficies a unir. Las dos hojas están unidas entre sí por el nudo. En figura 1.2 se aprecia el diseño de esta bisagra.



Figura 1-2 Bisagra tipo libro.

1.2.2 Bisagras de piano.

Son bisagras similares a la de libro, pero de gran longitud. De esta forma se convierten en bisagras muy resistentes debido a que tiene mayores puntos de sujeción. En la figura 1.3 se aprecia este tipo de bisagra.



Figura 1-3 Bisagra tipo piano.

1.2.3 Bisagras desmontables

Son bisagras que sirven en aplicaciones en donde se desea desmontar la unión de dos objetos sin quitar los tornillos. Tienen un pasador que al quitarlo desmonta la bisagra. En la figura 1.4 se aprecia cómo se desmonta este tipo de bisagra.

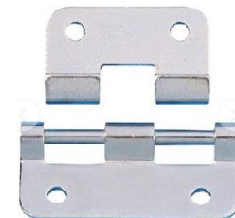


Figura 1-4 Bisagra tipo desmontable.

1.2.4 *Bisagras de doble acción*

Son bisagras que se utilizan en puertas para una doble apertura. Típicamente se usan en las puertas de cocina de los restaurantes. Abren libremente la puerta en las dos direcciones y la puerta siempre vuelve a su sitio. En la figura 1.5 se aprecia el diseño de esta bisagra.



Figura 1-5 Bisagra de doble acción.

1.2.5 *Bisagras ocultas o invisibles*

Se utilizan este tipo de bisagras cuando las superficies unidas requieren un comportamiento similar a la apertura de un libro, pero sin que estas puedan apreciarse a simple vista. Tienen dos cilindros estriados que se empotran en los cantos de los tableros. En la figura 1.6 se aprecia el diseño que tiene esta bisagra.



Figura 1-6 Bisagra tipo invisibles.

1.2.6 *Bisagras de cazoleta, cangrejo o autocierre*

Son de las más utilizadas en todo tipo de muebles, sobre todo en la cocina. Son invisibles desde fuera del mueble, cierran solas a partir de un cierto ángulo, son desmontables y suelen ser regulables. Constan de dos partes principales, la cazoleta con la bisagra propiamente dicha y el soporte para el lateral del mueble. La cazoleta sirve para guardar el resorte cuando la bisagra está cerrada. En la figura 1.7 se aprecia el diseño de la bisagra de cazoleta.



Figura 1-7 Bisagra tipo cazoleta.

1.2.7 *Bisagras de superficie easy o sin cazoleta*

Tienen un mecanismo complejo con un amortiguador y un resorte que hace la función de una bisagra de cazoleta, la diferencia radica principalmente en el tamaño, en la figura 1.8 se aprecia la bisagra easy.



Figura 1-8 Bisagra tipo easy.

1.2.8 Bisagras para vidrio

Constan de una U metálica que abraza el vidrio y tiene un pivote sobre el que gira el mismo. La U tiene unos tornillos (con punta plástica) que presionan fuertemente el vidrio para que no se salga. En la figura 1.9 se aprecia este tipo de bisagra.



Figura 1-9 Bisagra para vidrio.

1.2.9 Bisagras de clavija o perno de enroscar

Son bisagras decorativas que, gracias a dos tornillos que se enroscan en los cantos de los dos tableros, le dan movilidad a la puerta.



Figura 1-10 Bisagra tipo clavija.

1.2.10 Bisagra americana

Es el tipo de bisagra que cierra sola, pero sin cazoleta, solo se colocan atornilladas a un marco y al lateral o cara del tablero o puerta. En la figura 1.11 se aprecia esta bisagra.



Figura 1-11 Bisagra tipo americana.

1.2.11 Bisagra compás o tipo tijera

Se utiliza para mantener puertas abiertas hasta cierto nivel, útil en puertas de armarios con eje de apertura horizontal. En la figura 1.12 se aprecia el diseño de esta bisagra.



Figura 1-12 Bisagra tipo compás.

1.2.12 Bisagras especiales

Este tipo de bisagras son comúnmente diseñadas para la apertura de puertas, por ejemplo, de automóviles, refrigeradores, estufas, etc., su forma depende de la necesidad de trabajo que se requiera, ya que no tiene un patrón establecido para su funcionamiento, por eso se puede fabricar este tipo de bisagras de varias formas.

La bisagra superior del refrigerador se coloca en esta categoría, ya que su diseño fue establecido para asegurar que la puerta del refrigerador se mantuviera cerrada en todo momento gracias a la precarga del resorte que posee. Por lo tanto, no es compatible con cualquier otro producto que no se asemeje al refrigerador GNS23GMHES. De ahí que se considere una bisagra especial.

Los diferentes tipos de bisagras tienen un mismo objetivo, articular dos superficies o pivotar una de ellas. Lo que las hace diferentes una de otra es su tamaño, su colocación y visibilidad (su estética). De los diferentes tipos de bisagras mencionados podemos relacionar la bisagra del refrigerador con la bisagra de cazoleta, americana y la conocida como “easy”, ya que estos tipos de bisagra logran articular una superficie sin alguna fuerza externa a una determinada distancia. Esto lo logran con un resorte que se encuentra dentro de su mecanismo al igual que la bisagra del refrigerador.

En cuanto al estudio de los diferentes tipos de bisagras es abundante ya que son bisagras comerciales que demanda mucho la población, con excepción de las bisagras especiales, por lo que es una razón más de profundizar en el tema.

Todos estos tipos de bisagras pueden presentar problemas debido a su diseño o uso. Los principales problemas que se pueden generar debido a una bisagra mal diseñada o por un mal uso son que las puertas presenten una desnivelación con respecto a su diseño, esto se debe a que el cuerpo de la bisagra no cuenta con la suficiente resistencia para soportar el peso que se ejerce sobre ella o debido a que no posee la sujeción adecuada. Esto origina que la puerta no cierre adecuadamente.

El segundo problema más común es que la bisagra no pueda ofrecer una guía en el recorrido de la puerta lo que conlleva a un excesivo ruido al abrir o cerrar la puerta.

Un tercer problema es que la puerta no pivotee o articule adecuadamente, lo que provoca que nunca pueda cerrarse.

Cualquiera de los tres anteriores problemas origina problemas adicionales. Si hablamos específicamente del refrigerador, la puerta desalineada, es una puerta mal

cerrada lo que obliga a que no se presente un cierre hermético, permitiendo que el aire caliente del exterior se introduzca en el refrigerador, así como también el aire frío que se produce dentro del refrigerador salga al exterior.

El aire caliente invade el congelador lo que provoca una acumulación de escarcha, reduciendo la eficiencia de enfriamiento global. Esto hace que el compresor trabaje más, aumentando el ciclo de encendido y apagado lo que conduce a un fallo prematuro.

1.3 *Vibraciones aplicadas al diagnóstico de fallas.*

El análisis de vibraciones permite diagnosticar el estado de las máquinas y sus componentes mientras funcionan normalmente, es una de las tecnologías más utilizadas en el mantenimiento predictivo de las máquinas rotativas [7].

El mantenimiento predictivo aplica técnicas no destructivas en las máquinas para predecir cuándo requieren operaciones de reparación o cambio de piezas. Una de ellas, y quizás la más utilizada es el análisis de vibraciones, que sirve para determinar el estado de cada uno de los componentes de los equipos con el fin de programar las actividades de mantenimiento respectivas, sin afectar al desarrollo normal de la planta de producción.

Con el desarrollo de esta tecnología, se consiguen equipos analizadores de vibración y paquetes informáticos que agilizan y facilitan el análisis de vibraciones, porque entregan al usuario las gráficas de las señales de las vibraciones ya sea en el dominio del tiempo o en la frecuencia para que se pueda realizar su interpretación y emitir un diagnóstico acertado.

Muchas máquinas generan vibraciones como forma inherente a su funcionamiento. Sin embargo, cuando falla alguno de sus componentes, las características de estas vibraciones cambian, permitiendo bajo un estudio detallado identificar el lugar y el tipo de falla que se está presentando, su rápida reparación y mantenimiento.

Las fallas que se pueden detectar en las máquinas por medio de sus vibraciones son las siguientes:

- Desbalanceo
- Desalineamiento
- Defecto de rodamientos
- Ejes torcidos
- Desajuste mecánico
- Defecto de transmisiones por correa
- Defectos de engranajes
- Problemas eléctricos

El objetivo del mantenimiento basado en vibración es conocer el estado de la maquinaria, de tal manera que se pueda determinar su operación de manera segura y eficiente. Las técnicas de monitoreo están dirigidas a la medición de variables físicas que son indicadores de la condición de la máquina y mediante un análisis, efectuar la comparación con valores de referencia de acuerdo a normatividad, para determinar si está en buen estado o en condiciones de deterioro.

Esta estrategia asume que hay características medibles y observables que son indicadores de la condición de la maquinaria. El monitoreo de condición es una herramienta poderosa que puede aplicarse para obtener una mayor productividad y competitividad.

1.4 Medición de las vibraciones.

Los instrumentos que analizan la vibración capturan las señales por medio de sensores. Estos sensores se colocan directamente sobre la máquina en aquellos puntos susceptibles a fallas.

Un factor muy influyente en la calidad de las medidas está en la conexión de los sensores, de forma tal, que ésta debe de ser perfecta y hacer un buen contacto con la estructura de la máquina para que se puedan tomar las lecturas en las tres

direcciones, dos radiales: vertical y horizontal y una axial. La toma de medidas debe ejecutarse manteniendo iguales las condiciones de operación de la máquina, la ubicación de los sensores y el tiempo entre una medición y otra con el fin de que los datos obtenidos se puedan comparar entre sí.

Con los datos obtenidos de las mediciones, se realiza su interpretación usando técnicas de análisis que permitan conocer el estado de la máquina. Las técnicas más utilizadas son [8]:

- *Análisis de frecuencia:* Este análisis se hace con base al espectro obtenido de la señal de vibración. El espectro está conformado por una gráfica cuyo eje horizontal corresponde a la frecuencia y el eje vertical a cualquiera de los siguientes parámetros: desplazamiento, velocidad o aceleración. Aunque las gráficas de estos tres parámetros son equivalentes entre sí, en alguna de ellas resulta más sencillo hacer su interpretación; en el caso de las máquinas rotatorias, la gráfica que más se utiliza es la de la velocidad. En este tipo de gráficas, la frecuencia es un indicativo de la causa que produce la vibración mientras que la amplitud indica la gravedad de la falla.
- *Análisis de tiempo:* Este análisis es un complemento al análisis de frecuencia puesto que sirve para confirmar diagnósticos en aquellas fallas que poseen espectros muy parecidos, estos problemas pueden ser, el desbalance, el desalineamiento y la holgura. También se utiliza cuando se presentan impactos, fricción y holgura, además de las máquinas de baja velocidad y cajas de cambio.

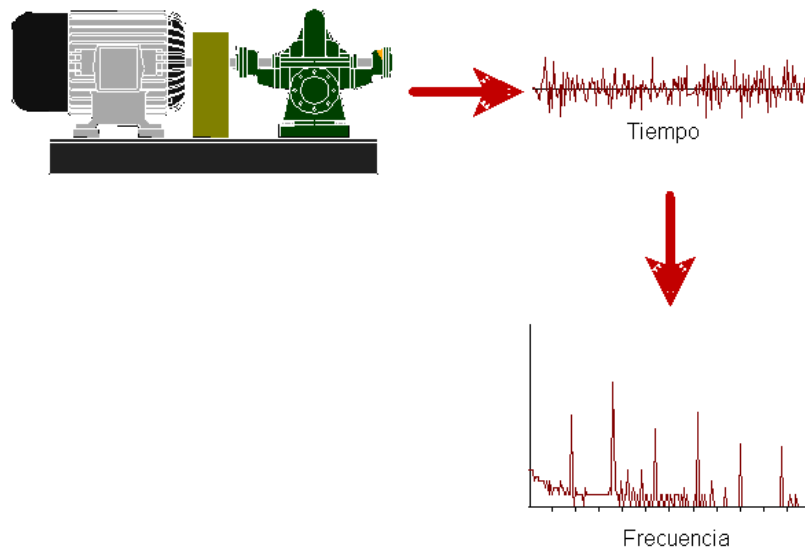


Figura 1-13 *Análisis de tiempo de una máquina rotatoria y descomposición en el dominio de la frecuencia de algunos de sus elementos.*

En la figura 1.13 vemos que algunos eventos que se traslapan y que son confusos en el dominio de tiempo están separados en sus componentes individuales en el dominio de la frecuencia.

Capítulo 2

2 MARCO TEÓRICO.

2.1 Vibración mecánica.

Una vibración es cualquier movimiento oscilatorio de una máquina o elemento en cualquier dirección del espacio partiendo de su posición de equilibrio en un intervalo de tiempo [9]. La vibración es el resultado de fuerzas dinámicas en las máquinas o estructuras que tienen partes en movimiento o sometidas a acciones variables. Las diferentes partes de la máquina vibrarán con distintas frecuencias y amplitudes. Generalmente, la causa de la vibración reside en problemas mecánicos como son: desequilibrio de elementos rotativos; desalineación en acoplamientos; engranajes desgastados o dañados; rodamientos deteriorados; fuerzas aerodinámicas o hidráulicas, y problemas eléctricos. La vibración puede causar la fatiga del material con el que está construido la máquina o alguno de sus componentes, lo que provoca la ruptura de este, como consecuencia se debilita la estructura ocasionando una falla irremediable. Además, muchas veces es un efecto molesto y destructivo de un proceso útil

Muy a menudo, un problema de vibración de la máquina puede indicar un fallo o un mal funcionamiento en la misma. Las pequeñas vibraciones insignificantes pueden excitar las frecuencias de resonancia de otras partes de la estructura y pueden ser amplificadas a vibraciones mayores y pueden llegar a ser fuentes de ruido. La vibración y el ruido, definido como sonidos no deseados, están estrechamente relacionados. El ruido es simplemente una parte de la energía de la vibración de una estructura que se transforma en variaciones de presión. Siempre va a existir algún nivel de ruido y de vibración en los procesos dinámicos.

La teoría de vibración tiene que ver con el estudio de los movimientos oscilatorios de los cuerpos y las fuerzas asociadas con ellos. De manera general, un sistema vibratorio incluye un medio para almacenar energía potencial (resorte o elasticidad), un medio para conservar energía cinética (masa o inercia) y un medio por el cual la energía se pierde gradualmente (amortiguador).

2.1.1 Grados de libertad

Para describir el movimiento físico de cualquier sistema es necesario elegir un conjunto de variables o coordenadas a las que se les llama “coordenadas generalizadas”. La cantidad mínima de coordenadas independientes que se requieren para describir el movimiento de un sistema se denomina como grados de libertad de un sistema. Un cuerpo aislado puede desplazarse libremente en un movimiento que se puede descomponer en 3 rotaciones y 3 traslaciones geométricas independientes (traslaciones y rotaciones respecto de ejes fijos en las 3 direcciones de una base referida a nuestro espacio de tres dimensiones).

2.1.2 Elementos de inercia

El movimiento de traslación de una masa se describe como el movimiento a lo largo de la trayectoria que sigue el centroide, por tanto, la propiedad de inercia asociada depende sólo de la masa total del sistema y es independiente de la forma como se distribuye la masa en el cuerpo.

2.1.3 Elementos de rigidez

Los elementos de rigidez almacenan y liberan la energía potencial de un sistema, la energía potencial se define como el trabajo efectuado para llevar al elemento de rigidez desde la posición deformada hasta la posición sin deformación; es decir, el trabajo necesario para llevar al elemento hasta su forma original REF.

2.1.4 Elementos de disipación

Los elementos de amortiguación no tienen inercia, ni medios de almacenar o liberar energía potencial. El movimiento mecánico impartido a estos elementos se convierte en calor o sonido y, por tanto, se les denomina no conservativos o disipaditos porque el sistema mecánico no puede recuperar esta energía. Existen 3 formas principales de modelar los sistemas vibratorios: amortiguamiento viscoso, amortiguamiento de Coulomb y amortiguamiento material. La descripción de estos amortiguamientos se mencionara en los apartados siguientes

2.1.5 Tipos de vibración.

La vibración se puede clasificar de varias maneras. Algunas de las clasificaciones importantes son las siguientes.

➤ *Vibración libre*

Una vibración libre se presenta después de una perturbación inicial.

➤ *Vibración Forzada*

Una vibración forzada se desarrolla cuando el sistema se somete a una fuerza externa (por lo regular una fuerza repetitiva), si la frecuencia de la fuerza externa coincide con una de las frecuencias naturales del sistema, ocurre una condición conocida como resonancia.

➤ *Vibración Amortiguada y No amortiguada*

Si no se pierde o disipa energía por fricción u otra resistencia durante la oscilación, la vibración se conoce como vibración no amortiguada. Sin embargo, si se pierde energía se llama vibración amortiguada. En muchos sistemas físicos, la cantidad de amortiguamiento es tan pequeña que puede ser ignorada.

➤ *Vibración aleatoria o determinística*

Si el valor o magnitud de la excitación (fuerza o movimiento) que actúa en un sistema vibratorio se conoce en cualquier tiempo dado, la excitación se llama determinística. Las señales deterministas se pueden clasificar en periódicas y transitorias.



Figura 2-1 Representación de una vibración determinística periódica.

Las periódicas se caracterizan por una repetición regular a lo largo del tiempo, se describen con ciertas frecuencias, que siempre son las mismas, no varían con el tiempo, en la figura 2.1 podemos observar un ejemplo de esta señal, la cual pertenece a una señal sinusoidal.

Las señales transitorias se definen como señales que comienzan y terminan en un valor constante, normalmente cero, en el dominio del tiempo, en la figura 2.2 observamos el ejemplo del impacto de un martillo contra una estructura y la señal que representa esta acción.

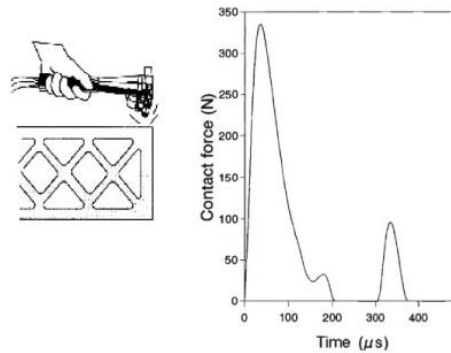


Figura 2-2 Representación de una vibración transitoria debido a un impacto.

En algunos casos la excitación es no determinística o aleatoria; el valor de la excitación en un momento dado no se puede pronosticar, en la figura 2.3 podemos observar cómo se representa este tipo de señal en la cual no existe un patrón visible de la fuerza de excitación con el periodo de tiempo en la que se aplica. En estos casos, una recopilación de registros de la excitación puede presentar cierta regularidad estadística. Es posible estimar promedios como los valores medios o medios al cuadrado de la excitación.

Las señales aleatorias pueden dividirse en estacionarias y no estacionarias. Se dice que es estacionario si las distribuciones de probabilidad que caracterizan la señal no dependen del instante en que las mida.

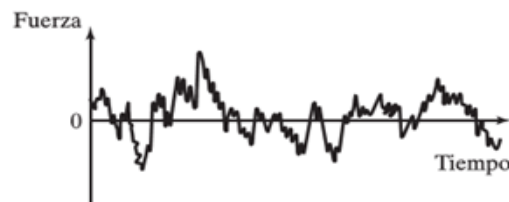


Figura 2-3 Representación de una vibración que no es determinística ni aleatoria.

Para las señales aleatorias es necesario introducir el concepto de valor medio temporal:

$$E[x] = \int_{-\infty}^{\infty} x p(x) dx = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t) dt \dots \dots \dots (2.1)$$

Donde E es el valor medio o esperado, x es la variable cuyo valor medio se desea calcular, $p(x)$ es su función de densidad de probabilidad y T es la duración del registro.

Se define el valor medio para un instante t_1 como se muestra a continuación:

$$E[x(t_1)] = \lim_{n \rightarrow \infty} \frac{1}{n} \sum_i x_i(t_1) \dots \dots \dots (2.2)$$

Donde n es el número de muestras tomadas.

Las señales aleatorias se pueden clasificar en ergódicas y no ergódicas. Se dice que una señal es ergódica si las medias temporales coinciden con las medias de grupo [9].

2.1.6 *Parámetros característicos.*

La vibración de un sistema implica la transformación de su energía potencial en energía cinética y de ésta en energía potencial, de manera alterna. Si el sistema se amortigua, una parte de su energía se disipa en cada ciclo de vibración y se le debe reemplazar por una fuente externa para que se mantenga un estado de vibración estable.

Parámetros característicos:

- Desplazamiento: Cambio de posición de un objeto o partícula de acuerdo a un sistema de referencia.
- Velocidad: El concepto de velocidad está asociado al cambio de posición de un cuerpo a lo largo del tiempo. La velocidad es una magnitud vectorial.
- Aceleración: Razón de cambio de la velocidad respecto al tiempo.
- 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.
- Frecuencia: La cantidad de ciclos por unidad de tiempo se llama frecuencia de oscilación o simplemente frecuencia, está indicada por f y se mide en hertzios.
- Frecuencia natural: Si se deja que un sistema vibre por sí mismo después de una perturbación inicial, la frecuencia con la cual oscila sin la acción de fuerzas externas se conoce como frecuencia natural, por lo común, un sistema vibratorio que tiene n grados de libertad tendrá n frecuencias naturales de vibración distintas.

La frecuencia es igual a la inversa del período. Multiplicando la frecuencia por 2π , se obtiene la frecuencia angular, que es proporcional a la raíz cuadrada de la rigidez k dividida entre la masa m . Un aumento de la masa en un sistema que se encuentra vibrando produce un aumento del período, es decir, una disminución de la frecuencia. La amplitud de la vibración es la característica que describe la intensidad de la misma.

El valor de pico a pico indica la distancia entre el máximo y el mínimo valor alcanzados por la señal. Es un parámetro importante para aplicaciones en las que el desplazamiento vibratorio de una parte de la máquina es crítico para obtener las máximas tensiones o para consideraciones de rozamientos.

El valor de pico es el máximo que alcanza la curva, sin tener en cuenta el resto de la señal. Es particularmente útil para medir el nivel de golpes de corta duración. El valor medio de la señal tiene en cuenta toda la señal y su interés práctico es muy reducido puesto que no guarda relación alguna con ninguna cantidad física de utilidad.

El valor RMS (*root mean square*, raíz de la media de los cuadrados) es la medida más relevante de la amplitud porque tiene en cuenta la historia de la señal y proporciona un valor que está directamente relacionado con el contenido energético de la vibración, y por tanto con su capacidad destructiva.

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T X^2(t) dt} \dots \dots \dots (2.3)$$

Donde T es el periodo de la señal. En la figura 2.4 se representan estas cuatro últimas definiciones para una señal aleatoria.

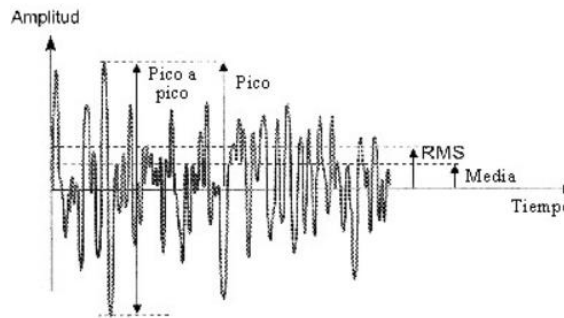


Figura 2-4 *Parámetros característicos de una vibración aleatoria.*

La vibración puede tener una sola componente con una sola frecuencia o muchas componentes a diferentes frecuencias actuando simultáneamente. En la práctica, las señales de vibración están formadas por muchas frecuencias. El proceso de descomponer las señales de vibración en sus componentes individuales de frecuencia se conoce como análisis de frecuencia. El gráfico que muestra el nivel de vibración en función de la frecuencia se llama espectrograma. El análisis en el dominio de la frecuencia puede proporcionar en muchos casos información detallada sobre las fuentes que producen la señal. Las características modales de una estructura quedan definidas por sus frecuencias naturales, sus coeficientes de amortiguamiento y sus modos de vibración (se verá adelante con más detalle).

El ejemplo más fácil para entender los parámetros de vibración es analizando un movimiento periódico enfocándose en el movimiento más simple, es decir un movimiento armónico. La base principal de este movimiento son las ondas senoidales regidas en el dominio del tiempo.

Con respecto al trabajo de esta tesis, las vibraciones que se abordan recaen en la clasificación de vibración forzada, ya que las vibraciones se presentan con la fuerza excesiva de apertura y cierre de la puerta que proporciona el usuario en la interacción con el electrodoméstico. Cabe mencionar que dentro de esta clasificación debe

contemplarse una amortiguación, debido al sello de goma que recubre la periferia de la puerta. Aun cuando la cantidad de energía absorbida por el sello de goma es relativamente pequeña, la consideración del amortiguamiento llega a ser importante para predecir con exactitud la respuesta a la vibración del 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:

2.1.7 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.

2.1.8 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.

2.1.9 Amortiguamiento debido a un material, sólido o histéresis

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 2.5. El área de este bucle indica la pérdida de energía por unidad de volumen del cuerpo por ciclo debido al amortiguamiento [9].

Por lo tanto, la vibración que se estudia es de tipo forzada con un amortiguamiento debido a un material y de forma determinística (transitoria) debido a la interacción con el usuario.

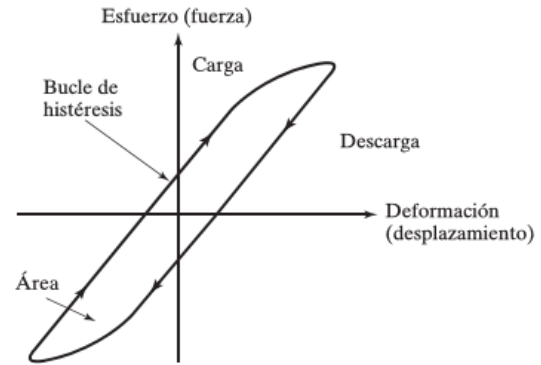


Figura 2-5 Representación gráfica de una vibración en un cuerpo amortiguado.

2.1.10 Factor de amortiguamiento

Para sistemas trasnacionales de un solo grado de libertad, el factor de amortiguamiento se define como:

$$\zeta = \frac{c}{2m\omega_n} = \frac{c}{2\sqrt{km}} = \frac{c\omega_n}{2k} \dots \dots \dots (2.4)$$

Donde c es el coeficiente de amortiguamiento del sistema, k es la rigidez del sistema, m es la masa del sistema y ω_n frecuencia natural, este factor es una cantidad adimensional, el cual también puede ser definido a través del amortiguamiento crítico. Al definir la cantidad c_c , denominada amortiguamiento crítico, como:

$$c_c = 2m\omega_n = 2\sqrt{km} \dots \dots \dots (2.5)$$

El factor de amortiguamiento se puede expresar de nuevo en la forma:

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \dots \dots \dots (2.6)$$

Un sistema para el cual $0 < \zeta < 1$ se llama sistema subamortiguado y un sistema para el cual $\zeta > 1$ se denomina sistema sobreamortiguado. Por otro lado, un sistema para el cual $\zeta = 1$ se designa sistema amortiguado críticamente [10].

2.2 Utilidad de las vibraciones.

La medición de las vibraciones se hace por varias razones:

- Para verificar que las frecuencias y las amplitudes no sobrepasan los límites que el material es capaz de soportar.
- Para evitar las excitaciones que hacen que ciertas partes de una máquina entren en resonancia.
- Para que sea posible conocer las fuentes de las vibraciones y aislarlas o amortiguarlas.
- Para hacer un mantenimiento de las máquinas, ya que muchos de los problemas que pueden presentarse en las máquinas producen un incremento de los niveles de vibración, que pueden ser medidos en alguna superficie externa de la máquina y así actuar como indicador.
- Para construir o verificar modelos de estructuras.

2.3 Análisis modal.

El análisis modal es un tipo de método experimental mediante el cual se describe una estructura en términos de sus propiedades dinámicas o conocidos también como parámetros modales que son la frecuencia, el amortiguamiento y los modos de vibración. Usando estos parámetros se puede formular un modelo matemático que sirve para describir su comportamiento dinámico. El modelo matemático obtenido es el llamado modelo modal de un sistema y su información es referida como su información modal [11].

Todas las estructuras poseen frecuencias naturales y modos de vibración, que dependen básicamente de la masa y de la rigidez de la estructura. En el diseño es necesario identificar estas frecuencias y conocer cómo afecta a la respuesta de la estructura cuando una fuerza actúa sobre la misma. El análisis modal es una herramienta eficiente para describir, comprender y modelar el comportamiento de las estructuras.

Se puede dar una definición simplificada del análisis modal comparándolo con el análisis en frecuencia. En el análisis en frecuencia, una señal compleja se descompone en una serie de simples ondas senoidales con parámetros de amplitud y frecuencia individuales. En el análisis modal, una deformación compleja de una estructura se descompone en una serie de simples modos de deformación con parámetros de frecuencia y amortiguamiento individuales. Su fin último es la construcción de un Modelo Modal del comportamiento de la estructura.

La forma teórica del análisis modal consiste en plantear la ecuación del movimiento, suponer una forma de la respuesta e imponer que esta cumpla la ecuación que gobierna el movimiento del sistema, lo que supone resolver un problema de autovalores y autovectores [9]. Dicho problema puede ser un proceso largo en el caso de tratar un sistema de varios grados de libertad. Para obtener la ecuación de movimiento es necesario calcular las matrices de masa y rigidez y los factores de amortiguamiento. Para el análisis modal experimental no es preciso el cálculo de estas matrices.

Los modos naturales de vibración son determinados por las propiedades físicas (masa, dureza y amortiguamiento) así como la distribución espacial de la estructura. Cada modo está descrito en términos de parámetros modales, es decir, en frecuencias naturales, en factores de amortiguación modal y en las características de patrones de desplazamiento. El modo debe ser real y complejo, los distintos modos obtenidos corresponden a una frecuencia natural de la estructura. El grado de participación de cada modo normal es determinado por las propiedades del ambiente de excitación y por las condiciones de frontera.

El análisis modal tiene muchas utilidades. Las más importantes se muestran a continuación [11]:

- Comprender como se comportan las estructuras bajo la acción de fuerzas dinámicas.
- Medir las propiedades de la estructura cuando se somete a una vibración para refinar y validar modelos analíticos. Cada vez se usan más los ensayos

dinámicos combinados con los análisis de elementos finitos para mejorar los modelos analíticos.

- Desarrollar un modelo, ya que proporciona una descripción definitiva del comportamiento de una estructura que puede ser evaluada para ciertas especificaciones del diseño.
- Controlar la integridad de cierta estructura y su comportamiento, con el fin de detectar problemas y evitarlos.
- Comprobar el estado de las estructuras después de sufrir daños como por ejemplo los debidos a un terremoto.
- Ayudar en el diseño de todo tipo de estructuras y hacer simulaciones en el desarrollo de prototipos.
- Predecir o simular la respuesta a excitaciones externas, observar cómo se comportará la estructura bajo otras condiciones de operación diferentes.
- Simular cambios en las características dinámicas, debido a modificaciones físicas, bien sea añadiendo una carga mayor o una rigidez para obtener una propiedad dinámica deseada.
- Estimar las fuerzas que actúan sobre la estructura.
- Hacer un análisis del ensamblaje de estructuras.

2.3.1 Análisis modal por computadora.

En las últimas décadas el incremento de tecnología se ha desarrollado muchísimo así como también en lo que se refiere a los métodos ingenieriles [12]. Un ejemplo del adelanto se ha dado en el análisis modal, que tiene por objetivo determinar, improvisar y optimizar las características dinámicas de las estructuras. El problema que se presenta en un análisis modal recae directamente en el conocimiento de las propiedades dinámicas, estas se consiguen usando un método analítico, numérico o experimental o las combinaciones de estos. Pero hoy en día gracias al avance en la tecnología se usa la modelación por computadora, la cual se complementa con el análisis teórico para ofrecer un mejor resultado. El programa de elemento finito es un ejemplo de modelación por computadora y es considerado una herramienta de gran importancia porque su análisis numérico resalta el valor de lo dinámico en una

estructura. Este análisis numérico requiere una rigurosa guía para acercar el resultado obtenido a las características de la estructura dinámica. Una parte del análisis dinámico del elemento finito es el llamado análisis modal.

Realizar un análisis modal en computadora, no es tarea fácil, aunque existen distintos tipos de programas con los cuales se pueden realizar, cada uno maneja una metodología diferente, así como solucionadores distintos. Entonces lo primordial para empezar a realizar un análisis modal es conocer y entender el programa con el que se trabajará, esto traerá consigo una mejor aproximación al modelo real de estudio.

Para empezar, se debe hacer una investigación acerca de cómo el programa realiza el análisis modal. El mismo programa ofrecerá una guía la cual indica los pasos más generales para realizar el análisis, depende de uno profundizar más acerca de estos pasos para que el análisis sea lo más apegado a la realidad.

La modelación por computadora por sí misma no puede determinar completamente el comportamiento dinámico de la estructura, ya que propiedades como el amortiguamiento y la no linealidad, no concuerdan con el tratamiento de modelación tradicional. Hay también condiciones de frontera que no son tan ciertas, ya que a veces dependen del criterio o idealización que se considera para ayudar al modelado.

Las tecnologías experimentales se han complementado con la modelación en computadora para obtener mejores propiedades estructurales. Hoy en día es usual que la modelación en computadora este argumentada por la teoría del análisis modal lo cual provee una nueva importancia en su estudio [13].

2.4 Elementos finitos.

El método de elementos finitos (FEA, acrónimo de su nombre en inglés), es un método numérico que se utiliza mucho en la ingeniería para resolver distintos tipos de problemas; por lo regular estos problemas tienen un grado de complejidad muy alto cuya formulación matemática deriva en una ecuación diferencial de derivadas parciales que es difícil de resolver, es entonces que se ocupa este método ya que es posible calcular soluciones aproximadas de la solución exacta del problema.

En la actualidad el método de elementos finitos ha tenido grandes avances en su desarrollo debido a la incorporación de nuevas tecnologías, las cuales provocan la creación y actualización de programas especializados en elemento finito. Este gran avance en los programas de elementos finitos provoca que un mayor número de personas los ocupen para resolver distintos problemas.

EL MEF (método de elementos finitos), se basa en dividir la estructura o cuerpo de estudio en una serie de subdominios no intersectantes, denominados “elementos finitos”. A este proceso de dividir la estructura o cuerpo en partes más pequeñas se le conoce como “discretización”, y el conjunto de elementos finitos que componen el total del cuerpo se le denomina “malla”.

En cada elemento de la malla se encuentran ciertos puntos definidos a los que se les conoce con el nombre de nodos, así mismo, el conjunto de nodos y elementos se les conoce como malla. El comportamiento de los elementos finitos está descrito por un sistema de ecuaciones que se resuelven por medio de un programa especializado [14].

El método de los elementos finitos es un tanto complejo y los pasos generales para realizarlo son los siguientes:

1. Dibujo en 3D: Dibujar la estructura o elemento a través de un programa de dibujo mecánico o bien dibujarlo con el mismo programa que realizará el análisis de elemento finito.
2. Discretización o mallado: En este paso se divide el cuerpo de estudio en elementos finitos, estos elementos pueden ser diferentes formas geométricas eventualmente deben ser las más simples. También puede existir una combinación de estas, la elección depende de la complejidad del modelo y también del tipo de resultados que se desee obtener.
3. Definición de las propiedades de la estructura o cuerpo: Las propiedades son referidas al material que se utiliza, en cuanto mejor se conozca sus propiedades mejor será la aproximación al resultado real. Algunos ejemplos

- de las propiedades importantes pueden ser, densidad, módulo de Young, coeficiente de Poisson, viscosidad, propiedades térmicas o acústicas, etc.
4. Condiciones de frontera: Se refiere a definir a las condiciones a las que están sometidos algunos nodos por ejemplo la velocidad, restricciones, etc. en el momento del análisis.
 5. Aplicación de fuerzas: Se refiere a las cargas aplicadas en la estructura o cuerpo.
 6. Solución de sistema de ecuaciones algebraico: Consiste en resolver el sistema de ecuaciones algebraicas obtenido debido a las características que se definieron anteriormente.
 7. Resultados: Interpretación de los resultados que arroja el método para establecer si es de acuerdo con lo planteado.

El programa que será utilizado para realizar el estudio en esta tesis es HyperWorks® debido a que es un programa que cuenta con licencia institucional.

2.4.1 Descripción del solucionador.

Una vez efectuado los primeros 5 pasos generales para un análisis mediante elemento finito, el siguiente paso es resolver el problema que se ha creado, esto se hace con la ayuda de un solucionador (*Solver*) que el mismo programa posee. Este es un paso muy importante ya que si no realizamos correctamente los pasos anteriores jamás se podrán utilizar el solucionador debido a que el programa arrojará que existe un error en las propiedades o definiciones del elemento.

En el caso de esta tesis el solucionador que se ocupará será Optistruc®, este solucionador sirve para problemas estructurales lineales y no lineales, emplea esquemas de integración implícitos para problemas estáticos y dinámicos. Además de la carga mecánica, la transferencia de calor junto con las estructuras. Se puede resolver una amplia gama de problemas de diseño abordando el diseño conceptual y el ajuste fino del diseño.

En OptiStruct, el análisis de modos normales se puede realizar utilizando uno de dos algoritmos: Lanczos o la solución de autovalores de subestructuración multinivel automática (AMSES). Los datos de extracción de autovalores para Lanczos se especifican en los datos de EIGRL y para el método de solución de autovalores de autoescala de multinivel automatizada se utilizan los datos de EIGRA.

- *El método Lanczos*

El método Lanczos tiene la ventaja de que los valores propios y formas de modos asociados se calculan exactamente. Este método es eficiente para cálculos en los que el número de modos es pequeño y se requiere la forma completa de cada modo. La desventaja del método Lanczos es que es lento para problemas grandes con millones de grados de libertad para los que se requieren cientos de modos. Los tiempos de ejecución para este tipo de problemas pueden extenderse fácilmente a días. En estos casos, se debe usar el método AMSES.

- *El método de solución de autovalorización de multinivel automatizada (AMSES)*

El método AMSES tiene la ventaja de que solo se debe calcular una parte del vector propio. Como solo se calcula una parte del vector propio, esto lleva a tiempos de ejecución mucho más cortos. Para un análisis de respuesta en frecuencia NVH típico, solo hay aproximadamente 100 grados de libertad en total de los que se tiene interés. En estos casos, las soluciones de miles de modos para mallas de millones de grados de libertad se pueden resolver en unas pocas horas. La desventaja del método AMSES es que los cálculos no son exactos. Sin embargo, las frecuencias modales aún son precisas para algunos dígitos.

2.5 Fuerza de impacto.

La fuerza es una magnitud vectorial capaz de producir cambios en el estado de reposo o movimiento en la estructura de un cuerpo llegando incluso a ocasionar deformaciones. Esta interacción puede ocurrir cuando existe un contacto directo (fuerzas de superficie) o a través de una distancia (fuerzas de campo), es decir,

cuando los cuerpos están físicamente separados, como por ejemplo fuerzas gravitatorias, eléctricas y magnéticas. En todo caso, una fuerza se caracteriza completamente por medio de su magnitud, su dirección y su punto de aplicación [15].

En el caso de estudio de esta tesis es importante conocer el término de fuerza, debido a que está es la que genera las perturbaciones (vibraciones mecánicas) en la estructura de la bisagra. Esta fuerza que inicia las perturbaciones se origina debido al impacto que tiene la puerta del refrigerador con el marco del gabinete debido a que el usuario proporciona un pequeño impulso (fuerza) a la puerta para que esta llegue a cerrarse al finalizar su interacción con el refrigerador. Este impacto que se presenta entre la puerta y el marco del gabinete del refrigerador puede generar efectos que distribuidos en los elementos de la puerta generan fallas.

Es importante conocer la magnitud de la fuerza con la que impacta la puerta, ya que esta fuerza es indispensable para realizar el análisis de respuesta en frecuencia de cualquiera de los elementos que conforman la puerta, en nuestro caso la bisagra superior, para lo cual es necesario abundar sobre la ecuación de impulso y movimiento.

2.5.1 Principio de impulso y momento lineal.

Este principio se aplica para resolver problemas que implican, fuerza, velocidad y tiempo. La ecuación de impulso y momento lineal deriva de la ecuación de movimiento respecto al tiempo, la cual con el conocimiento de cinemática puede escribirse de la siguiente forma:

$$\sum F = ma = m \frac{dv}{dt} \dots \dots \dots (2.7)$$

Donde F representa una fuerza, m es la masa, a es la aceleración y v es la velocidad de una partícula. Las variables a y v se miden a partir de un marco de referencia inercial, entonces reordenando los términos e integrarlos entre los límites $v=v_1$ cuando $t=t_1$ y $v=v_2$ cuando $t=t_2$ obtenemos

$$\sum \int_{t_1}^{t_2} F dt = m \int_{v_1}^{v_2} dv \dots \dots \dots (2.8)$$

Reagrupando tenemos:

$$\sum \int_{t_1}^{t_2} F dt = mv_2 - mv_1 \dots \dots \dots (2.9)$$

La ecuación (2.9) se conoce como principio de impulso y cantidad lineal, esta proporciona un medio directo de obtener la velocidad final v_2 de la partícula después de un cierto tiempo conocido, así como también la magnitud de la velocidad inicial y con una representación de las fuerzas constantes o expresadas en función del tiempo.

La ecuación número (2.9) se interpreta en dos partes, la primera parte se conoce como impulso lineal, es decir, la integral $I = \int F dt$. El término es una cantidad vectorial que mide el efecto de una fuerza durante el tiempo en que la fuerza actúa. Como el tiempo es un escalar positivo, el impulso actúa en la misma dirección que la fuerza y su magnitud tiene unidades de fuerza-tiempo.

Si la fuerza se expresa como una función del tiempo (t), el impulso se determina mediante la evaluación directa de la integral. En particular si la fuerza es constante en cuanto a magnitud y dirección, el impulso resultante es:

$$I = \int_{t_1}^{t_2} F dt = F(t_2 - t_1) \dots \dots \dots (2.10)$$

La segunda parte de la ecuación (2.9) representa la cantidad de movimiento lineal de una partícula, es decir, $L = mv$. Como m es un escalar positivo, el vector de la cantidad de movimiento lineal tiene la misma dirección que v y su magnitud tiene unidades de masa-velocidad.

Para la resolución de problemas es factible reescribir la ecuación número (2.9), ya que debemos expresar que la cantidad de movimiento inicial de la partícula en el tiempo t_1 más la suma de todos los impulsos aplicados a la partícula en el tiempo total (de t_1 a t_2) equivale a la cantidad de movimiento final de la partícula en el instante t_2 . Por lo tanto:

$$mv_1 + \sum \int_{t_1}^{t_2} F dt = mv_2 \dots \dots \dots (2.11)$$

Si se desea analizar un sistema de partículas que se mueve con respecto a una referencia inercial, se debe contemplar en la ecuación de movimiento todas las partículas del sistema, es decir:

$$\sum F_i = \sum m_i \frac{dv_i}{dt} \dots \dots \dots (2.12)$$

El término izquierdo de la ecuación número (2.12) representa sólo la suma de las fuerzas externas que actúan en las partículas, ya que las fuerzas internas f_i que actúan entre las partículas no se contemplan porque ocurren en pares colineales iguales pero opuestos y por consiguiente se cancelan. Al multiplicar ambos lados de la ecuación número (2.12) por dt e integrar entre los límites $t = t_1$, $v_i = (v_i)_1$ y $t = t_2$, $v_i = (v_i)_2$ se obtiene:

$$\sum m_i(v_i)_1 + \sum \int_{t_1}^{t_2} F_i dt = \sum m_i(v_i)_2 \dots \dots \dots (2.13)$$

Esta ecuación establece que los momentos lineales iniciales del sistema más los impulsos de todas las fuerzas externas que actúan en el sistema de t_1 a t_2 son iguales a los momentos lineales finales del sistema [15].

Con la descripción de estas ecuaciones se da pie para abordar el concepto de “Principio de impulso y momento angular”, debido a que en este trabajo se presenta un movimiento angular, el cual es descrito por la trayectoria de la puerta alrededor de un eje. Por lo tanto, se debe plantear la ecuación número (2.13) en términos de movimiento angular.

2.5.2 Principio de impulso y momento angular.

La cantidad de movimiento angular de una partícula con respecto a un punto O se define como el “momento” de la cantidad de movimiento lineal de la partícula con respecto a O . Como este concepto es análogo a determinar el momento de una fuerza con respecto a un punto, la cantidad de movimiento angular H_O , en ocasiones se conoce como el momento de cantidad de movimiento.

El cuerpo de la figura 2.6 se somete a un movimiento plano general, en el instante que se muestra, el punto arbitrario O tiene una velocidad V_o y el cuerpo tiene una velocidad angular ω . La expresión que nos permite definir la velocidad de una partícula i -ésima del cuerpo será:

$$V_f = V_o + V_{i/p} = V_o + \omega \times r \dots \dots \dots (2.14)$$

El momento angular de la partícula i con respecto al punto O es:

$$(H_o)_i = r \times m_i v_i \dots \dots \dots (2.15)$$

Expresando V_i en términos de V_o y usando vectores cartesianos se llega a:

$$(H_o)_i k = m_i (x_i + y_j) \times [(v_o)_x i + (v_o)_y j + \omega k \times (x_i + y_j)]$$

$$(H_o)_i = -m_i y (v_o)_x + m_i x (v_o)_y + m_i \omega r^2 \dots \dots \dots (2.16)$$

Haciendo que $m_i \rightarrow dm$ e integrando sobre toda la masa del cuerpo, se obtiene:

$$H_o = -\left(\int_m y dm\right) (v_o)_x + \left(\int_m x dm\right) (v_o)_y + \left(\int_m r^2 dm\right) (\omega) \dots \dots \dots (2.17)$$

En la ecuación anterior H_o representa el momento angular del sistema de partículas total con respecto al eje Z , que es el eje perpendicular al plano del movimiento y pasa por el punto O . El sistema de partículas representa en conjunto un cuerpo, el cual posee un centro de masa. Como $\bar{y}m = \int y dm$ y $\bar{x}m = \int x dm$, las integrales se usan para ubicar el centro de masa del sistema de partículas (cuerpo) con respecto a O .

El último término de la ecuación número (2.17) representa el momento de inercia del cuerpo calculado con respecto al eje Z , esto es $I_o = \int r^2 dm$ [15]. Por lo tanto

$$H_o = \bar{y}m(v_o)_x + \bar{x}m(v_o)_y + I_o \omega \dots \dots \dots (2.18)$$

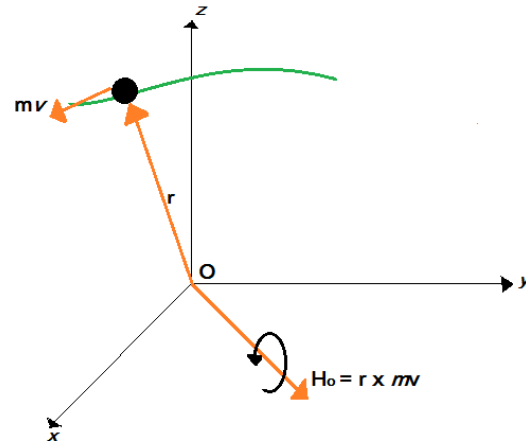


Figura 2-6 Partícula que se mueve a lo largo de una curva espacial.

La ecuación anterior puede llegar a simplificarse si consideramos que el centro de masa (G) del cuerpo coincide con el punto O , del sistema de referencia, en cuyo caso $\bar{x} = \bar{y} = 0$, por lo tanto:

$$H_G = I_G \omega \dots \dots \dots (2.19)$$

De esta manera se afirma que el momento angular del cuerpo calculado con respecto a G es igual al producto del momento de inercia del cuerpo con respecto a un eje que pasa por G y la velocidad angular del cuerpo (α). La ecuación número (2.19) describe una parte del momento angular ya que no contempla el momento lineal de tal forma que, si el cuerpo tiene un movimiento plano general, se puede escribir:

$$\int M_G = I_G \alpha = I_G \left(\frac{d\omega}{dt} \right) \dots \dots \dots (2.20)$$

Multiplicando ambos lados de la ecuación por dt e integrando a partir de $t = t_1, \omega = \omega_1, t = t_2, \omega = \omega_2$ y sabiendo que el momento de inercia es constante en todo momento, se obtiene:

$$\int_{t_1}^{t_2} M_G dt = I_G \omega_2 - I_G \omega_1 \dots \dots \dots (2.21)$$

Para que la ecuación anterior esté completa basta recordar que debemos sumar todos los impulsos angulares dados al cuerpo de análisis de t_1 a t_2 , por lo tanto:

$$\sum \int_{t_1}^{t_2} M_G dt = I_G \omega_2 - I_G \omega_1 \dots \dots \dots (2.22)$$

Esta ecuación representa el principio de impulso y momento angular, donde de igual manera el término izquierdo representa la suma de todos los impulsos angulares que sufre un cuerpo en un lapso de tiempo. Por otro lado, el término del lado derecho representa el momento angular del cuerpo con respecto a su centro de gravedad [16].

La ecuación número (2.22) es la que se ocupará en este trabajo para resolver la incógnita de la magnitud de la fuerza de impacto. Por lo tanto, es necesario adquirir algunos datos previos para aplicar esta ecuación. Uno de los datos necesarios es

encontrar el momento de inercia de la puerta del refrigerador con respecto a su centro de gravedad, este dato puede ser adquirido de manera experimental.

Otros datos importantes que se deben adquirir son la velocidad angular de la puerta en el instante seleccionado, así como el tiempo en que inicia y finaliza el ciclo de apertura y cierre de la puerta para establecer los límites de integración.

2.6 Acelerómetros.

Los acelerómetros son propiamente transductores de vibración. Los transductores se ocupan para medir parámetros como: la velocidad lineal, desplazamiento, proximidad, y también la aceleración de sistemas sometidos a vibración. En general, los transductores empleados en el análisis de vibración convierten la energía mecánica en energía eléctrica, lo que significa que producen una señal eléctrica la cual está en función de la vibración. Estos pueden ser usados aisladamente, o en conjunto con un sistema de adquisición de datos. Se pueden encontrar en diversas presentaciones que pueden ser, elementos sensores simples, transductores encapsulados, o ser parte de un sistema sensor o instrumento, incorporando características tales como visualización local o remota y registro de datos. Los transductores de vibración pueden tener de uno a tres ejes de medición, siendo estos ejes ortogonales.

El rango de medición puede ser en unidades “g” para la aceleración (Un G se define como la fuerza gravitacional de la tierra aplicada sobre un objeto o persona), en pulgadas/seg para velocidad lineal (y otras distancias en el tiempo), y pulgadas u otras distancias para desplazamiento y proximidad. La frecuencia es medida en Hz, (Hertz), la precisión es comúnmente representada como un porcentaje del error permisible sobre el rango completo de medición del dispositivo. La sensibilidad transversal se refiere al efecto que una fuerza ortogonal puede ejercer sobre la fuerza que se está midiendo, esta sensibilidad también se representa como un porcentaje del fondo escala de la interferencia permisible.

Para las condiciones ambientales, se deben considerar variables tales como la temperatura de operación y la máxima fuerza de vibración y choque, que el transductor será capaz de manejar. A continuación, se muestran los diferentes tipos de transductores usados para la medición de vibración:

- Transductores de Aceleración
 - Acelerómetros Piezoresistivos
 - Acelerómetros Piezoeléctricos
- Transductores de desplazamiento
 - LVDTs
 - Corriente Eddy
 - Capacitivos
- Transductores de velocidad
 - Vibrómetros Láser

Los acelerómetros son direccionales, esto quiere decir que sólo miden aceleración en un eje. Para monitorear aceleración en tres dimensiones, se emplea acelerómetros tri-axiales (ejes x, y, z), los cuales son ortogonales. Existen dos tipos de acelerómetros a saber: pasivos y activos. Los acelerómetros pasivos envían la carga generada por el elemento sensor (puede ser un material piezoeléctrico), y debido a que esta señal es muy pequeña, estos acelerómetros requieren de un amplificador para incrementar la señal. Los acelerómetros activos incluyen circuitos internos para convertir la carga del acelerómetro a una señal de voltaje, pero requieren de una fuente constante de corriente para alimentar el circuito. Las opciones de salida eléctrica dependen del sistema utilizado con los acelerómetros. Las opciones analógicas comunes son voltaje, corriente, y frecuencia. Las opciones digitales son las señales paralelas y seriales [11].

Para la elaboración de esta tesis se ocupó un acelerómetro piezoeléctrico, estos dispositivos miden la aceleración y vibración. La forma de hacerlo es convirtiendo la aceleración de la gravedad o de movimiento, en una señal eléctrica analógica

proporcional a la fuerza aplicada al sistema, o mecanismo sometido a vibración o aceleración. Esta señal analógica indica en tiempo real, la aceleración instantánea del objeto sobre el cual el acelerómetro está montado. Es importante mencionar que al momento de seleccionar un acelerómetro es necesario considerar cinco características principales a saber: rango de medición, rango de frecuencia, precisión, sensibilidad transversal y condiciones ambientales.

Capítulo 3

3 DESARROLLO.

3.1 Descripción del sistema.

Como se mencionó en la descripción del problema, la bisagra está integrada por 7 elementos, los cuales son 2 pernos de sujeción, 1 tapa que cubre la bisagra, 1 resorte, 1 brazo de palanca, 1 pivote y el cuerpo de la bisagra. El funcionamiento de la bisagra es simple, esta se encuentra colocada en la parte superior del refrigerador en donde 2 pernos de sujeción la mantienen fija, en uno de los extremos de la bisagra se encuentra un pivote, aquí es donde se inserta la puerta del refrigerador para que esta pueda oscilar respecto al pivote. Para su protección está cubierta por una tapa de plástico que abarca gran parte de ella, esta se fija a través de un tercer perno sobre la bisagra.

Para realizar el análisis modal debemos inspeccionar los elementos que influyen sobre la bisagra en el momento en que impacta la puerta sobre el marco del gabinete del refrigerador, así como también obtener la fuerza de impacto para realizar el análisis de respuesta en frecuencia. A continuación, se describe cada uno de los elementos de la bisagra y su influencia en el análisis modal.

3.1.1 Resorte.

Los resortes son considerados componentes mecánicos que se caracterizan por absorber deformaciones considerables bajo la acción de una fuerza exterior, volviendo a recuperar su forma inicial cuando cesa la acción de la misma, es decir, presentan una gran elasticidad.

En general, los resortes se pueden clasificar como resortes de alambre, resortes planos o resortes con formas especiales, y existen variaciones dentro de estas divisiones [17]. El resorte que posee la bisagra de estudio cae en la clasificación de resorte de alambre, ya que es un resorte helicoidal de alambre



Figura 3-1 Resorte que posee la bisagra.

redondo, hecho para resistir cargas de tensión, a veces llamado resorte de extensión. En la figura 3.1 se observa este resorte.

Los resortes de extensión requieren algunos medios para transferir la carga desde el soporte hasta el cuerpo del resorte, y en que el cuerpo del resorte se enrolla con una tensión inicial. La transferencia de carga puede hacerse con un tapón roscado o con un gancho giratorio. Se caracterizan por tener un ángulo de inclinación muy pequeño de modo que al estar descargados sus espiras suelen estar en contacto, por lo que el paso de las espiras es igual al diámetro del hilo. En la figura 3.2 podemos observar los dos tipos de espiras que posee el resorte de la bisagra.



Figura 3-2 Identificación de las espiras del resorte de la bisagra.

El material más ampliamente utilizado en la fabricación de este tipo de resortes es el acero, principalmente para pequeños diámetros de alambre, como es el caso. Se emplean aceros de 0,8%C a 0,9%C conformados en frío a partir de alambres pre templados (este tipo de material se denomina “alambre de instrumento musical”) a los que luego de conformados se les aplica un tratamiento térmico de revenido para aliviar las tensiones del pretensado y el conformado del alambre.

El resorte que contiene la bisagra posee las principales características

- Material del alambre: Acero
- Diámetro del alambre (d): 0.14 mm
- Cantidad de espiras (N): 34

Como las espiras del resorte hacen contacto entre si se dice que se *enrolla apretado*. La función principal del resorte de la bisagra es actuar como una pequeña precarga para asegurar que la puerta está cerrada en todo momento, además de que guía el brazo de palanca en su recorrido de apertura y cierre de la puerta. Para colocar el resorte en la bisagra este presentar una elongación mínima, que es la que se traduce como la precarga para abrir la puerta. Su colocación es la siguiente, la espira torcida corta se sujeta al extremo izquierdo de la bisagra en forma de gancho, mientras que la espira de onda completa se sujeta al brazo de palanca de la bisagra, a continuación, se representa de forma gráfica.



Figura 3-3 Colocación del resorte en la bisagra.

La carga que presenta este resorte es de tipo variable ya que esta varía con el tiempo durante los períodos de operación, sus tensiones varían entre un máximo y un mínimo y están expuestos a fatiga. Para el análisis modal no es necesario contemplar la fuerza que ejerce este resorte sobre la bisagra, ya que este tipo de análisis no requiere de ningún tipo de carga. En cambio, para el análisis de respuesta en frecuencia de la bisagra es necesario determinar si se considera la máxima o mínima tensión a la que está sometida la bisagra debido al resorte. Para el caso de estudio de esta tesis la tensión que debemos contemplar es en el momento de impacto de la puerta sobre el gabinete del refrigerador ya que este impacto es el que produce las perturbaciones, en ese momento el resorte presenta la tensión mínima, es decir la precarga. Concluyendo esto, entonces es importante determinar la precarga, es decir la tensión a la que se somete el resorte cuando la puerta se encuentra cerrada.

Para encontrar la fuerza con la que se requiere la elongación del resorte se utilizara un dinamómetro. El procedimiento que se llevó acabo es el siguiente:

1° Primero es importante medir la distancia entre el gancho de la bisagra y el gancho del brazo de palanca para determinar cuánto es lo que se debe elongar el resorte. La distancia que se debe medir se aprecia en la figura 3.4.

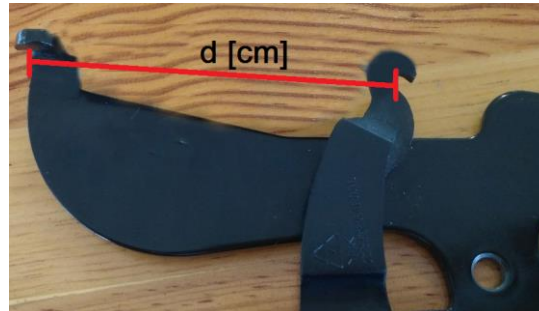


Figura 3-4 Distancia en la que se coloca el resorte de la bisagra.

2° Una vez obtenida la distancia, se debe fijar en una superficie un tornillo y colocar ahí una de las dos espiras torcidas (corta o completa) como se aprecia en la figura 3.5, posteriormente colocar el dinamómetro en el otro extremo del resorte y someterlo a la elongación requerida.

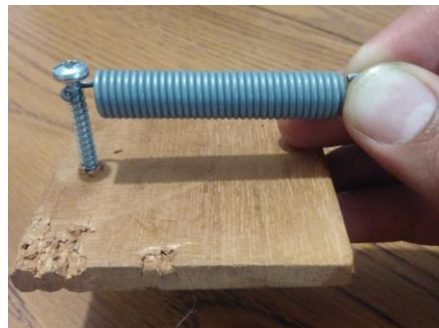


Figura 3-5 “Elongación del resorte de la bisagra”.

RESULTADOS DE LA PRUEBA

Es importante determinar esta fuerza ya que para el análisis de respuesta en frecuencia de la bisagra no es necesario dibujar el resorte, solo basta obtener la fuerza y el punto de aplicación en el que actúa el resorte hacia la bisagra y el brazo de palanca, de esta manera nos ahorramos tiempo en el diseño 3D de la bisagra. El resultado obtenido fue de 10.3 N

3.1.2 Pernos de sujeción.

Sin duda, el tornillo de rosca helicoidal fue un invento mecánico muy importante ya que permitió las uniones no permanentes entre objetos. La bisagra cuenta con dos pernos roscados de cabeza hexagonal, estos dos pernos fungen como un método de sujeción de la bisagra en el refrigerador, además de facilitar el desensamble para propósitos diversos. En la siguiente figura se aprecian los tornillos de sujeción que posee la bisagra.



Figura 3-6 Tornillos de sujeción.

Para el análisis modal y de respuesta en frecuencia no es necesario dibujar los dos pernos de sujeción ya que estos solo tienen la función de fijar la bisagra al refrigerador. Dicho esto, es importante entonces definir en el análisis modal los puntos donde se encuentra fija la bisagra. La ubicación de estos puntos es donde se encuentran los pernos.

3.1.3 Brazo de palanca

Dentro de los elementos que componen la bisagra se encuentra un elemento de plástico que se aprecia como una palanca, su función obedece al principio de brazo palanca, de ahí que se le asignara este nombre. En la figura 3.7 se observa el tipo de diseño que presenta el brazo de palanca de la bisagra.

El brazo de palanca se encarga de elongar el resorte para liberar la puerta y esta se pueda abrir. Este brazo junto con el resorte garantiza que la puerta está cerrada en todo momento, ya que para abrirla se necesita una fuerza que logre elongar al resorte.



Figura 3-7 Brazo.

Para el análisis modal, es necesario definir las características del brazo de palanca, dichas características son su materia y restricciones. Las restricciones que presenta este elemento son simples, ya que en el momento en que se presenta el impacto de la puerta con el marco del gabinete,

este elemento se encuentra fijo, pero con la fuerza de tensión generada por el resorte que se encuentra colocado en el extremo superior del brazo de palanca, justo donde se encuentra el gancho. Además, se debe realizar el dibujo 3D del elemento.

La palanca está hecha de una resina (plástico) que recae en la categoría número 7 según la sociedad de la industria de plásticos (SPI por sus siglas en inglés). Las características de esta resina se pueden observar en la siguiente tabla:

Tabla 3-1 "Clasificación de los plásticos según SPI".

Nombre y Símbolo	Generalidades	Propiedades	Aplicaciones
 PET Polietileno Tereftalato	Posee un color claro, es lavable y no absorbe la humedad	Claridad, ligereza, fuerza/dureza, resistencia física, propiedades térmicas, resistencia química.	Botellas plásticas para bebidas, envases muy transparentes, delgados, verdes o cristal, recipientes de aderezo, medicinas.
 HDPE Polietileno de alta densidad	Posee una gran densidad. Presenta fácil procesamiento y buena resistencia al impacto y a la abrasión. No resiste a fuertes agentes oxidantes como ácido nítrico, ácido sulfúrico.	Poco flexible, resistente a químicos, es resistente a las bajas temperaturas, tiene alta resistencia a la tensión, compresión y tracción. Es Impermeable e Inerte (al contenido), baja reactividad. No tóxico.	Envases para: detergentes, aceites automotores, shampoo, lácteos; Bolsas para supermercados; Envases para pintura, helados, aceites; Tuberías para gas, telefonía, agua potable.
 PVC Cloruro de polivinilo	Además de sus buenas propiedades físicas, el PVC tiene una transparencia excelente, alta resistencia química, resistencia a la humedad, y buenas propiedades eléctricas.	Versatilidad, facilidad de mezclar, fuerza y dureza, la resistencia a grasa y aceites, la resistencia a los químicos, claridad	Empaque de comida, botellas de champú, envases transparentes, semidelgados. Se usa en aislamiento de cables, capas, bolsas de sangre, tubería médica, envases para plomería, tuberías, suelas de zapatos etc.
 LDPE Polietileno de Baja Densidad	Tiene un bajo punto de fusión, es fácil de procesar. Típicamente es usado en la manufactura de películas flexibles.	Suave, flexible, traslucido es resistente a la humedad y fácil de sellar	Bolsas para pan, para alimentos congelados y para dulces, entre otros tipos de bolsas y tapas, también se usa para tubería y otros.

 PP Polipropileno	Es el polímero termoplástico, parcialmente cristalino. Utilizado en una amplia variedad de aplicaciones que incluyen empaques para alimentos.	Tiene menos densidad que el PE-BD. Su temperatura de reblandecimiento es más alta, y es más resistente a altas y a bajas temperaturas. Resistente a solventes químicos	Moldeo por inyección: juguetes, parachoques de automóviles, etc. Moldeo por soplado: recipientes huecos (botellas) Producción de fibras, tanto tejidas (tapetes) como no tejidas. Extrusión: de perfiles, láminas y tubos.
 PS Poliestireno	El PS es un plástico muy versátil que puede ser rígido o formado. Hay dos versiones el expansible o espumado (unicel) y el de cristal.	Generalmente es claro, duro y quebradizo. Es muy poco resistente al vapor de agua, oxígeno y tiene relativamente bajo punto de fusión.	Protección en: empaquetamientos, contenedores, tapas, botellas, bandejas y vasos. Cajas de videocasetes, de compact disc, vasos rígidos, contenedores de comidas rápidas.
 OTHER Otras resinas como ABS, PC, etc.	Este código indica que el empaque en cuestión está hecho de una resina diferente a las seis listadas o de más de una de dichas resinas y que es usado en una combinación de varias capas.	Depende de la resina o combinación de resinas.	Botellas de agua reutilizables, autopartes, hieleras, electrónicos y piezas para empaques.

La resina que se utilizó entonces para la elaboración del brazo de palanca es Poliamida (PA) que recae dentro de la clasificación número 7 según SPI. Este tipo de resina también es conocida como Nylon que es un polímero termoplástico y semi-cristalino. Se distinguen dos tipos, poliamidas estructuradas a partir de un solo material de partida (p. ej. PA 6) y poliamidas estructuradas a partir de 2 materiales de partida (p. ej. PA 66). Las poliamidas poseen un magnífico cuadro de propiedades mecánicas, una tenacidad muy elevada y unas excelentes características de deslizamiento y resistencia al desgaste.

Debido a que no es posible saber con exactitud con qué tipo de poliamida esta hecho el brazo de palanca, ya que no nos fue proporcionado ese dato, debemos investigar

acerca de las características de cada uno y al final determinar cuál es el que se asemeja más al del brazo de palanca.

Propiedades de la poliamida.

A continuación, se presenta una tabla donde se aprecian las características que comparten los dos tipos de poliamidas [18], así como también las características particulares de cada uno.

Tabla 3-2 "Diferencia y Semejanza entre poliamidas".

Poliamida de un solo material	Poliamida de 2 o más materiales
• Buenas propiedades de deslizamiento • Compacto y duro • Aislante eléctrico • Amortiguación y resistencia al impacto • Buena tenacidad a temperaturas bajas • Buena resistencia a la abrasión • Resistencia a la fatiga • Fácil de mecanizar	• Más duro y rígido que la poliamida de un material • Resistente a la intemperie • Buena estabilidad dimensional • Buena resistencia ante la deformación por el calor • Estabilidad térmica
• Resistencia al desgaste • Buena mecanización • Material soldable y adhesivo	

Con lo anterior se concluye que el brazo de palanca se fabricó de una poliamida estructurada de dos materiales, ya que el brazo de palanca debe ser muy duro y rígido para poder elongar al resorte, así como también poseer una estabilidad térmica adecuada ya que en el ambiente de trabajo en el que se encuentra es propenso a sufrir un aumento de la temperatura.

Por último, se eligió la poliamida estructurada PA 66 ya que es una resina con una densidad de 1.14 g/cm^3 , se eligió esta resina ya que tiene una de las densidades más bajas, por lo que es la ideal para la pieza del brazo de palanca además de que es una resina que comúnmente se utiliza en el proceso de inyección de plástico. Este proceso también es importante mencionar ya que el brazo de palanca cuenta con diferentes puntos de inyección lo que indica que fue creada por este proceso. A continuación, se presenta una tabla en donde se resaltan las propiedades más importantes para el trabajo de la poliamida 66 [18].

Tabla 3-3 "Propiedades de la poliamida 66".

POLIAMIDA 66		
Propiedades Físicas	Valor	Unidad
Densidad	1.14	g/cm^3
Propiedades Mecánicas	Valor	Unidad
Módulo de Young	3450	MPa
Resistencia a la tracción	90	MPa
Relación de Poisson	0.4 - 0.42	-----

3.1.4 Cuerpo de la bisagra

La estructura que presenta la bisagra superior del refrigerador tiene una geometría particular, muy diferente a la mayoría de los refrigeradores convencionales. Su geometría se aprecia en la figura 3.8. Esta bisagra puede llegar a ser compatible con 37 refrigeradores distintos de la misma compañía.

Para el análisis modal, al igual que el brazo de palanca se deben definir las características de la bisagra, primordialmente su material y el diseño en 3D de su geometría.



Figura 3-8 Cuerpo de la bisagra.

Debido a que el diseño y elaboración de la bisagra pertenecen a una empresa en específico, esta empresa solo otorgo una propiedad característica de la bisagra. La propiedad fue que el material con la que se elaboró la bisagra es de acero inoxidable con una densidad igual a $7.93 \frac{g}{cm^3}$

Con esta única propiedad no es posible caracterizar al cuerpo de la bisagra para el programa que se utilizara para realizar el análisis. Por lo menos se debe conocer la propiedad del Módulo de Young, así como también el módulo de rigidez a corte, aunque si no es posible conocer este módulo, se puede introducir el número de Poisson y el programa podrá calcular el módulo de corte. Por lo tanto, solo es necesario conocer dos de las tres propiedades anteriores. El programa se apoya de la siguiente ecuación para determinar la tercera propiedad.

$$E = 2(1 + \nu)G \dots \dots \dots (3.1)$$

Donde, E es el módulo de Young, ν es el número de Poisson y G el módulo de corte. Es importante tomar las siguientes consideraciones:

- La densidad se usa para calcular automáticamente la masa de todos los elementos estructurales.
- Si E y ν están en blanco, a ambos se les da el valor 0.0.
- Si G y ν están en blanco, a ambos se les da el valor 0.0.
- Los datos no permitidos se definen como:

$$E < 0.0$$

$$G < 0.0$$

$$\nu > 0.5$$

$$\nu < -1.0$$

$$\left| 1 - \frac{E}{2(1 + \nu)G} \right| > 0.01$$

- Se recomienda encarecidamente que solo se introduzcan dos de los tres valores E , G y ν .
- Se emite una advertencia si $\nu < 0.0$

Los aceros inoxidables se clasifican en cinco familias diferentes, de las cuales 4 corresponden a las particulares estructuras cristalinas formadas en la aleación: austenítica, ferrita, martensítica y dúplex (austenítica más ferrita); mientras que la quinta familia son las aleaciones endurecidas por precipitado. A continuación, se presenta una tabla en donde se ilustran la clasificación del acero según su clase y la clasificación AISI (*American Iron and Steel Institute*).

Tabla 3-4 "Clasificación del acero".

Clase	Clasificación AISI	Ejemplos de especificaciones
I Martensíticos	Serie 400	410, 420, 431
II Ferríticos		409, 430, 434
III Austeníticos	Series 200 y 300	304, 304L, 321
IV Dúplex	Se usa el nombre comercial	329, 2205
V Endurecidos por precipitación		17-4 PH, 15-5 PH, 17-7 PH, 15-7 PH

Con la densidad que fue proporcionada por la empresa, fue posible buscar una semejanza con los diferentes aceros inoxidable para obtener las propiedades que hacen falta para el análisis modal. Después de dicha investigación se encontró que el acero empleado para fabricar el cuerpo de la bisagra superior del refrigerador es un acero inoxidable austenítico.

Este tipo de aceros son muy usados por su excelente formabilidad y elevada resistencia a la corrosión. Como su nombre lo indica, tienen configuración metalográfica austenítica. Esta estructura cristalina es cúbica centrada en las caras (fcc). Esta familia de aceros se obtiene adicionando elementos formadores de austenita, tales como níquel, manganeso y nitrógeno. El contenido de cromo generalmente varía del 16 al 26% y su contenido de carbono se mantiene siempre muy bajo, en el rango de 0.03 a 0.08%

Los aceros austeníticos se dividen en dos categorías. Serie 300 AISI cromo-níquel y Serie 200 AISI cromo-manganeso-nitrógeno. El acero que se utilizó para la bisagra recae dentro de la serie 300, específicamente 304, es decir AISI 304. En la siguiente tabla se presentan las características generales de este tipo de acero inoxidable [19] [20].

Tabla 3-5 "Propiedades del acero inoxidable AISI 304".

Acero inoxidable AISI 304		
Propiedades Físicas	Valor	Unidad
Densidad	7.93	<i>g/cm³</i>
Propiedades Mecánicas	Valor	Unidad
Módulo de Young	190-210	<i>GPa</i>
Resistencia a la tracción	460-1100	<i>MPa</i>
Relación de Poisson	0.3-0.31	----
Módulo de rigidez	70.3	<i>KN/mm²</i>

3.1.5 Tapa

Cuando la bisagra se fija sobre la superficie superior del refrigerador, esta se cubre con una tapa de plástico para protegerla, en la figura 3.9 se aprecia la tapa de plástico. En este trabajo la tapa no es un elemento representativo del análisis por lo que su estudio no es de interés. Solo se mencionará que está hecha de Poliestireno de Alto Impacto.



Figura 3-9 Tapa para cubrir la bisagra.

3.1.6 Pivote

El pivote es una pieza en la que se inserta o se apoya otra pieza para que esta pueda girar u oscilar respecto al pivote. En el caso de la bisagra existe un pivote que permite la unión del brazo de palanca con el cuerpo de la bisagra, este pivote sirve para que el brazo de palanca pueda girar y elongar al resorte de precarga que posee la bisagra. Para la elaboración del análisis modal y de respuesta en frecuencia, esta pieza no juega un papel tan importante, ya que los análisis que se efectuaran sobre la bisagra serán estáticos, con lo que el pivote solo jugara el papel de ser un conector entre la bisagra y el brazo de palanca.

3.2 Ciclo de apertura y cierre de la puerta del refrigerador

Una vez definidas las características de la bisagra y sus elementos, es momento de analizar el ciclo de apertura y cierre de la puerta. El momento más crítico que presenta la bisagra en el ciclo de apertura y cierre de la puerta, es cuando esta se cierra, ya que la mayoría de los usuarios da un pequeño “empujón” a la puerta para cerrarla, este pequeño empujón es una fuerza que perturba al sistema provocando que se genere un impacto con el gabinete del refrigerador, esto a su vez crea las perturbaciones con las que tiene que lidiar la bisagra.

Por lo tanto, es determinante conocer la fuerza de impacto entre la puerta y el gabinete del refrigerador. Para conocer esta fuerza se recurre al concepto mencionado en el marco teórico, es decir, la ecuación de “Principio de impulso y momento angular”, ya que como se mencionó con anterioridad, esta ecuación ayuda

a resolver problemas que tengan que ver con fuerza, tiempo y velocidad. Ya que en nuestro ciclo de apertura y cierre de la puerta se presenta los parámetros de velocidad y tiempo, es posible entonces obtener la fuerza con la que impacta la puerta.

Para lograr entonces obtener la fuerza de impacto, es necesario conocer la velocidad angular que adquiere la puerta en el momento que el usuario cierra la puerta, también el tiempo que transcurre desde que el usuario toca la puerta hasta el momento en el que la puerta choca contra el gabinete del refrigerador, así como también el momento de inercia de la puerta. Posteriormente, obteniendo la fuerza de impacto junto con las propiedades de los materiales de la bisagra, se introducirán en el programa de elementos finitos para proceder con el análisis modal y el análisis de respuesta en frecuencia.

3.2.1 Velocidad angular de la puerta del refrigerador

Conocer la velocidad que adquiere la puerta del refrigerador al momento que algún usuario quiere cerrar la puerta no es tarea fácil, podría pensarse en usar un velocímetro o tacómetro, pero debido a que la puerta no realiza un giro completo sobre la bisagra se descarta este tipo de instrumento, otro instrumento que se utiliza para medir velocidad es el anemómetro, pero su uso es para algún tipo de fluido por lo que tampoco es una opción viable.

Por lo tanto, se recurre a la teoría básica vista durante la carrera de ingeniería mecánica, es decir, sabemos que la velocidad es el desplazamiento de un objeto en un intervalo de tiempo, por tanto, la velocidad es una cantidad vectorial que requiere de una magnitud con unidades de medida y una dirección para referirnos a ella. La magnitud de la velocidad es la rapidez del objeto. También se sabe que la aceleración es la variación de la velocidad de un objeto por unidad de tiempo. De ello se deduce que un objeto se acelera si cambia su celeridad (la magnitud de la velocidad), su dirección de movimiento, o ambas cosas. Matemáticamente la velocidad se describe como:

$$v = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta x}{\Delta t} \dots \dots \dots (3.1)$$

Donde Δt representa los intervalos de tiempo y Δx representa los desplazamientos, observando que el límite del cociente es igual, por definición, a la derivada de x con respecto a t , se escribe:

$$v = \frac{dx}{dt} \dots \dots \dots (3.2)$$

Por lo tanto, la aceleración se escribe de la siguiente forma

$$a = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta v}{\Delta t} \dots \dots \dots (3.3)$$

El límite del cociente, el cual es por definición la derivada de v con respecto a t , mide la razón de cambio de la velocidad. Se escribe

$$a = \frac{dv}{dt} \dots \dots \dots (3.4)$$

Con esto es evidente que la aceleración está íntimamente ligada con la velocidad, observando la ecuación anterior sabemos que si tenemos la aceleración y el tiempo podemos obtener la velocidad, ya que solo bastaría integrar la ecuación anterior. Obtener la aceleración de la puerta es una tarea más sencilla ya que existen instrumentos que nos ayudan a conocer la aceleración que experimentan los objetos en diferentes circunstancias. Dichos instrumentos son los llamados acelerómetros de los cuales nos referimos a continuación.

3.3 Obtención de la aceleración de la puerta.

Con la explicación anterior sobre lo que es y cómo funciona un acelerómetro, es momento de explicar cómo se realiza la prueba que nos ayude a obtener la aceleración buscada. Para utilizar el acelerómetro primero debemos saber en qué lugar debemos colocarlo y tener en cuenta cómo quedará el sistema de referencia, ya que el acelerómetro que se ocupara es tri-axial lo que nos arrojará aceleraciones en los diferentes ejes coordenados. Por lo tanto, se debe realizar un experimento previo. El experimento consiste en encontrar el centro de masa de la puerta. El centro de masa representa el punto donde las fuerzas de la gravedad convergen dentro de un objeto, también es el punto en el cual, al aplicar una fuerza, el objeto se moverá eficazmente.

Sabemos que la puerta del refrigerador está integrada por muchas partículas, sobre cada una de estas partículas pueden existir las aplicaciones de fuerzas, y de acuerdo a la segunda ley de Newton la suma de todas ellas nos dará la fuerza resultante externa. Así, las fuerzas resultantes están dadas por la suma de todas las masas que se multiplican por sus respectivas aceleraciones. La suma de las masas nos dará la masa total del objeto, y la suma de aceleraciones nos dará la máxima aceleración. Para los propósitos de los cálculos, podemos tratar un objeto de forma compleja como si toda su masa estuviera concentrada en un objeto pequeñito (diferencial de volumen) ubicado en el centro de masa. Este objeto se denomina masa *puntual*.

Por lo tanto, es fundamental ubicar el centro de masa de la puerta para analizar la puerta como una partícula. Una vez ubicado el centro de gravedad, ahí se colocará el acelerómetro debido a que este punto pasa por la línea de acción de la fuerza.

3.3.1 Ubicación del centro de masa de la puerta del refrigerador.

Para ubicar el centro de masa de la puerta solo basta encontrar el centroide de la puerta ya que este se encuentra en el mismo campo gravitatorio por lo que coincide con el centro de masa de la puerta. Existen diferentes métodos experimentales, numéricos y gráficos para obtener el centroide de un objeto, en este caso, el centroide de la puerta del refrigerador ya había sido encontrado a través de un método experimental en un trabajo previo titulado “Diseño de un sistema de detección de fallas en electrodomésticos”, en el cual ocupan el mismo modelo y configuración del refrigerador.

El experimento consistió en desmontar la puerta del refrigerador, para después colgarla de cualquiera de sus vértices o aristas, posteriormente se colocó una plomada sobre la línea de acción de la fuerza de gravedad, es decir, paralela al arnés que sostenía la puerta, para finalizar se



Figura 3-10 Obtención del centroide de la puerta del refrigerador.

marcó con un plumón la trayectoria del hilo de la plomada sobre la puerta. Esto se realizó dos o más veces sobre distintas aristas o vértices de la puerta, para lograr observar que todas las líneas creadas por la plomada coincidieran en un punto, el cual es el centroide de la puerta. En la figura 3.10 se observa una representación de cómo se colgó la plomada en diferentes partes de la puerta. El centroide de la puerta que obtuvieron en [3] es el que se muestra en la figura 3.11.

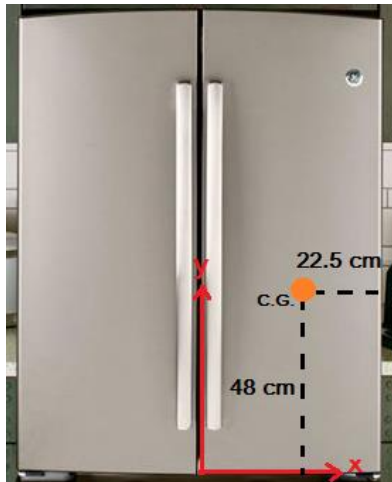


Figura 3-11 Centroide de la puerta.

3.3.2 Colocación del acelerómetro sobre la puerta y metodología para la obtención de la aceleración.

Una vez ubicado el centroide de la puerta, se debe realizar una metodología que indique los pasos para obtener la aceleración de la puerta. Dicha metodología se describe a continuación:

OBJETIVO

- ° Determinar la aceleración que adquiere la puerta del refrigerador por medio de un acelerómetro cuando algún usuario intenta cerrarla.
- ° Obtener la velocidad de la puerta a partir de la gráfica de aceleración que nos arroja el acelerómetro.

MATERIALES E INSTRUMENTOS

- Acelerómetro biaxial o triaxial

- Refrigerador GNS23GMHES
- Computadora
- Distintas cargas
- 2 cables coaxiales BNC
- Báscula

METODOLOGÍA

- 1) Para realizar esta prueba, es importante primero conocer el centro de gravedad de la puerta. Una vez ubicado el centro de gravedad, ahí se colocará el acelerómetro debido a que este punto pasa por la línea de acción de la fuerza, en la figura 3.12 se observa la ubicación del acelerómetro. La colocación del acelerómetro es lo más sencillo, ya que este cuenta con un imán que se adhiere fácilmente a la superficie de la puerta.



Figura 3-12 Colocación del acelerómetro.

- 2) El siguiente paso es identificar el sistema de referencia que posee el acelerómetro y como queda situado después de ser colocado en la puerta, esto se hace para identificar en que eje coordenado se encuentra la aceleración buscada.



Figura 3-13 Sistema de referencia que posee el acelerómetro.

En la figura 3.13 se puede observar el sistema de referencia del acelerómetro triaxial, cuando se coloca sobre la puerta del refrigerador. El sistema de referencia gira 360° sobre el eje x de acuerdo a la figura 3.13, esto se debe a que el cable de conexión que comunica al sensor con la computadora debe estar situado de una manera que no interfiera con la prueba, en la siguiente figura se muestra cómo se colocó el sensor y como quedaron orientados sus ejes coordenados. Según la figura 3.14 el eje que nos interesa medir la aceleración es el eje Z debido a que sobre ese eje Y la puerta gira.



Figura 3-14 Colocación del sensor sobre la puerta del refrigerador.

- 3) Para realizar la prueba se escogieron 2 sujetos, hombre y mujer promedios. Según la infografía realizada por el INEGI (Instituto Nacional de Estadística y Geografía) en el año 2015 [21], el mexicano promedio tiene una edad de 26 años, con una estatura de 1.64 metros y un peso de 74 kilogramos, en cuanto

a la mexicana posee la misma edad con una estatura de 1.58 metros y un peso de 68 kilogramos.

- 4) Una vez seleccionados los sujetos que realizarán la prueba, se procederá a conectar el sensor a la computadora, para la adquisición de datos, esto se logra a través de un cable con entrada tipo USB, una se introduce en el puerto de la computadora y el otro extremo del cable en el puerto del acelerómetro. Posteriormente se abrirá la interfaz en la que el sensor se controla y se elegirá una tasa de muestreo de 1000 Hz.
- 5) La prueba se realizará de 3 maneras diferentes, obedeciendo a la misma metodología en cada una de ellas. La metodología consiste en los siguientes pasos:
 - 1) Abrir la puerta del refrigerador a 160°, es decir la abertura máxima de la puerta del refrigerador.
 - 2) Colocar dentro de la puerta diferentes libros para simular el peso de los alimentos. La distribución de carga se menciona en las figuras 3.15, 3.16 y 3.17.
 - 3) Iniciar con la adquisición de datos y esperar 1 segundo, para que el sensor se estabilice.
 - 4) Posteriormente se les pedirá a los sujetos que cierren la puerta del refrigerador de manera que le impriman una fuerza a la puerta que ellos crean suficiente para que esta pueda cerrarse.
 - 5) Una vez que la puerta quede completamente cerrada se finalizara con la adquisición de datos.
 - 6) Esta metodología se realizará 3 veces en cada prueba para cada sujeto.

Prueba 1: Sin carga alguna en la puerta.

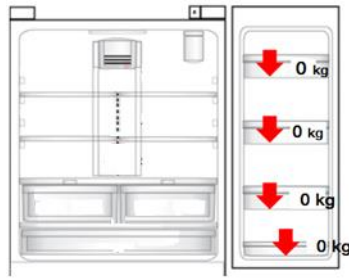


Figura 3-15 Distribución de cargas en la puerta para la prueba 1.

Prueba 2: Con el 50% de la carga máxima que determina el fabricante

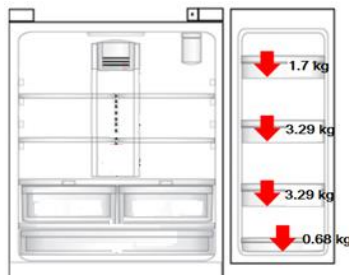


Figura 3-16 Distribución de cargas en la puerta para la prueba 2.

Prueba 3 Con el 100% de la carga máxima que determina el fabricante.

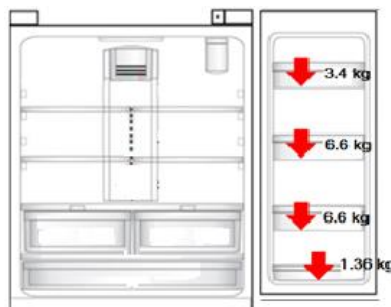


Figura 3-17 Distribución de cargas en la puerta para la prueba 3.

Cabe destacar que cada usuario aplica una fuerza distinta a la puerta del refrigerador para cerrarla, por lo que la prueba se enfocara en aquellos resultados donde se presente una mayor aceleración en la puerta, ya que esto nos indica las peores condiciones a las que puede estar sometida una bisagra.

3.3.3 Resultados obtenidos.

Después de haber finalizado con las pruebas se obtuvieron 18 gráficas que muestran las aceleraciones que presenta la puerta en los 3 ejes coordenados, de las cuales 9 son de la mujer promedio y 9 del hombre promedio en México. Como se mencionó en el párrafo anterior, la fuerza con la que se impulsó la puerta depende mucho del usuario por lo que esta prueba no está normalizada, el interés de realizar la prueba solo es con el motivo de observar cual es la mayor aceleración que se presenta en la puerta del refrigerador debido al impacto contra el gabinete. A continuación, se presenta una gráfica obtenida a partir de las pruebas.

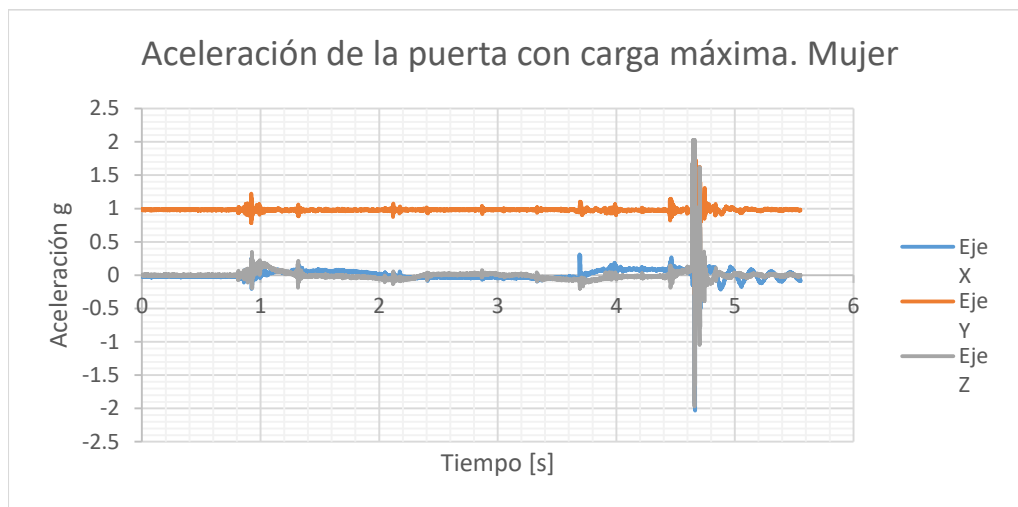


Figura 3-18 Comportamiento de la aceleración de la puerta en los tres ejes coordenados, cuando se encuentra llena.

La figura 3.18 muestra el resultado de una de las pruebas realizadas. Tal prueba se refiere a someter la puerta a su máxima carga permitida y realizar el cierre de esta. En esta gráfica podemos observar la aceleración en los tres ejes coordenados según el sistema de referencia del acelerómetro. Analizándola con detenimiento observamos que en el primer segundo no existe ninguna aceleración ya que este es el periodo de tiempo que se destinó para que el acelerómetro se estabilizará; Posteriormente se observa como empieza a existir una aceleración debido al contacto del usuario con la puerta. Más adelante aproximadamente en el tiempo de 1.313 segundos observamos un aumento de la aceleración esto es debido a que el usuario empieza a proporcionar una fuerza a la puerta, posteriormente a este tiempo se

observan las aceleraciones que se presentan en el recorrido de la puerta hacia el gabinete del refrigerador, no es hasta el tiempo aproximado de 4.663 segundos que la puerta se impacta contra el marco del gabinete, esto se deduce ya que se presenta la máxima aceleración en la gráfica, especialmente en el eje Z que es el eje sobre el cual se mueve la puerta.

Respecto al eje Y, este comienza sus aceleraciones en el valor de 1 g ya que en este eje se encuentra la aceleración gravitatoria de la tierra, este eje al igual que el eje X no representa ninguna importancia para la elaboración de esta tesis, ya que el objetivo de esta prueba es identificar la aceleración sobre el eje en el que se mueve la puerta del refrigerador, para poder obtener la velocidad que adquiere la puerta ya que es un parámetro que es necesario para hacer el cálculo de la fuerza con la que impacta la puerta contra el gabinete del refrigerador. Estas consideraciones se aplican a cada una de las 18 gráficas que se obtuvieron.

Por lo tanto, para cada prueba realizada se escogió una sola gráfica entre ambos sujetos, en la que se observara la mayor aceleración que presentara la puerta en el eje Z, ya que esto nos quiere decir que el impacto fue mayor, lo que necesitamos para encontrar las condiciones más severas a la que está sometida la bisagra del refrigerador. Las tres gráficas seleccionadas son las siguientes para cada prueba:

1° Apertura y cierre de la puerta cuando no presenta ninguna carga la puerta:

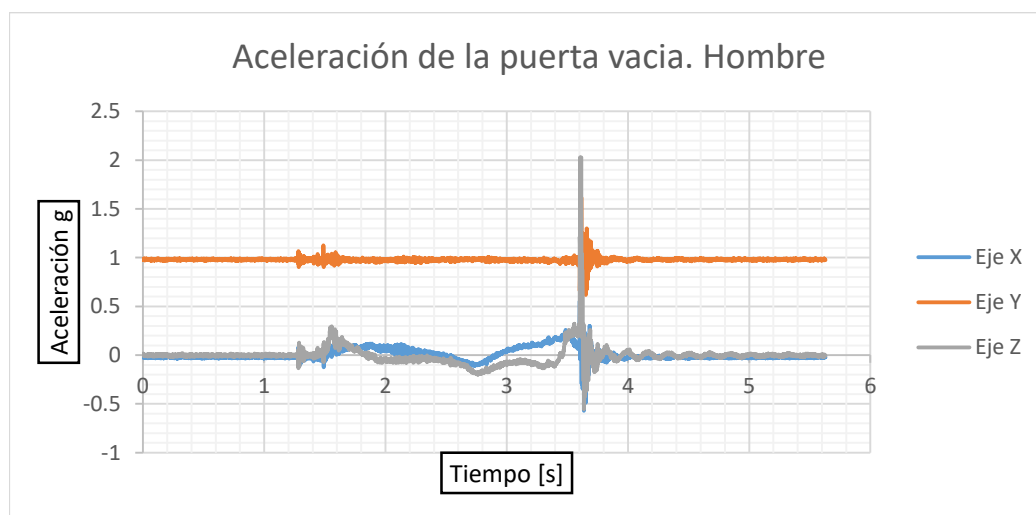


Figura 3-19 Aceleración presentada en la puerta del refrigerador cuando se encuentra vacía.

Las pruebas realizadas por los dos sujetos arrojaron que la mayor aceleración que presenta la puerta en el ciclo de apertura y cierre cuando lo realiza una mujer es de 1.821 g mientras que para el hombre la puerta adquiere una aceleración de 2.03 g . Obteniendo estos resultados se concluye que la gráfica que se utilizará para sacar la velocidad de puerta cuando no existe carga alguna es la del hombre, esta gráfica se puede observar en la figura 3.19

2° Apertura y cierre de la puerta cuando la puerta presenta el 50% de la carga máxima soportada:

Para la segunda prueba las cosas cambiaron ya que la mayor aceleración se obtuvo de la mujer con un valor de 2.03 g mientras que el hombre apenas logró 1.023 g . En la siguiente figura podemos observar el grafico que se obtuvo de la prueba realizada por la mujer.

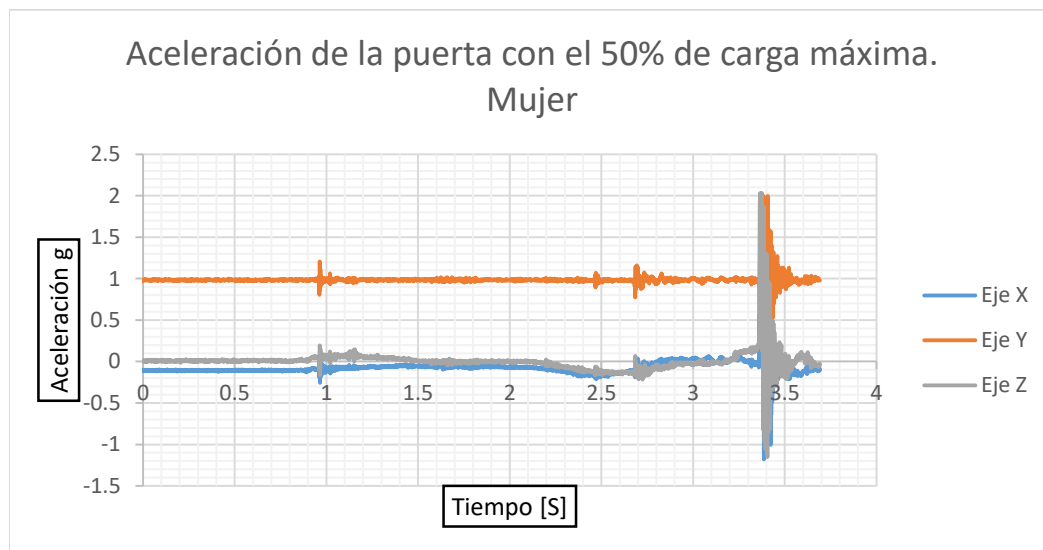


Figura 3-20 Aceleración presentada en la puerta del refrigerador cuando está tiene el 50% de la carga máxima.

3° Apertura y cierre de la puerta cuando la puerta presenta la carga máxima:

En esta prueba la mayor aceleración que se presentó fue de 2.030273 g y fue realizada por ambos sujetos, es decir hombre y mujer impulsaron la puerta con la misma fuerza, lo que nos lleva a concluir que en la mayor parte del tiempo la puerta y la bisagra estarán sometidas a las mismas condiciones sin importar el sexo del usuario. El valor de 2.03027 g nunca se rebasó debido a que el brazo de palanca

limita el giro de la puerta del refrigerador, ya que es este elemento es quien primero hace contacto con la puerta. El giro lo limita debido a que posee en su extremo una rueda de desplazamiento que logra atenuar la aceleración que se le aplicó a la puerta en el momento de cerrarla. Las gráficas obtenidas por ambos sujetos son las figuras 3.18 y 3.21

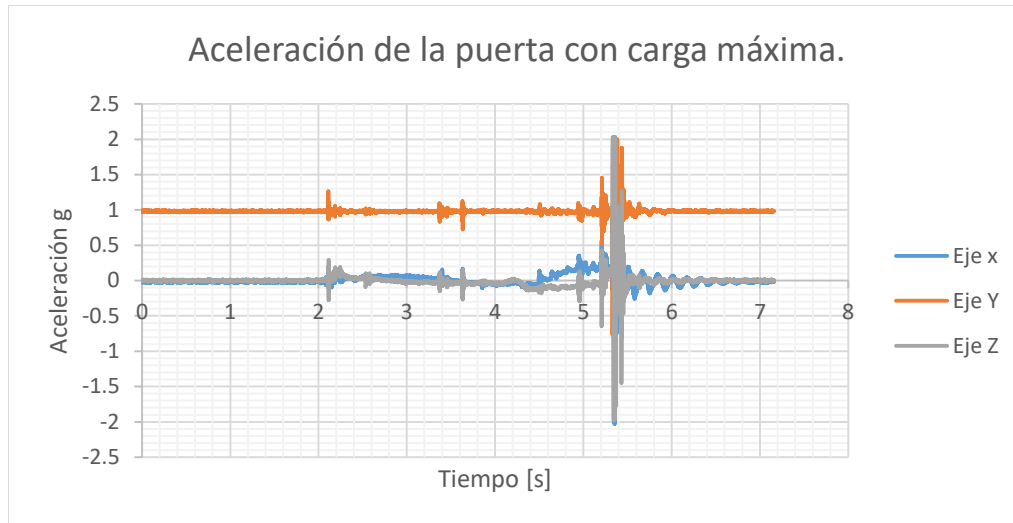


Figura 3-21 Aceleración presentada en la puerta del refrigerador cuando contiene la carga máxima.

Un hecho importante que se debe resaltar sobre esta prueba es que la puerta nunca cerró completamente con la fuerza aplicada por los usuarios, lo que ocurría es que la puerta impactaba contra el marco del gabinete con tal magnitud que el choque generaba una fuerza capaz de vencer la precarga de la bisagra y permanecer abierta. En la figura 3.22 se aprecia como la puerta no está completamente cerrada.



Figura 3-22 Resultado de la puerta después del impacto.

Otro aspecto considerable que ocurrió al realizar la prueba es que la puerta no se mantuvo estable debido al peso que soportaba, lo que ocasionaba que se ladeara, esto se comprobó con la ayuda del instrumento nivel de burbuja (figura 3.23), aunque pareciera que es poco lo que la puerta se ladeo, esto representa un esfuerzo adicional para la bisagra en la parte del pivote donde se inserta la puerta del refrigerador.

Una vez que hemos seleccionado las 3 gráficas más destacables de la prueba según nuestro objetivo, lo siguiente es aplicar un filtro que nos ayude a obtener una gráfica más limpia, para realizar los cálculos de forma correcta.



Figura 3-23 *Apreciación de la puerta ladeada.*

3.3.4 Filtro aplicado a las gráficas de aceleración.

La definición más general de un filtro es todo aquel proceso que altera la naturaleza de una señal de una forma o de otra. Un filtro es un proceso computacional o algoritmo mediante el cual una señal digital (secuencias de muestras) es transformada en una segunda secuencias de muestras o señal digital de salida, constituyen la base del procesamiento de señal, que puede aplicarse a señales de todo tipo (sonidos, imágenes, video, vibraciones sísmicas etc.) [22].

Para realizar el filtro de las señales obtenidas se ocupó el programa Matlab®, en el cual se escribió un código que permitiera recoger los datos obtenidos de las pruebas para posteriormente realizar el proceso de filtrado y así obtener nuestras gráficas correspondientes. El código se describe en el Apéndice 1.

Antes de aplicar el filtro a cada una de nuestras tres gráficas de aceleración, debemos recordar que solo necesitamos el comportamiento de la aceleración en el eje Z, por

lo que las demás aceleraciones debemos eliminarlas del gráfico. Las siguientes figuras muestran dos gráficos en cada una, estos describen la aceleración de la puerta en el eje Z cuando se sometió a las diferentes pruebas propuestas. En la primera gráfica de todas las figuras es apreciable la señal original que registró el sensor (en rojo), y encima de ella se encuentra una segunda señal que corresponde a la señal original después del filtro. Para una mejor apreciación, en el segundo gráfico se muestra la señal después del filtro. A continuación, se muestran las figuras para cada caso:

1° Apertura y cierre de la puerta cuando no presenta ninguna carga la puerta:

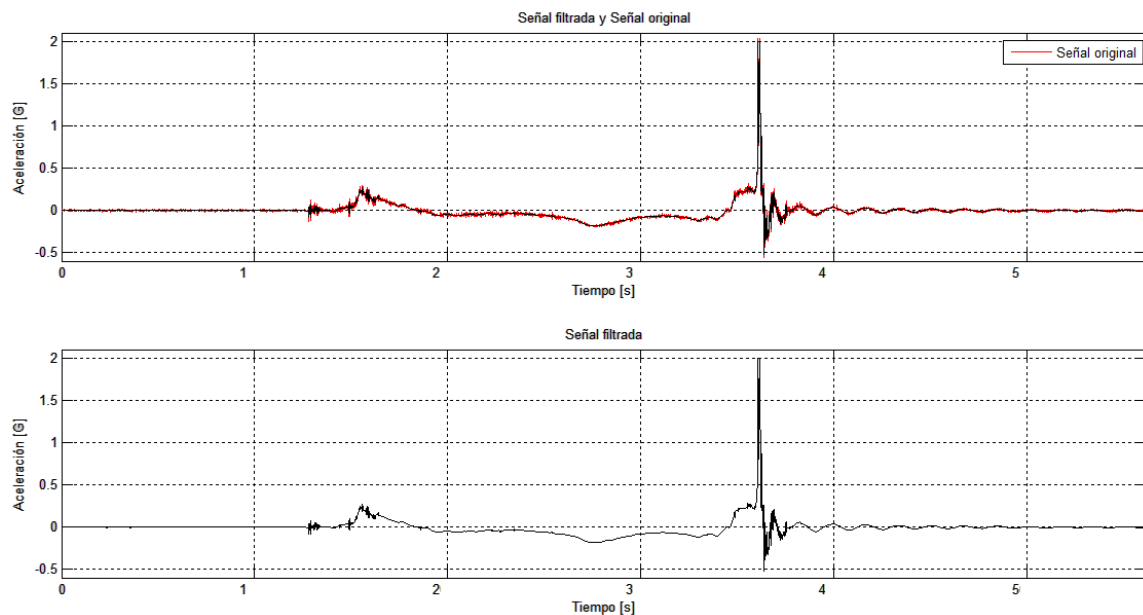


Figura 3-24 Aceleración en el eje Z, cuando la puerta se encuentra vacía.

En la figura 3.24 observamos la gráfica de la aceleración en el eje coordenado z de la puerta, si acercamos la primera gráfica y nos enfocamos en el punto de interés, es decir donde se encuentra la mayor aceleración para observar el valor real que se debe utilizar tenemos lo siguiente:

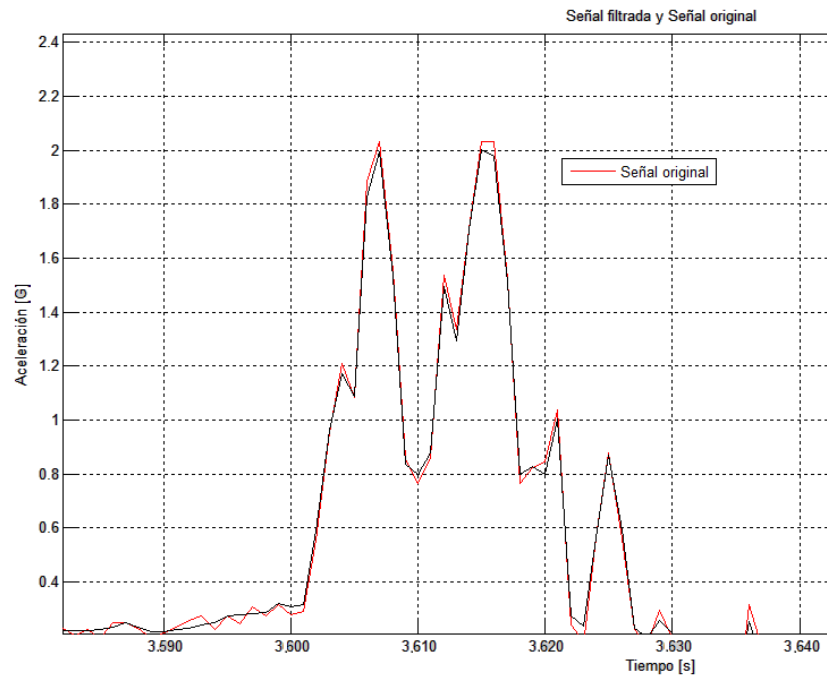


Figura 3-25 *Detalle de la figura 3.24.*

En la figura 3.25 podemos apreciar que la señal sí contenía ruido en el punto de interés, por lo que el valor de la aceleración de que se obtuvo al principio de 2.03 g queda descartado obedeciendo al nuevo valor de 2.002 g.

2° Apertura y cierre de la puerta cuando la puerta presenta el 50% de la carga máxima soportada

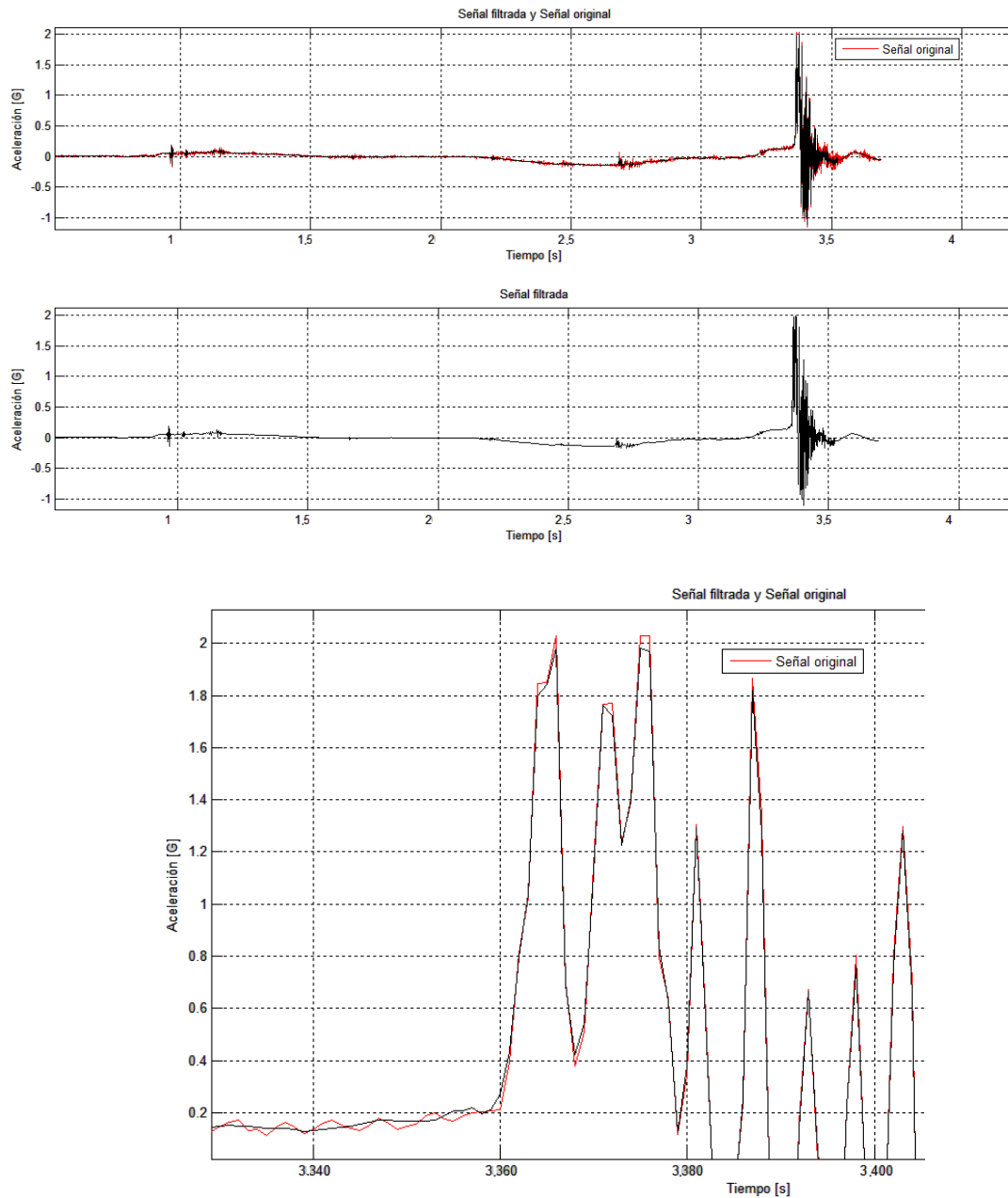


Figura 3-26 Aceleración en el eje Z, puerta con el 50% del peso máximo.

En la figura 3.26 observamos que también existía ruido en nuestra señal original por lo que el valor de 2.03 g queda nuevamente descartado, se toma en cuenta el valor de 1.982 g.

3° Apertura y cierre de la puerta cuando la puerta presenta la carga máxima

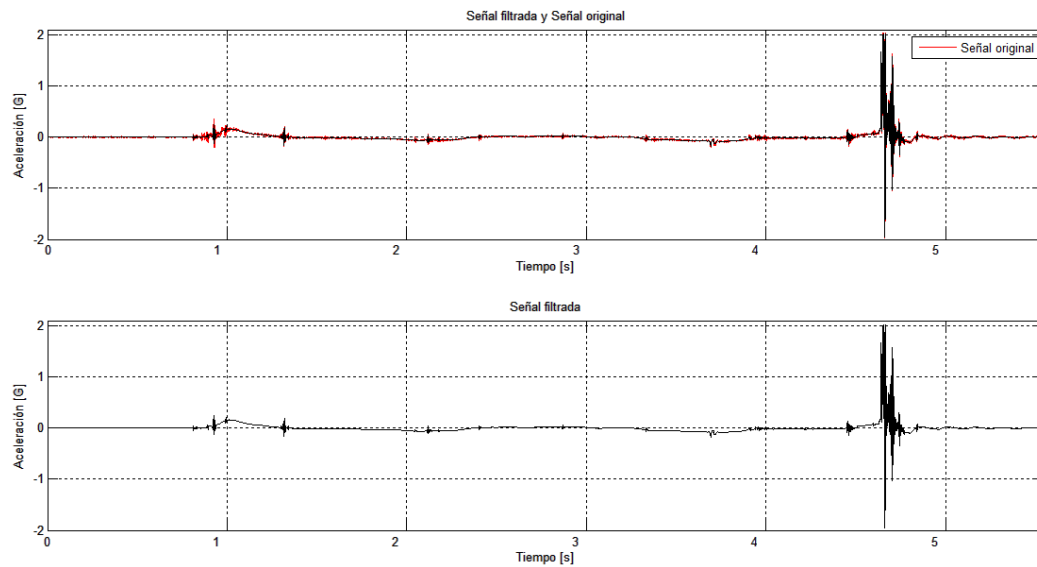


Figura 3-28 Aceleración en el eje Z, puerta con el 100% del peso máximo soportado.

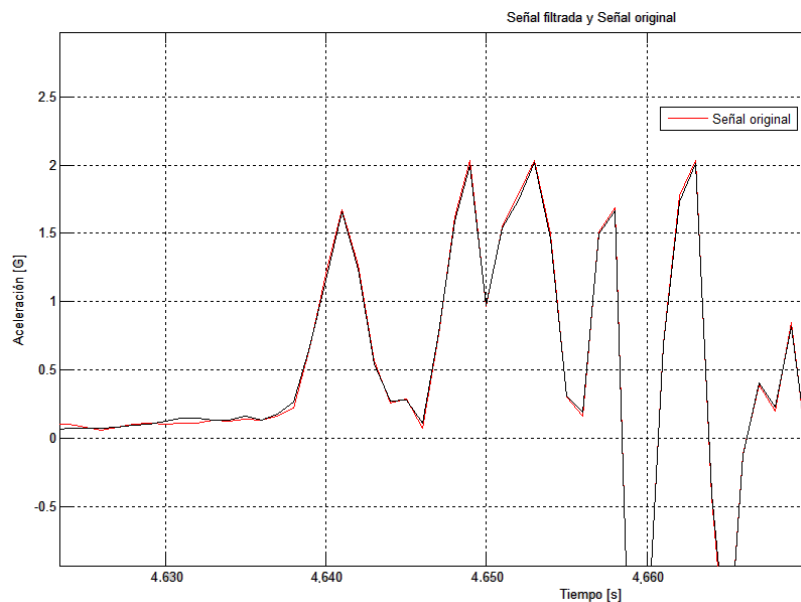


Figura 3-27 Acercamiento de la figura 3.28, en el punto de interés.

En la figura 3.27 se observa que también existió ruido durante la prueba al igual que en las dos pruebas anteriores, aunque en esta prueba el ruido fue menor, comparado con las de las pruebas anteriores no es posible despreciarlo. El resultado entonces fue una aceleración de 2.019 g que es un valor menor que 2.03027 g que fue la aceleración obtenida antes de filtrar la gráfica.

Una vez aplicado el filtro a cada una de las tres gráficas lo siguiente es integrarlas para lograr obtener la velocidad al momento del impacto de la puerta.

3.4 Obtención de la velocidad de la puerta del refrigerador en el momento del impacto.

Una vez obtenida la gráfica de aceleración de la puerta y haber aplicado un filtro a esta gráfica, es momento para integrarla y pasar de una gráfica de aceleración a una gráfica de velocidad, ya que este es un parámetro necesario para poder calcular la fuerza de impacto que se produce entre la puerta y el gabinete del refrigerador.

Para poder integrar las gráficas de las aceleraciones se recurrió nuevamente al programa de Matlab®, debido a que necesitamos integrar un conjunto de datos discretos. El código se describe en el apéndice 1.

Antes de aplicar la integración a cada una de las 3 gráficas filtradas, se debe considerar que una unidad g es igual a 9.81 m/s^2 , por lo tanto, se debe multiplicar cada valor obtenido en la unidad g por 9.81. Una vez realizado este pasó, se enfocará el intervalo donde se encuentre la aceleración máxima obtenida, con el objetivo de integrar ese rango de valores y obtener las velocidades respectivamente; se obtiene lo siguiente para cada caso:

1° Apertura y cierre de la puerta cuando no presenta ninguna carga la puerta.

En la figura 3.29 la primera gráfica muestra el valor de la aceleración en las unidades de m/s^2 así como el tiempo en s que duro la vibración. Debajo de esta gráfica se muestra la integral de la primera gráfica, es decir, la velocidad de la puerta durante toda la trayectoria.

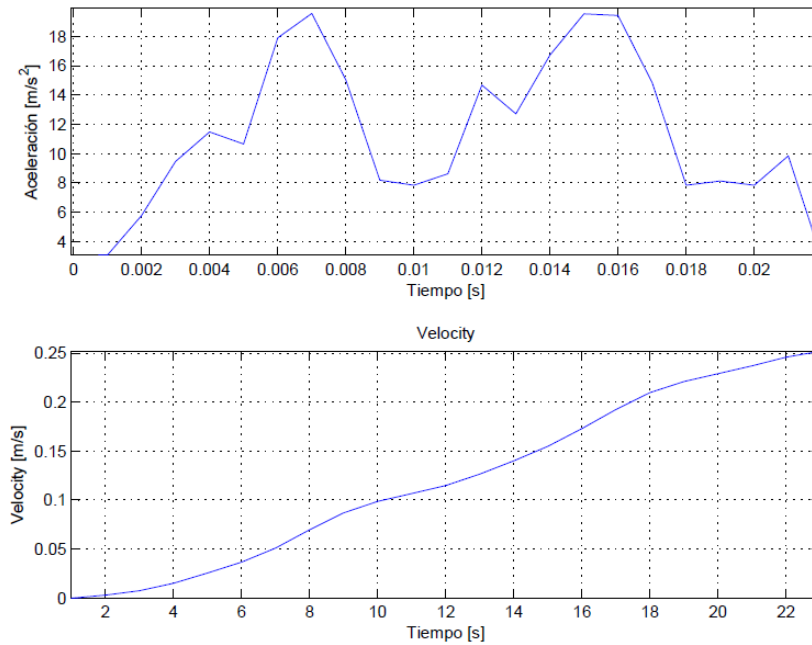


Figura 3-29 Gráficas de aceleración y velocidad, cuando la puerta está vacía.

Observando la figura 3.29 (segundo gráfico) y con ayuda del programa se establece que la velocidad adquirida de la puerta al momento del impacto fue de 0.4538 m/s y en el siguiente instante fue de 0.4343 m/s , con un periodo de tiempo de 0.003 s . Estos valores son los necesarios para introducirlos en nuestra ecuación número 2.19, cabe recordar que para hacer uso de esta ecuación es necesario contar con el momento de inercia de la puerta, el cual se obtendrá en la siguiente subsección. Por lo tanto, los resultados obtenidos para la prueba de “Apertura y cierre de la puerta cuando no presenta ninguna carga la puerta” son:

Tabla 3-6 Resultados de la prueba “Apertura y cierre de la puerta cuando no presenta ninguna carga la puerta”.

Parámetros	Magnitud
Velocidad 1 (impacto)	0.1549 m/s
Velocidad 2 (después del impacto)	0.173 m/s
Tiempo (Δt)	0.003 s

A continuación, se presentan las siguientes 2 pruebas con sus gráficas de aceleraciones y velocidades, así como los resultados obtenidos.

2° Apertura y cierre de la puerta cuando la puerta presenta el 50% de la carga máxima soportada

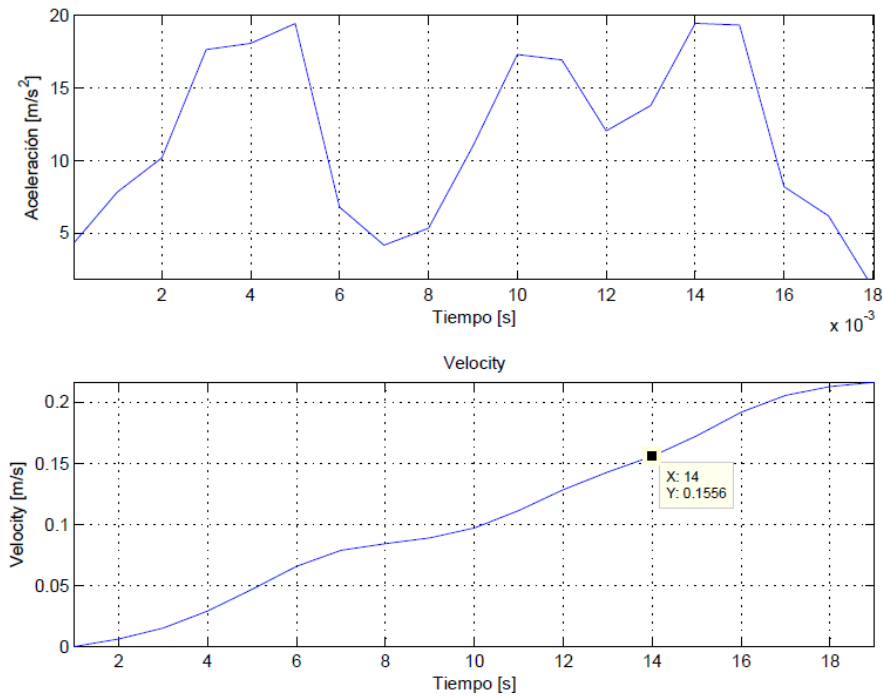


Figura 3-30 Gráficas de aceleración y velocidad cuando la puerta cuenta con el 50% del peso máximo soportado.

Tabla 3-7 Resultados de la prueba "Apertura y cierre de la puerta cuando la puerta presenta el 50% de la carga máxima soportada".

Parámetros	Magnitud
Velocidad 1 (impacto)	0.1556 m/s
Velocidad 2 (después del impacto)	0.1722 m/s
Tiempo (Δt)	0.003 s

3° Apertura y cierre de la puerta cuando la puerta presenta la carga máxima

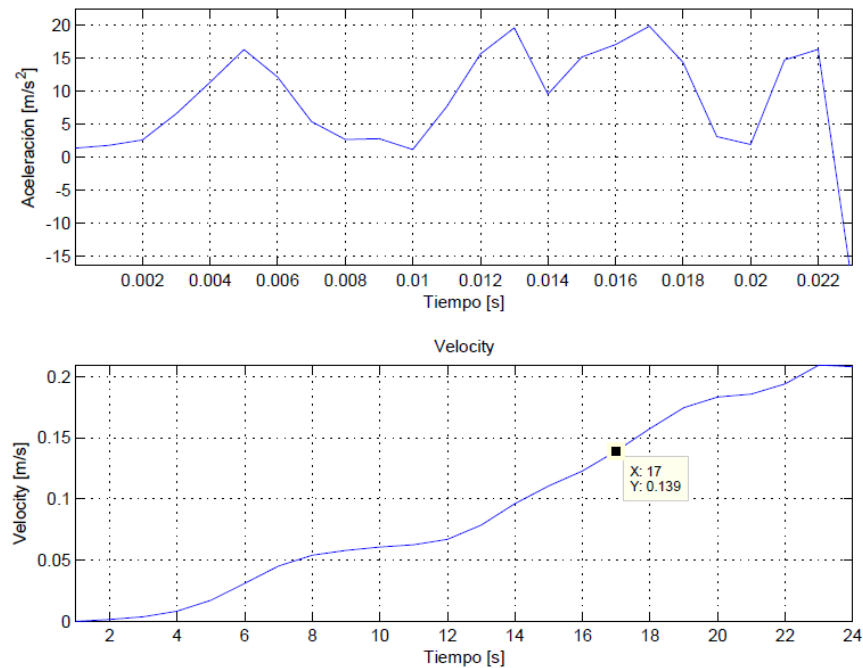


Figura 3-31 Gráficas de aceleración y velocidad cuando la puerta cuenta con el 100% del peso máximo soportado.

Tabla 3-8 Resultados de la prueba "Apertura y cierre de la puerta cuando la puerta presenta la carga máxima".

Parámetros	Magnitud
Velocidad 1 (impacto)	0.139 m/s
Velocidad 2 (después del impacto)	0.1575 m/s
Tiempo (Δt)	0.003 s

3.5 Obtención del momento de inercia de la puerta del refrigerador

El momento de inercia de masa de un cuerpo es la resistencia del cuerpo a la aceleración angular, las unidades que se utilizan comúnmente para representar el momento de inercia son Kg.m^2 o slug.pie^2 [23]. Para explicar mejor el momento de inercia es necesario considerar una figura como la que se muestra del lado derecho (Figura 3.32).

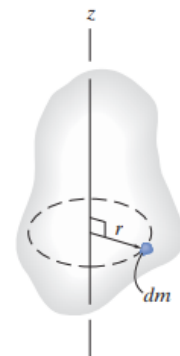


Figura 3-32 Figura representativa para ilustrar el momento de inercia.

Definamos el momento de inercia de masa del cuerpo con respecto al eje z como:

$$I = \int_m r^2 dm \dots \dots \dots (3.5)$$

Donde r es la distancia perpendicular desde el eje hasta el elemento arbitrario dm . Como la formulación implica a r , el valor de I es único para cada eje con respecto al

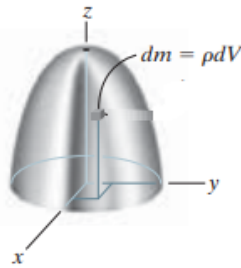


Figura 3-33
Representación de un
cuerpo con densidad.

cual se calcula, generalmente se elige el eje que pasa por el centro de masa G del cuerpo. Si el cuerpo consiste en material con densidad ρ , entonces $dm = \rho dV$ (Figura 3.33). Al sustituir esto en la ecuación 3.5, el momento de inercia del cuerpo se calcula entonces con elementos de volumen para la integración, pero como para la mayoría de las aplicaciones la densidad será una constante, este término puede factorizarse fuera de la integral, y la integración es entonces meramente

una función de la geometría.

Para geometrías simples existen múltiples tablas que ayudan a su cálculo, si el cuerpo está constituido a partir de un número de formas simples como discos, esferas y barras, el momento de inercia del cuerpo con respecto a cualquier eje Z puede determinarse al sumar algebraicamente los momentos de inercia de todas las formas de los componentes calculados con respecto al mismo eje. La suma algebraica es necesaria ya que una parte de los componentes se debe considerar como una cantidad negativa si ya ha sido incluida dentro de otra parte (como el caso de un agujero, sustraído de una placa sólida).

En caso de este trabajo de tesis, la geometría de la puerta puede asemejarse a un prisma rectangular, pudiendo aplicar la fórmula correspondiente para obtener el momento de inercia de la puerta, sin embargo, podría obtenerse un error considerable con respecto al valor real de la puerta, ya que este prisma rectangular solo es una aproximación de la puerta. Si se observa la puerta detenidamente, se puede notar que su geometría es muy variada por lo que es más recomendable utilizar las herramientas de cómputo que ayuden a obtener el momento de inercia de la puerta.

Dicho esto, se tomó la decisión de ocupar el programa Siemens NX10® para facilitar el cálculo del momento de inercia. Primero se debe tener la geometría de la puerta lo más detallada posible, como se muestra en la siguiente figura:

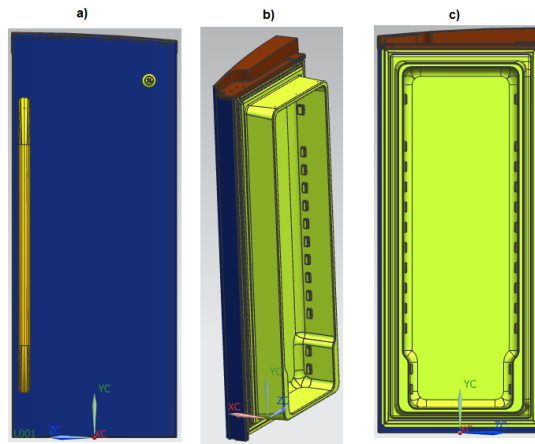


Figura 3-34 Dibujo de la puerta del refrigerador.

Para realizar el dibujo de la puerta, es recomendable dibujar cada una de las piezas que la conforman para después realizar un ensamble de todas ellas. Una vez obtenido el dibujo de la puerta el siguiente paso es asignar la masa total de la puerta, ya que es uno de los requerimientos del programa para calcular el momento de inercia, y para cumplir este requerimiento es fundamental asignar un material a la puerta. Por lo tanto, se debe obtener el volumen de la puerta, esto con el fin de establecer las densidades que nos ayuden a obtener la masa real de la puerta. En la figura 3.35 podemos observar el valor del volumen de la puerta según el programa Siemens NX10.

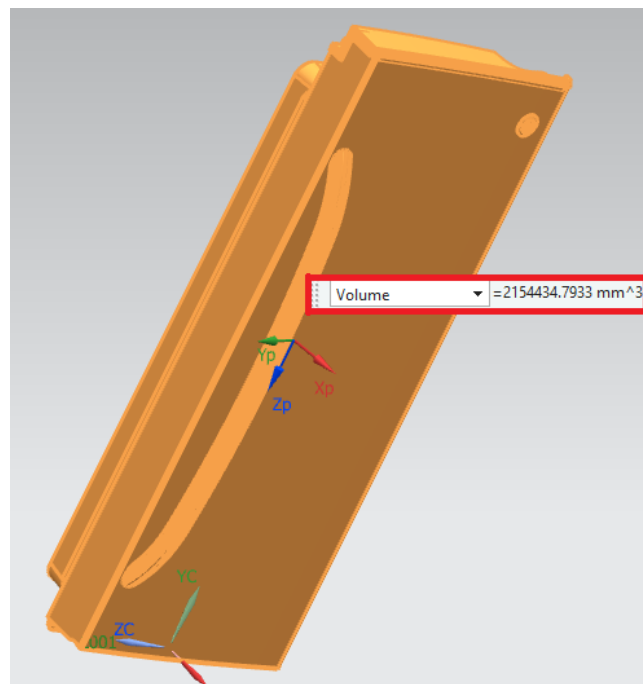


Figura 3-35 Volumen de la puerta del refrigerador.

¿Por qué necesitamos diferentes densidades?, Pues bien, las pruebas realizadas a la puerta consistieron en realizar un ciclo de apertura y cierre cuando la puerta se encontraba vacía, a la mitad de la capacidad máxima de masa que soporta, así como a su máxima capacidad, por lo que la puerta siempre tuvo una masa total diferente. Una forma fácil de simular las diferentes masas de la puerta es cambiando la densidad del material, lo que repercute en la masa final, debido a que una depende de la otra, como se puede observar en la siguiente ecuación:

$$\rho = \frac{m}{V} \dots \dots (3.6)$$

Donde m representa la masa, V el volumen y ρ la densidad. Por lo tanto, sabiendo el volumen de la puerta y sumando las diferentes masas que tuvo la puerta durante las pruebas, podremos obtener las densidades que necesitaremos asignar al material para obtener la masa total de la puerta. A continuación, se muestra el cálculo realizado para cada caso:

1° Apertura y cierre de la puerta cuando no presenta ninguna carga la puerta.

Tabla 3-9 Magnitud de la masa de la puerta, para prueba "Apertura y cierre de la puerta cuando no presenta ninguna carga la puerta".

Masa de puerta (kg)	8
Masa asignada a la puerta (kg)	0
Masa total (kg)	8
Volumen (mm ³)	2154434.7933

Realizando el cálculo para la primera prueba obtenemos que la densidad es de:

$$\rho = \frac{8 [kg]}{2154434.7933 [mm^3]} = 3.7133 \times 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3$$

Ahora es momento de crear un material y asignarle este valor de densidad para llegar al objetivo de que la puerta tenga la masa requerida, es decir, de 8 kg. Posteriormente se realizará el cálculo del momento de inercia. A continuación, se explica brevemente como realizar el cálculo del momento de inercia en el programa Siemens NX 10®:

1. Crear o tener una pieza sólida.
2. Asignar un material a la pieza, a través del comando "Assign Material".
3. Posteriormente cargar el módulo de simulación de movimiento "Motion Simulation"
4. Crear una nueva simulación, donde se seleccionará el análisis de tipo dinámico
5. Seleccionar el botón "Link" para elegir el sólido, verificando que las opciones de masa estén en automáticas.
6. Finalmente seleccionar la nueva carpeta que se ha creado para ver sus opciones. En esta carpeta se encontrarán los momentos de inercia.

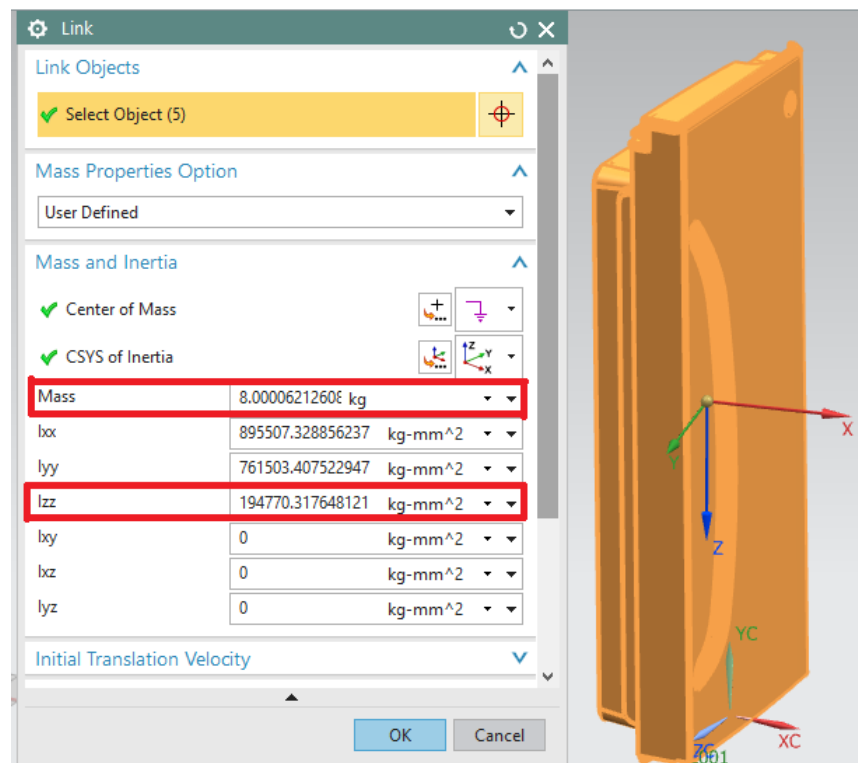


Figura 3-36 Momento de inercia de la puerta, en la prueba 1.

La figura 3.36 nos muestra los momentos de inercia de la puerta con respecto a los ejes coordenados planteados en el programa Siemens NX, así como también la masa total de la puerta. El momento de inercia que es requerido para el cálculo de la fuerza de impacto es el que se genera en el eje de giro de la puerta, en el caso de la figura 3.36 es el eje Z. El cálculo que hace el programa está referido al eje que cruza por el

centro de gravedad de la puerta y no sobre el eje en el que gira por lo que se debe aplicar el teorema de Steiner o mejor conocido como teorema de ejes paralelos para obtener el momento de inercia sobre el eje Z, para lo cual basta con adicionar al resultado que arroja el programa, el producto de la distancia entre ejes por la masa de la puerta. En la siguiente figura se muestran las distancias que se deben

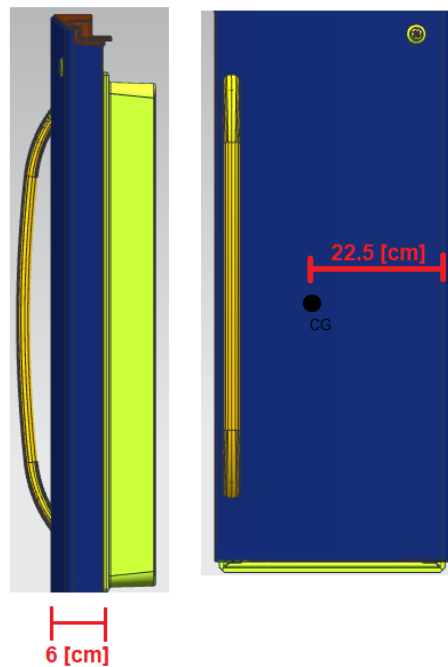


Figura 3-37 Distancia del centro de gravedad hacia el eje de rotación de la

considerar para el cálculo.

Por lo tanto, solo basta sumar al momento de inercia obtenido por el programa el cálculo del producto de la distancia entre ejes por la masa de la puerta (Teorema de ejes paralelos), obteniendo lo siguiente:

$$I = 194770.31765 [Kg \cdot mm^2] + \left\{ 8[Kg] \times \left[\left(\frac{225 [mm]}{2} \right)^2 + \left(\frac{60 [mm]}{2} \right)^2 \right] \right\}$$

$$I = 303220.3177 [Kg \cdot mm^2]$$

Realizando este procedimiento para las otras dos pruebas obtenemos lo siguiente:

2° Apertura y cierre de la puerta cuando la puerta presenta el 50% de la carga máxima soportada

Los datos para la segunda prueba son los siguientes:

Tabla 3-10 Magnitud de la masa de la puerta, para prueba "Apertura y cierre de la puerta cuando presenta el 50% de la carga máxima soportada.

Masa de puerta (kg)	8
Masa asignada a la puerta (kg)	8.96
Masa total (kg)	16.96
Volumen (mm ³)	2154434.7933

Realizando el cálculo para encontrar la nueva densidad que se asignara a un nuevo material para obtener la masa total de la puerta, obtenemos lo siguiente:

$$\rho = \frac{16.96 \text{ [kg]}}{2154434.7933 \text{ [mm}^3\text{]}} = 7.87213 \times 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3$$

Con esta nueva densidad, es posible crear el material y asignarlo a la puerta para que se pueda realizar el cálculo del momento de inercia, con lo cual obtenemos el resultado que se muestra en la figura 3.38.

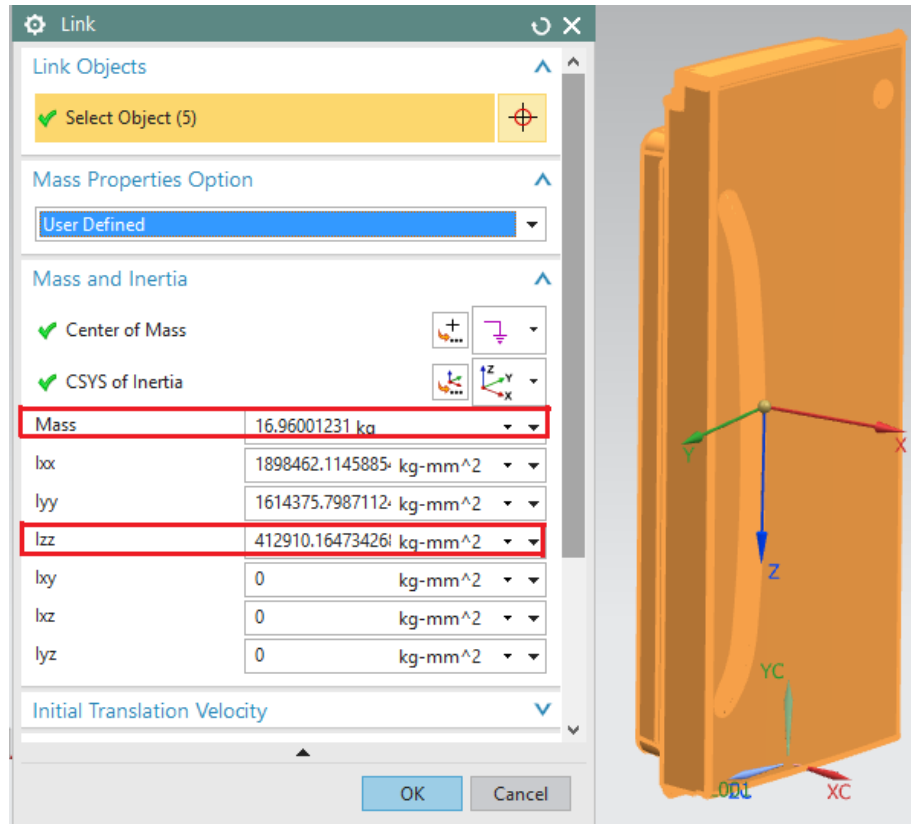


Figura 3-38 Momento de inercia de la puerta, en la prueba 2.

Aplicando el teorema de ejes paralelos, para obtener el momento de inercia sobre el eje z, tenemos que:

$$I = 412910.16473 \text{ [Kg.mm}^2\text{]} + \left\{ 16.96 \text{ [Kg]} \times \left[\left(\frac{225 \text{ [mm]}}{2} \right)^2 + \left(\frac{60 \text{ [mm]}}{2} \right)^2 \right] \right\}$$

$$I = 642824.164735 \text{ [Kg.mm}^2\text{]}$$

3° Apertura y cierre de la puerta cuando la puerta presenta la carga máxima

Los datos para la tercera prueba son los siguientes:

Tabla 3-11 Magnitud de la masa de la puerta, para prueba "Apertura y cierre de la puerta cuando la puerta presenta la carga máxima".

Masa de puerta (kg)	8
Masa asignada a la puerta (kg)	17.96
Masa total (kg)	25.96
Volumen (mm ³)	2154434.7933

Realizando el cálculo para encontrar la nueva densidad que se asignara a un nuevo material para obtener la masa total de la puerta, obtenemos lo siguiente:

$$\rho = \frac{25.96[kg]}{2154434.7933[mm^3]} = 1.205 \times 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3$$

Ahora es momento de asignar esta densidad al nuevo material posteriormente incorporárselo a la puerta para dar paso al cálculo del momento de inercia, obteniendo lo siguiente:

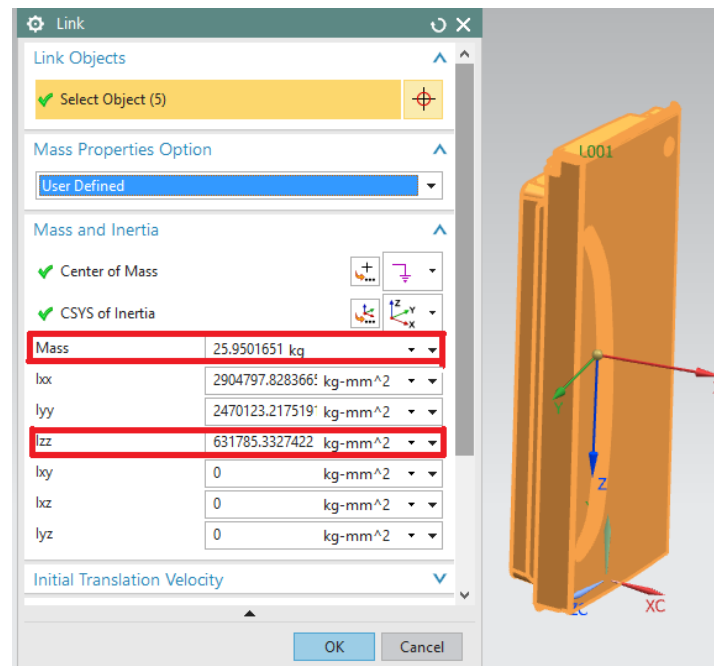


Figura 3-39 Momento de inercia en la prueba 3.

Una vez obtenido este momento de inercia solo basta sumar el producto de la distancia entre ejes por la masa de la puerta para obtener el momento de inercia en el eje Z, obteniendo lo siguiente:

$$I = 631785.3327422 [Kg \cdot mm^2] + \left\{ 25.96 [Kg] \times \left[\left(\frac{225 [mm]}{2} \right)^2 + \left(\frac{60 [mm]}{2} \right)^2 \right] \right\}$$

$$I = 983705.5827422 [Kg \cdot mm^2]$$

3.6 Cálculo de la fuerza de impacto.

En este punto, se han recolectado todos los datos necesarios para obtener la fuerza con la que impacta la puerta contra el gabinete del refrigerador en tres distintas pruebas, ahora es momento de realizar el cálculo que nos permita identificar la magnitud de la fuerza. Para realizar esto debemos regresar al marco teórico en donde planteamos la ecuación de impulso y momento angular la cual retomamos a continuación:

$$\sum \int_{t_1}^{t_2} M_G dt = I_G \omega_2 - I_G \omega_1 \dots \dots \dots (2.19)$$

Primero se debe reagrupar la ecuación 2.19 para adecuarla al caso correspondiente. El primer paso es despejar el momento de fuerza M_G , obteniendo lo siguiente:

$$M_G(t_2 - t_1) = I_G \omega_2 - I_G \omega_1 \dots \dots \dots (3.1)$$

$$M_G = \frac{I_G \omega_2 - I_G \omega_1}{(t_2 - t_1)} \dots \dots \dots (3.2)$$

La ecuación 3.2 es la adecuada para obtener la fuerza de impacto, solo basta recordar, que el momento de fuerza es el producto vectorial entre la fuerza aplicada y el vector distancia que va desde el punto, para el cual calculamos el momento, hasta el punto donde se aplica la fuerza, en simples palabras, fuerza por distancia. Reescribiendo la ecuación 3.2 se obtiene:

$$F \times d = \frac{I_G \omega_2 - I_G \omega_1}{(t_2 - t_1)} \dots \dots \dots (3.3)$$

En la ecuación anterior F representa la fuerza de impacto y d es la distancia del acelerómetro hasta el eje de rotación, para fines practicos dejaremos la ecuación 3.3 tal y como se presenta, posteriormente realizaremos el despeje de la fuerza. Un aspecto importante que se debe considerar es que las velocidades obtenidas a partir de la metodología anterior son velocidades instantáneas, debido a que se obtiene en un instante específico en un punto determinado de la trayectoria. Por lo que debemos realizar el cálculo de la velocidad angular, el cual es un cálculo sencillo, en donde se relaciona la velocidad instantánea y la rapidez con la que se realiza la trayectoria de la puerta. Dicha relación se obtiene a partir de la siguiente ecuación.

$$\omega = \frac{v}{d} \dots \dots \dots (3.4)$$

Donde v es la velocidad instantánea, d es la distancia del eje de rotación hasta el punto donde se colocó el acelerómetro y ω la velocidad angular. La distancia d se definió anteriormente como 22.5 cm, esto se puede apreciar en la figura 3.11. A continuación se presentan los cálculos para cada prueba realizada.

3.6.1 Cálculo de la fuerza de impacto para la prueba 1 “Apertura y cierre de la puerta cuando no presenta ninguna carga la puerta”.

Como primer paso se debe calcular la velocidad angular de la puerta adquirida antes y después del impacto con la ayuda de la ecuación 3.4 y la tabla 3.6, se obtiene lo siguiente:

$$\omega_1 = \frac{v_1}{d} = \frac{0.1549 [m/s]}{0.225[m]} = 0.688 \left[\frac{1}{s} \right]$$

$$\omega_2 = \frac{v_2}{d} = \frac{0.173 [m/s]}{0.225[m]} = 0.769 \left[\frac{1}{s} \right]$$

Una vez realizados los cálculos anteriores, es momento de utilizar la ecuación 3.2, debido a que ya se cuenta con todos los datos, sustituyendo cada uno de los datos se tiene:

$$M_G = \frac{I_G \omega_2 - I_G \omega_1}{(t_2 - t_1)} = \frac{[0.30322 [Kg \cdot m^2] \times 0.769 \left[\frac{1}{s} \right]] - [0.30322 [Kg \cdot m^2] \times 0.688 \left[\frac{1}{s} \right]]}{0.003[s]} [N \cdot m]$$

$$M_G = 8.0858[N \cdot m]$$

Ahora se ocupa la ecuación 3.3, que relaciona el momento de fuerza con la distancia y la fuerza:

$$M_G = F \times d = 8.0858[N \cdot m];$$

Solo basta despejar la fuerza para conocer su magnitud. Se obtiene lo siguiente:

$$F = \frac{8.0858[N \cdot m]}{d [m]} = \frac{8.0858[N \cdot m]}{0.225[m]} = \mathbf{35.93 \text{ N}}$$

El resultado anterior es la fuerza de impacto que se presenta cuando la puerta del refrigerador choca contra el gabinete después de que algún usuario finaliza el ciclo de apertura y cierre de la puerta. Esta fuerza es la que se necesita para realizar el análisis de respuesta en frecuencia en elementos finitos. A continuación, se presentan los mismos cálculos realizados para obtener la fuerza de impacto de las otras dos pruebas planteadas.

3.6.2 Cálculo de la fuerza de impacto para la prueba 2 “Apertura y cierre de la puerta cuando la puerta presenta el 50% de la carga máxima soportada”

Primero se obtienen las velocidades angulares:

$$\omega_1 = \frac{v_1}{d} = \frac{0.1556 [m/s]}{0.225[m]} = 0.691[\frac{1}{s}]$$

$$\omega_2 = \frac{v_2}{d} = \frac{0.1722 [m/s]}{0.225[m]} = 0.765[\frac{1}{s}]$$

Después se calcula el momento de inercia:

$$M_G = \frac{I_G \omega_2 - I_G \omega_1}{(t_2 - t_1)} = \frac{[0.64282[Kg \cdot m^2] \times 0.765[\frac{1}{s}]] - [0.64282[Kg \cdot m^2] \times 0.691[\frac{1}{s}]]}{0.003[s]}$$

$$M_G = 15.8134[N \cdot m]$$

Posteriormente se ocupa la ecuación 3.3, para obtener la fuerza de impacto:

$$M_G = F \times d = 15.8134[N \cdot m];$$

$$F = \frac{15.8134[N \cdot m]}{d [m]} = \frac{15.8134[N \cdot m]}{0.225[m]} = \mathbf{70.28 N}$$

Esta es la magnitud de la fuerza con la que impacto la puerta del refrigerador para la segunda prueba.

3.6.3 Cálculo de la fuerza de impacto para la prueba 3 “Apertura y cierre de la puerta cuando la puerta presenta la carga máxima”

Se calculan las velocidades angulares:

$$\omega_1 = \frac{v_1}{d} = \frac{0.139 [m / s]}{0.225[m]} = 0.617[\frac{1}{s}]$$

$$\omega_2 = \frac{v_2}{d} = \frac{0.1575 [m / s]}{0.225[m]} = 0.7[\frac{1}{s}]$$

Posteriormente se calcula el momento de inercia:

$$M_G = \frac{I_G \omega_2 - I_G \omega_1}{(t_2 - t_1)} = \frac{[0.983705[Kg \cdot m^2] \times 0.7[\frac{1}{s}]] - [0.983705[Kg \cdot m^2] \times 0.617[\frac{1}{s}]]}{0.003[s]}$$

$$M_G = 27.2158[N \cdot m]$$

Con el resultado obtenido se ocupa la ecuación 3.3, para obtener la fuerza de impacto:

$$M_G = F \times d = 27.2158[N \cdot m];$$

$$F = \frac{27.2158[N \cdot m]}{d [m]} = \frac{27.2158[N \cdot m]}{0.225[m]} = \mathbf{120.96 N}$$

Esta es la magnitud de la fuerza con la que impactó la puerta del refrigerador para la tercera y última prueba.

3.7 Elaboración del modelo

Una vez descrito el sistema de estudio en el apartado 3.1, es momento de proceder a realizar el dibujo de la bisagra y sus componentes en 3D, para realizar el dibujo se recurrió nuevamente al programa Siemens NX, en el cual se dibujó cada una de las partes de la bisagra para que finalmente se realizara un ensamble de ellas y exportarlas como archivo .IGES para llevarlo a la plataforma de HyperWorks y realizar los análisis pertinentes. A continuación, se presenta el modelo realizado en Siemens NX.

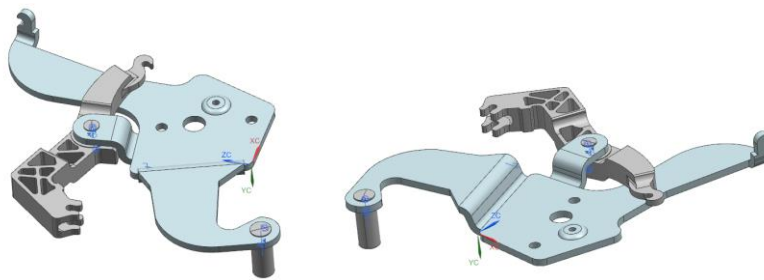


Figura 3-40 Vista Superior de la bisagra 3D.

Una vez exportada la geometría a la interfaz de Hyperworks, debemos hacer una inspección cuidadosa sobre la pieza que se ha exportado, verificando que no existan caras, líneas o piezas duplicadas y observando además que la figura sea un sólido. Todo esto es posible realizarlo a través de los paneles de topología que posee HyperWorks. Dichos paneles ayudaran a preparar la pieza para su procesamiento. A continuación, se presenta la bisagra después de realizar una limpieza mejorando su topología para empezar a realizar el análisis modal de la bisagra.

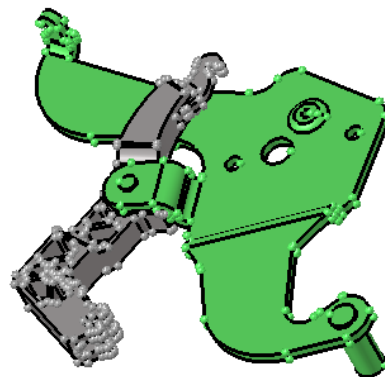


Figura 3-41 "Topología en perfectas condiciones".

3.7.1 Mallado y Materiales

Teniendo la geometría en perfectas condiciones, el siguiente paso es realizar un mallado de las piezas, el mallado debe ser para cada una de ellas. Para realizar el mallado se tomó la decisión de dividir la bisagra en dos piezas, esto es porque solo existen dos materiales que componen la bisagra, los cuales son acero inoxidable y poliamida compuesta. Por parte del acero inoxidable se encuentran las piezas: Cuerpo de la bisagra y pivote que es el elemento que une el cuerpo de la bisagra con el brazo de palanca. La poliamida compuesta consta solo de un elemento, es decir, el brazo de palanca. El primer mallado se realizó para el cuerpo de la bisagra y el pivote, este mallado fue en 3D debido a que tenemos un conjunto de superficies que representan un volumen cerrado, lo primero que se realiza es generar una malla que cubra toda la superficie de la bisagra, esta malla se conoce como "shell mesh", posteriormente se llena el volumen con elementos sólidos. Los elementos que se ocuparon para realizar la malla de la superficie (2D) fueron R-trias (elementos triangulares en ángulo recto), mientras que para los elementos sólidos fueron elementos tetraédricos. Además, se utilizó el apartado de "mallado de proximidad" de Hyperworks, que ayudo a refinar la malla en áreas donde las dimensiones son muy pequeñas y cercanas entre sí, con lo cual se obtuvo lo siguiente:

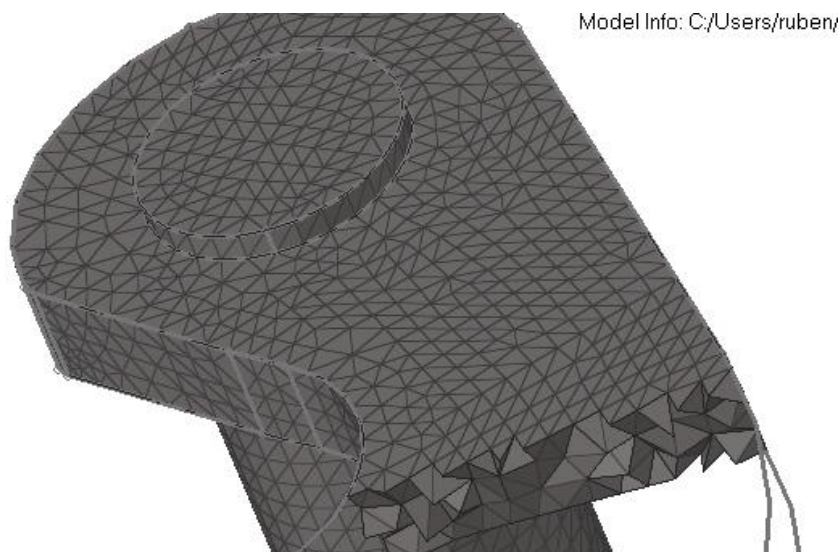


Figura 3-42 "Interior y exterior del mallado para el cuerpo de la bisagra".

Para realizar el mallado del brazo de palanca se ocupó el mismo procedimiento descrito anteriormente, con la única diferencia que para los elementos 2D se ocuparon Trias (Elementos triangulares), el mallado se puede observar en la figura 3.42. Una vez mallados los elementos de la bisagra, el número total de nodos fueron 56356 con un total de elementos de 228964.

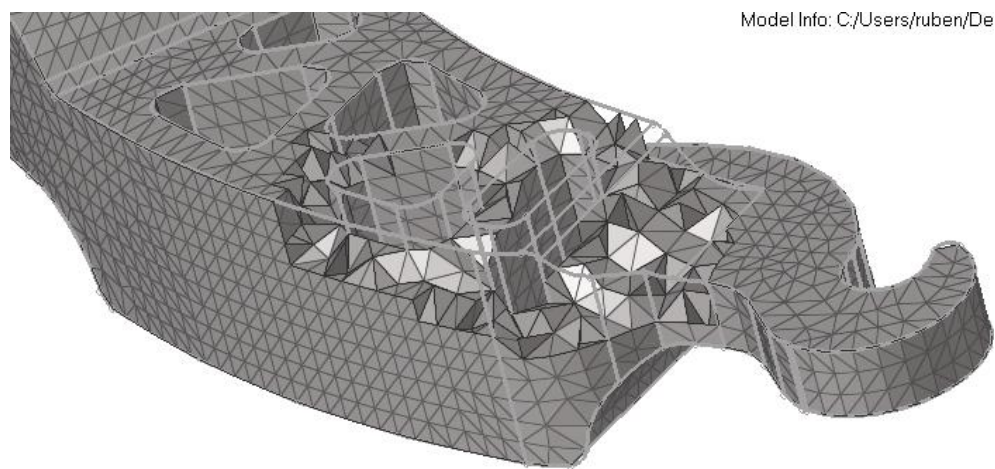


Figura 3-43 "Interior y exterior del mallado para el brazo de palanca".

El siguiente paso es la asignación de los materiales y sus propiedades. La definición de los materiales fue descrita en el apartado 3.1 "Descripción del sistema", en el cual se mencionan las propiedades de cada material que se ocupara para realizar el análisis modal. Cabe destacar que a estos dos materiales se les asignó la propiedad de ser isotrópicos, es decir, sus propiedades mecánicas y térmicas son las mismas en todas las direcciones.

3.7.2 Condiciones de frontera

Las condiciones de frontera son las propiedades más importantes del análisis, ya que estas nos ayudan a describir al programa como se encuentra nuestra bisagra al momento del impacto, es importante ser detallista sobre las condiciones a las que está sometida la bisagra para que sea lo más apegado a la realidad.

Elementos fijos

La bisagra posee dos zonas en las cuales no presenta ningún tipo de movimiento, estas zonas corresponden a la ubicación de los tornillos que la mantienen fija al refrigerador, como se mencionó en el apartado 3.1 “Descripción del sistema”. Para simular esta condición, lo primero que se realizó fue seleccionar todos los nodos de la malla que se encontraran en esta zona para llevarlos a un solo nodo en común el cual se les restringirían los 6 grados de libertad, es decir, un encastre o empotramiento. De esta manera es como se simula un tornillo en HyperWorks (figura 3.44).

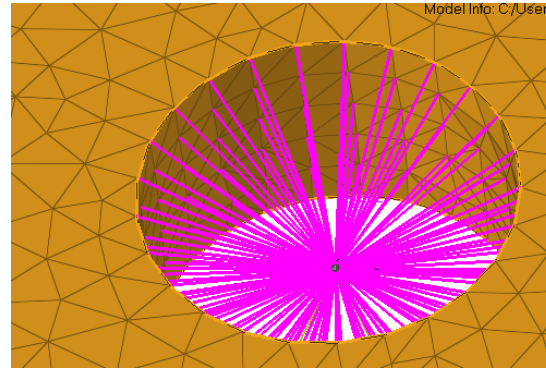


Figura 3-44 "Simulación de un tornillo en Hyperworks".

Elementos con movimiento

Dentro de la bisagra solo existe un elemento que puede moverse el cual es el brazo de palanca, aunque cuando se presenta el impacto este se encuentre inmóvil, existe la posibilidad de que este se mueva debido al impacto. Para especificar el movimiento de este elemento en HyperWorks, primero debemos señalar el contacto que existe entre ambos elementos, ya que es ahí donde se transmite las vibraciones. El contacto entre estos elementos se define en términos de dos superficies las cuales deben interactuar. Para realizar este paso es necesario entender los conceptos de superficie maestra y superficie esclava. Cada una de estas superficies está compuesta por nodos; un nodo esclavo interactúa eficazmente con un punto de proyección en la superficie maestra. Los nodos esclavos están obligados a no penetrar en la superficie maestra. Sin embargo, los nodos que se encuentran en la superficie maestra, en principio, pueden penetrar libremente en la superficie del esclavo. Teniendo en cuenta estos hechos, se deben seguir algunas reglas al definir los roles maestro y esclavo para las superficies de contacto en un par de contactos:

- La malla más gruesa siempre debe actuar como superficie MAESTRA;

- Si las superficies son comparables en refinamiento, la más rígida debe definirse como superficie MAESTRA (teniendo en cuenta el material y la rigidez de la forma);
- Si las superficies son comparables en refinamiento y rigidez, la superficie más grande debe actuar como superficie MAESTRA

Por lo tanto, cada condición de contacto potencial se define en términos de nodos esclavo y nodos maestros los cuales engloban una superficie cada uno. Una vez visto lo anterior, un paso importante es la elección de superficies maestras y esclavas en el par de contacto entre dos cuerpos. En general las superficies esclavas deben ser asociadas a cuerpos deformables. Dicho esto, la superficie maestra será el cuerpo de la bisagra ya que es un acero mientras que el brazo de palanca será la superficie esclava debido a que la poliamida puede deformarse más rápido.

El tipo de contacto que se eligió fue "Freeze contact" este impone un movimiento relativo cero en la superficie de contacto, la abertura del espacio de contacto permanece fija en el valor original y la distancia de deslizamiento es cero. Además, las rotaciones en el nodo esclavo coinciden con las rotaciones del nodo maestro. En la siguiente figura se aprecia el contacto asignado entre el brazo de palanca y el cuerpo de la bisagra.

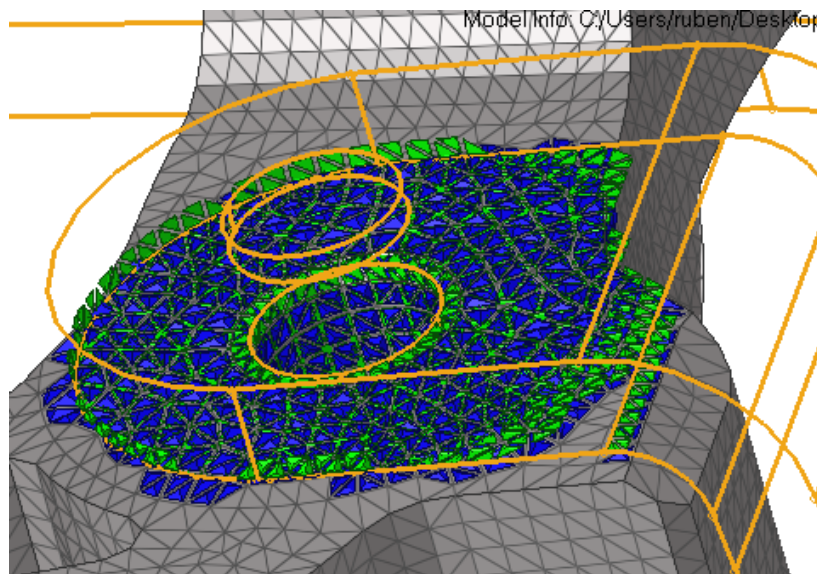


Figura 3-45 "Visualización de las superficies maestras (azul) y superficies esclavas (verdes)".

3.7.3 Aplicación de fuerzas

Una parte de este trabajo se centró en el cálculo de las fuerzas aplicadas a la bisagra, principalmente a la que se genera en el ciclo de apertura y cierre de la puerta del refrigerador. Después de los cálculos y análisis realizados, se determinó que la bisagra presenta solo dos fuerzas que actúan sobre ella. La primera es la del resorte de precarga y la segunda es debida al impacto que se genera entre la puerta y el gabinete del refrigerador al momento de finalizar el ciclo de apertura y cierre de la puerta.

Cabe destacar que, para el primer análisis planteado, es decir el análisis modal, no se requiere de ninguna aplicación de fuerzas ya que el objetivo es observar el comportamiento de la estructura. Pero si es indispensable la aplicación de fuerzas para el análisis de respuesta en frecuencia, por lo que las dos fuerzas mencionadas anteriormente deben aplicarse al modelo de elementos finitos.

Para la primera fuerza, es decir, la del resorte, se ubica la zona donde está se aplica y se seleccionan los nodos correspondientes, más tarde se define la dirección de la fuerza, así como la magnitud de esta, es importante mencionar que es una fuerza estática ya que durante el análisis esta no varía en magnitud. La fuerza que se aplicó a esta zona fue de 10.3 N distribuida entre 17 nodos que corresponden a la zona de la espira torcida corta del resorte que se sujeta a la bisagra. La imagen 3.46, muestra la ubicación de esta fuerza.

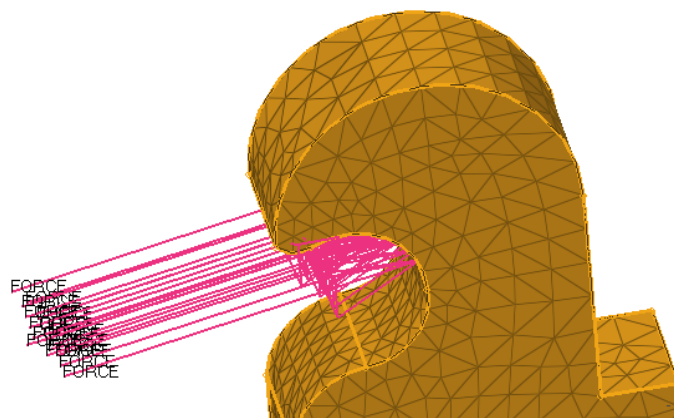


Figura 3-46 "Ubicación de la fuerza que ejerce el resorte sobre la bisagra".

La segunda fuerza a la que se encuentra sometida la bisagra se ubica en la zona del pequeño pivote, está se encuentra en uno de los extremos de la bisagra (donde la puerta se inserta para que oscile); si bien es cierto que la fuerza calculada en los apartados anteriores fue a partir del centro de masa de la puerta y que su magnitud no es la misma en la zona donde inicia y hacia donde se propaga, puede considerarse la magnitud de esta fuerza para un primer estudio del comportamiento de la bisagra debido al impacto, planteándose como el caso más crítico que pueda tener la bisagra durante su ciclo de vida. Por lo tanto, la ubicación de la fuerza fue en toda el área que conforma este pivote, la cual se encuentra distribuida entre 777 nodos. La fuerza que se le asignó a cada nodo depende de la fuerza que se calculó para cada prueba de apertura y cierre de la puerta, en los apartados siguientes se mencionará la magnitud de la fuerza asignada para cada nodo. A continuación, se presenta una figura que ubica la fuerza.

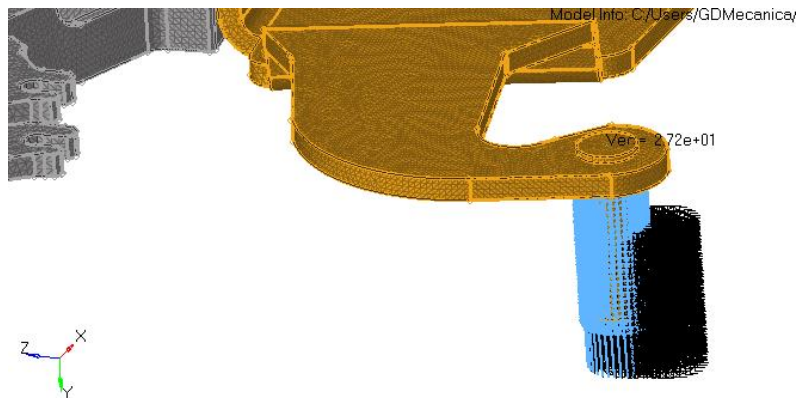


Figura 3-47 "Ubicación de la fuerza de impacto sobre la bisagra".

Capítulo 4

4 PRUEBAS Y RESULTADOS.

4.1 *Análisis modal.*

El propósito del trabajo es averiguar si las perturbaciones que provoca el impacto de la puerta son capaces de ocasionar una falla en algún elemento de la bisagra, por tanto, primero se debe realizar un análisis modal de la bisagra sin ninguna fuerza exterior que lo excite, para conocer las diferentes formas de vibrar de la bisagra.

En las últimas dos décadas, el análisis modal se ha convertido en una de las mejores herramientas para el estudio, invención y mejoras en el diseño de estructuras dinámicas [24] para poder realizarlo es necesario tener el modelo 3D de la estructura junto con las condiciones de frontera que rigen a la estructura, teniendo estos aspectos se puede realizar el análisis modal, para realizar el análisis se deben definir los parámetros que regirán el análisis. El primer parámetro que debe definirse es el rango de frecuencia al que se someterá, en este caso la bisagra se someterá a un rango comprendido entre 0 Hz y 1000 Hz, ya que en este rango es posible encontrar los primeros modos normales de vibración de la bisagra del refrigerador.

Posteriormente se definirá el número de modos normales que se desean encontrar, en nuestro caso se buscan 6 modos diferentes de vibrar, el método que se utilizó para resolver el análisis modal fue el método Lanczos, donde los modos normales están normalizados con respecto a la matriz de masa de forma predeterminada. Una vez definido el número de modos de vibrar es momento calcular las formas de vibración y las frecuencias asociadas que exhibirá la estructura. Ejecutado el análisis modal obtenemos los siguientes resultados.

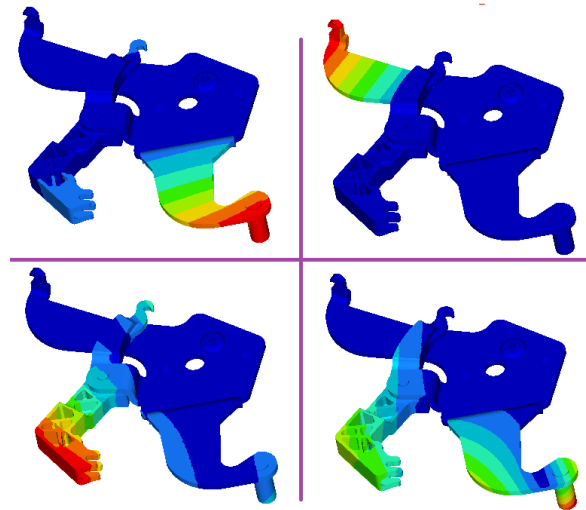


Figura 4-1 "Modos normales de vibración de la bisagra del refrigerador".

La figura anterior muestra los principales modos de vibración, cada resultado muestra las diferentes magnitudes de un Eigen modo, que es una vibración propia del sistema en donde todas sus partes se mueven a la misma frecuencia y por consiguiente su amplitud de desplazamiento se incrementa. Por lo tanto, la figura anterior muestra la frecuencia a la cual se incrementa de forma sutil la magnitud de vibración, este incremento de vibración se observa en cada zona roja que presenta cada uno de los modos normales. Como se planteó en un principio, el objetivo de realizar este tipo de análisis era para visualizar las zonas que tienden a vibrar más. Solo se muestran 4 modos ya que son los más significativos que el programa encontró dentro del rango de frecuencia que se le asignó. A continuación, se presentan los resultados con mayor detalle de los cuatro modos de vibrar.

El primer modo de vibrar de la bisagra se encontró en la frecuencia de 289 Hz, con un desplazamiento máximo de 5.54, este valor representa el desplazamiento de un nodo de la estructura relativo al resto de nodos del modelo. El desplazamiento se ubica en el pequeño pivote que conecta la bisagra con la puerta.

En la figura 4.2 se presenta este modo de vibrar, además podemos observar en un contorno de diferentes colores los mayores y menores desplazamientos que tienen los nodos unos de otros a la frecuencia de 289 Hz. El color rojo representa el máximo desplazamiento, mientras que el color azul muestra un rango de desplazamiento muy

pequeño, los demás colores muestran diferentes magnitudes de desplazamiento según el color.

En la figura 4.2 observamos una flecha morada la cual nos indica la forma en la que se presenta el movimiento en la bisagra a la frecuencia de 289 Hz, es decir, la bisagra presenta un movimiento en la dirección que indica la flecha partiendo desde su posición inicial.

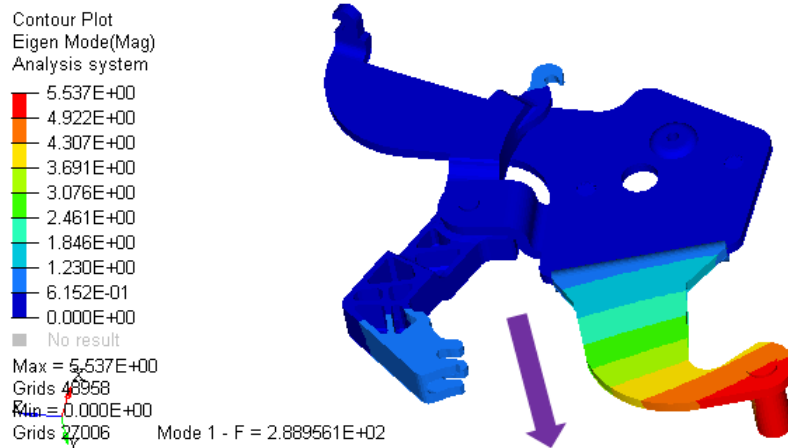


Figura 4-2 "Modo de vibrar de la bisagra a la frecuencia de 289 Hz".

El segundo modo normal de vibrar se encontró a la frecuencia de 349 Hz, en donde se presentó un desplazamiento máximo de 7.94, este valor representa el desplazamiento de un nodo de la estructura relativo al resto de nodos del modelo, su ubicación fue en uno de los extremos de la bisagra, específicamente donde se coloca el resorte de precarga. En la figura 4.3 observamos este modo de vibrar y de igual manera se presenta una serie de contornos de colores que nos indican los mayores y menores desplazamientos que sufre la bisagra. Además, se anexa una flecha morada que indica el movimiento que se genera a esta frecuencia.

La flecha indica que, partiendo de la posición inicial, el extremo de la bisagra tenderá a moverse hacia arriba como lo indica la dirección de la flecha.



Figura 4-3 "Modo de vibrar de la bisagra a la frecuencia de 349 Hz".

El tercer modo de vibrar se presenta a la frecuencia de 649 Hz, este modo de vibrar es el más crítico de los cuatro que se presentan en la bisagra, ya que el desplazamiento máximo fue de 11.4, este valor representa el desplazamiento de un nodo de la estructura relativo al resto de nodos del modelo. Este es el mayor desplazamiento encontrado dentro de los 4 modos normales de vibrar. Se localiza en el brazo de palanca, elemento que complementa la estructura de la bisagra. El resultado obtenido es coherente ya el brazo de palanca está hecho de una poliamida compuesta la cual posee una densidad más baja que el acero inoxidable lo que la vuelve más fácil de desplazarse que al acero inoxidable, es por lo que sus desplazamientos deben ser mayores que cualquier parte del cuerpo de la bisagra. En la siguiente figura podemos observar este modo normal de vibrar, de igual manera las flechas moradas que se presenta muestran los movimientos que realiza la bisagra a la frecuencia de 649 Hz. Además, se anexa el contorno de colores en donde se muestran los máximos y mínimos desplazamientos.

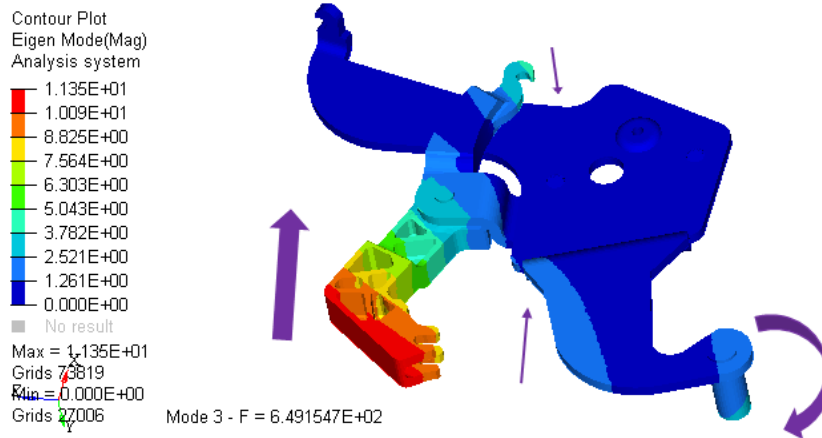


Figura 4-4 "Modo de vibrar de la bisagra a la frecuencia de 649 Hz".

El último modo de vibrar de la bisagra se presentó a la frecuencia de 829 Hz, en la cual el desplazamiento máximo fue de 7.98, este valor representa el desplazamiento de un nodo de la estructura relativo al resto de nodos del modelo, ubicado nuevamente en el pequeño pivote de la bisagra que conecta a está con la puerta del refrigerador, observamos que esta zona de máxima vibración no abarca todo el pivote y que disminuye conforme se acerca al cuerpo de la bisagra. A continuación, se presenta la figura que muestra este modo de vibrar, así como flechas moradas que indican su movimiento.

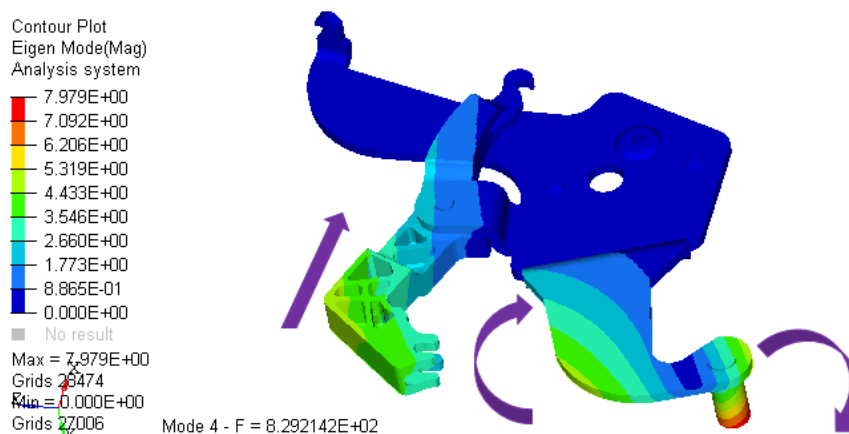


Figura 4-5 "Modo de vibrar de la bisagra a la frecuencia de 829 Hz".

La interpretación de estos resultados es clave para identificar:

- Áreas de debilidad del modelo.

- Áreas de desperdicio de material, como las áreas del modelo que soportan poca carga o ninguna.
- Información valiosa sobre otras características de rendimiento del modelo, como la vibración, que de otro modo no se conocería hasta haber construido y probado un modelo físico (generación de prototipo).

En conclusión, realizar este tipo de análisis nos ayuda a encontrar las zonas que tiende a vibrar más. Con los anteriores resultados podemos descartar 1 modo normal de vibrar, es decir, el modo normal de vibrar número dos, que está referido a la frecuencia de 349 Hz. No se considera influyente este modo debido a que las vibraciones se presentan en zonas donde no existe alguna fuerza periódica que interactúe con la bisagra. Si bien es cierto que existe una pequeña fuerza CONSTANTE de diferentes magnitudes (según la abertura de la puerta) en el gancho del extremo de la bisagra, esta no representa problema alguno debido a que su magnitud no es la suficiente para deformar al acero inoxidable y mucho menos se presenta en intervalos de tiempo, con lo cual no existe peligro de falla.

En cuanto a los resultados que muestran el modo normal 1, la zona de mayor vibración abarca completamente la interacción de la bisagra con la puerta, es importante considerarlo ya que en esta zona es donde llegan las perturbaciones del choque de la puerta contra el marco del refrigerador, es decir, existe una fuerza que tiende a hacerse cíclica conforme el usuario interactúa con el refrigerador, lo que lleva a pensar que si se presenta una fuerza con el mismo periodo de vibración que esta zona, se presentara el fenómeno de resonancia, lo que puede provocar un daño a la estructura de la bisagra.

Las demás zonas de la bisagra en el modo normal 1 no presentan alguna característica visible de fallo, pero si es importante observar que existen zonas en color azul que no presentan vibración alguna lo que se puede considerar como un desperdicio de material. Para corroborar si es o no un desperdicio de material es necesario realizar un estudio a detalle.

El modo normal de vibrar número tres, que está referido a la frecuencia de 649 Hz muestra que la máxima vibración o desplazamiento se encuentra en un elemento donde no existe presencia alguna de una fuerza que perturbe al sistema, pero nos

permite percatarnos de la existencia pequeños desplazamientos en el pivote de la bisagra, zona donde se presentan las perturbaciones producidas por el choque de la puerta con el gabinete del refrigerador. En la siguiente figura se muestra este elemento y sus desplazamientos.

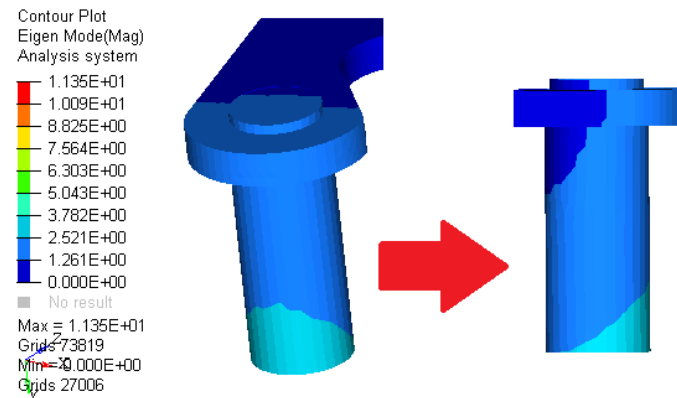


Figura 4-6 "Vibraciones presentadas en el pivote de la bisagra".

Aunque los desplazamientos que existen en este elemento son mínimos a la frecuencia de 649 Hz, es importante considerar esta frecuencia cuando se realice el análisis con la fuerza de impacto para observar si puede ocurrir un desplazamiento mucho mayor que este que tienda a dañar la estructura de la bisagra.

El último modo normal de la bisagra está referido a la frecuencia de 829 Hz. Este modo al igual que el primero presenta las mayores vibraciones en el pivote de la bisagra, elemento que recibe las perturbaciones generadas por el impacto de la puerta. En este último modo podemos observar que a lo largo de todo el pivote existen diferentes magnitudes de vibración o desplazamientos, que, si bien los mayores desplazamientos se encuentran en el base del pivote y representan una pequeña parte de todo el elemento, no se debe descartar los desplazamientos de menor magnitud, pues en alguno de ellos es posible que se encuentre una falla. La falla que se pudo presentar en este modo al igual que en el modo 1, es que el periodo de vibración de la fuerza externa se acerque al periodo de vibración (modo) de la bisagra, provocando el fenómeno de resonancia, es decir, que aumente progresivamente la amplitud de movimiento provocando una fractura del material. También es posible que, aunque no se presente el fenómeno de resonancia, la bisagra falle debido a la fatiga que sufre el material.

La propuesta general que debe realizarse es que de las frecuencias encontradas se deba crear un espectro partiendo de la menor frecuencia hasta la mayor, para considerar evitarlo ya que si alguna excitación o carga cíclica se encuentra dentro de este espectro la estructura podría entrar en resonancia resultando en una falla catastrófica.

Los últimos 3 modos normales descritos anteriormente (modo1, modo 3 y modo 4), arrojan que el elemento de la bisagra conocido como pivote, es propenso a vibrar en determinadas frecuencias, esto significa que no es deseable que existan fuerzas cíclicas a lo largo de este elemento, desgraciadamente esto no es posible ya que este elemento es el primero en recibir la fuerza del impacto que se genera al cerrar la puerta del refrigerador, lo que indica que debe realizarse un análisis de frecuencia y observar si la fuerza de impacto que se obtuvo en los capítulos anteriores a las frecuencias encontradas en los modo normales, pueda perjudicar a este elemento de manera trágica.

4.2 Análisis de respuesta en frecuencia.

Las señales de vibración son muy complejas, por lo que es conveniente convertir estas señales de una forma más sencilla para facilitar su análisis e interpretación. Esto se puede lograr transformando la señal al dominio de la frecuencia, una forma de hacerlo es a través de la transformada rápida de Fourier (FFT), la cual captura la señal en el tiempo, la transforma en una serie de señales sinusoidales y finalmente las conduce al dominio de la frecuencia.

Se debe tomar en consideración que la conversión de una señal de vibración en un espectro de frecuencias requiere un manejo matemático, que puede resultar un poco complicado. Debido a esto se eligió realizar un análisis de respuesta en frecuencia a la bisagra del refrigerador con el programa Hyperworks, el cual nos arrojará un resultado de la respuesta que tiene la bisagra ante las perturbaciones del choque de la puerta contra el gabinete del refrigerador, este análisis que realiza Hyperworks, lo hace en el dominio de la frecuencia.

El análisis de respuesta en frecuencia es utilizado para calcular la respuesta de una estructura ante la excitación oscilatoria en estado estacionario, la excitación puede ser una fuerza, un desplazamiento, una velocidad o una aceleración. Un caso simple es una carga de amplitud conocida a una frecuencia específica. La respuesta ocurre a la misma frecuencia y la amortiguación llevaría a un desfase.

El resultado de un análisis de respuesta en frecuencia son desplazamientos, velocidades, aceleraciones, fuerzas, esfuerzos y deformaciones. Los resultados suelen ser números complejos que se dan como magnitud y ángulo de fase o como parte real e imaginaria.

Un aspecto importante cuando se habla de vibraciones es conocer la severidad de vibración, ya que esta indica la gravedad que puede tener un defecto. La amplitud de vibración expresa la gravedad del problema, pero es difícil establecer valores límites de la vibración que detecten un fallo. La finalidad del análisis de vibraciones es encontrar un aviso con suficiente tiempo para analizar causas y formas de resolver los problemas que pudieran ocurrir. Una forma de anticiparse a las fallas que puede presentar un elemento es obteniendo un histórico de datos por cada pieza de la máquina que se estudia, el valor medio reflejará la normalidad de su funcionamiento, mientras que las desviaciones continuas o excesivas indicarán un posible fallo que será identificado después, teniendo en cuenta la frecuencia a la que se producen las mayores vibraciones [7].

El análisis de respuesta en frecuencia se aplicó 3 veces a la bisagra, debido a que se obtuvieron 3 fuerzas de impacto distintas, las cuales corresponden directamente al peso al que se somete la puerta del refrigerador. Antes de mostrar los resultados obtenidos de cada una de las pruebas establecidas, se mencionará el método que se siguió para aplicar el análisis de respuesta en frecuencia.

El modelo que se utilizó para realizar el análisis modal servirá para realizar el análisis de respuesta en frecuencia con la diferencia de que se agregaran dos condiciones de frontera, es decir, la aplicación de un par de fuerzas. Estas fuerzas son con las que interactúa la bisagra, las cuales son: la fuerza del resorte y la fuerza de impacto entre

la puerta y el gabinete del refrigerador. El siguiente paso es aplicar estas dos fuerzas en sus respectivas zonas, las cuales se definen a través de los nodos que conforman la malla. Está malla es la que envuelve a la bisagra.

La aplicación de la fuerza del resorte se encuentra en el interior del gancho del extremo de la bisagra. A esta área le corresponden 17 nodos de la malla por lo que se debe dividir la fuerza obtenida por el dinamómetro entre estos 17 nodos, el resultado es una fuerza de 0.605 N para cada nodo.

En cuanto a la zona de aplicación para la fuerza de impacto, esta se encuentra en el pequeño pivote que posee la bisagra en uno de sus extremos, esta área está compuesta por 777 nodos, por lo que la fuerza obtenida en las pruebas efectuadas anteriormente debe dividirse entre estos 777 nodos.

Una vez definidas las fuerzas en el modelo de elementos finitos, se debe establecer el rango de frecuencia en el que se aplicará cada fuerza. El rango se definió desde los 20 Hz con incrementos de 20 Hz hasta completar 50 incrementos, es decir desde los 20 Hz hasta los 1000 Hz, esto con el motivo de abarcar las frecuencias obtenidas en el análisis de modos normales y poder observar en cuál frecuencia la fuerza provoca un mayor desplazamiento en la bisagra capaz de dañarla.

Para finalizar debe agregarse un coeficiente de amortiguación estructural uniforme, este coeficiente de amortiguación se define para el programa HyperWorks, a través del factor de amortiguación multiplicado por dos, es decir:

$$\zeta \times 2 = \frac{c}{c_c} \times 2 \dots \dots \dots (4.1)$$

Por lo tanto, podemos debemos obtener el coeficiente de amortiguación dividirlo entre el coeficiente de amortiguación crítica y multiplicarlo por dos, o simplemente obtener el factor de amortiguación y multiplicarlo por dos. En este caso obtendremos el factor de amortiguación el cual se obtiene a través del decremento logarítmico, por medio de la siguiente ecuación:

$$\delta = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \dots \dots \dots (4.2)$$

El decremento logarítmico δ se define como el logaritmo natural de la razón de cualquiera de dos amplitudes sucesivas de la respuesta que se presentan separadas de un periodo T, es decir:

$$\delta = \ln \frac{y_1}{y_n} \dots \dots \dots (4.3)$$

Donde y_1 y y_n representan las amplitudes, las cuales corresponden a los valores de aceleración obtenidas en el capítulo tres. Por lo tanto, introduciendo dos valores cualesquiera de las gráficas de las aceleraciones obtenidas previamente y aplicando el logaritmo natural, obtenemos, que el decremento logarítmico tiene un valor de 0.287. Una vez obtenido el decremento logarítmico, es momento de despejar la ecuación 4.2 para obtener el factor de amortiguación, obteniendo la siguiente ecuación:

$$\zeta = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{2\pi}{\delta}\right)^2}} = \frac{\delta}{\sqrt{(2\pi)^2 + \delta^2}} \dots \dots \dots (4.4)$$

Sustituyendo cada uno de los valores obtenidos en la ecuación 4.4, obtenemos como resultado que el factor de amortiguamiento es igual a 0.04, sustituyendo este resultado en la ecuación 4.1, obtenemos que el coeficiente de amortiguación estructural uniforme que se introducirá en el programa HyperWorks es de 0.08.

4.2.1 Prueba 1 “Apertura y cierre de la puerta cuando no presenta ninguna carga la puerta”.

La fuerza de impacto que se ocupó para la prueba 1 en el análisis de respuesta en frecuencia fue de 35.93 N, esta fuerza se dividió entre los 777 nodos que conforman la zona de aplicación. Por lo tanto, a cada nodo se le aplicó una fuerza de 0.0462 N. Además, se aplicó la fuerza del resorte de precarga en la zona correspondiente, la cual se mencionó en apartados anteriores. Al realizar el análisis de respuesta en frecuencia para cada una de las frecuencias encontradas en el análisis de modos

normales, se obtuvieron los resultados que se presentan a continuación. Cada uno de los resultados muestra la geometría de la bisagra representada por una paleta de colores, la cual nos muestra la magnitud de los diferentes desplazamientos que tuvo cada área de la bisagra. El color rojo muestra las zonas de mayor desplazamiento, mientras que el color azul representa un rango de desplazamiento muy pequeño que tiende a ser nulo.

Respuesta de la bisagra ante la fuerza de 35.93 N a la frecuencia de 289 Hz.

El análisis de modos normales arrojo que a 289 Hz se encontraba un modo normal de vibrar de la bisagra, por lo tanto, debemos aplicar la fuerza de impacto cerca de este valor para determinar el desplazamiento que sufre la bisagra. El resultado fue el siguiente:

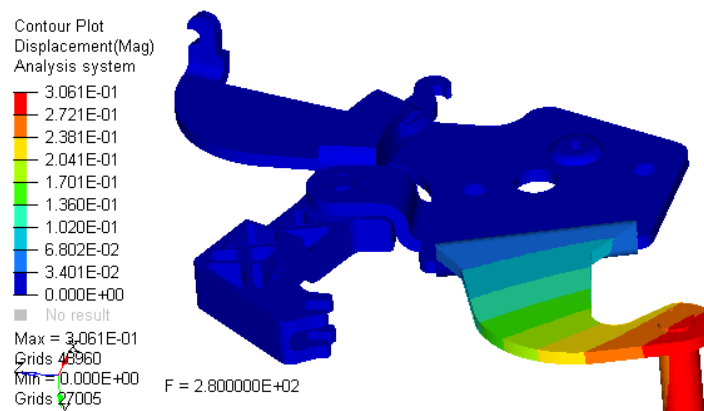


Figura 4-7 "Desplazamientos de la bisagra con una fuerza de 35.93 N a una frecuencia de 289 Hz".

En la figura 4.7 es apreciable que los desplazamientos que sufre la bisagra son de una magnitud muy pequeña, el máximo valor de desplazamiento es de 0.306 mm, el cual se encuentra en la mayor parte del área del pivote de la bisagra, es decir, donde se aplicó la fuerza de impacto. La magnitud de este desplazamiento no representa ningún riesgo a la estructura de la bisagra.

Respuesta de la bisagra ante la fuerza de 35.93 N a la frecuencia de 349 Hz.

Aplicando la fuerza de impacto cerca de 349 Hz, la cual es la segunda frecuencia donde la bisagra presenta un modo normal de vibrar, se obtuvo el siguiente resultado:

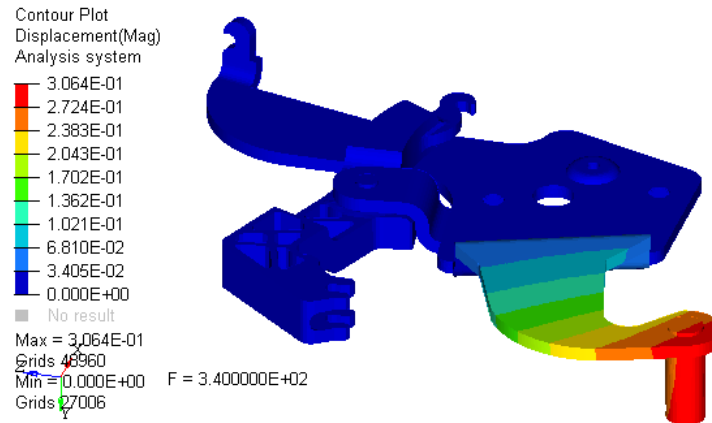


Figura 4-8 "Desplazamientos de la bisagra con una fuerza de 35.93 N a una frecuencia de 349 Hz".

La aplicación de la fuerza de impacto a la segunda frecuencia encontrada en el análisis de modos normales dio como resultado el mismo comportamiento que en el resultado anterior, esto se puede apreciar en la figura 4.8. La diferencia entre los resultados solo fue la magnitud del desplazamiento, la cual vario apenas 0.0003 mm. Por lo que la conclusión es la misma, es un desplazamiento pequeño que no compromete la estructura de la bisagra.

Respuesta de la bisagra ante la fuerza de 35.93 N a la frecuencia de 649 Hz.

Realizando el tercer análisis de la prueba 1 con la fuerza de impacto en 35.93 N a una frecuencia de 649 Hz se obtuvo el siguiente resultado:

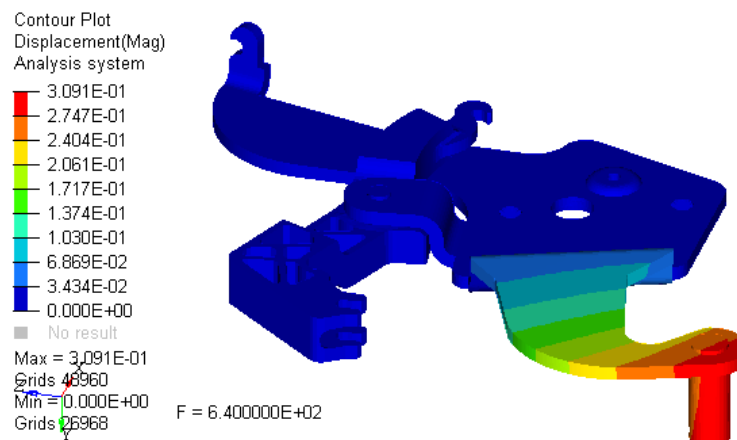


Figura 4-9 "Desplazamientos de la bisagra con una fuerza de 35.93 N a una frecuencia de 649 Hz".

Nuevamente la aplicación de la fuerza de impacto a una frecuencia más alta, no causo un desplazamiento significativo en la bisagra. Además de que se volvió a presentar el mismo patrón de desplazamiento en todo el cuerpo de la bisagra. El desplazamiento de la bisagra aumento solo en 0.0027 mm para la zona donde se aplica la fuerza de impacto, es decir, en el pivote que posee la bisagra. Lo que conlleva a mencionar que no es posible que esta fuerza a la frecuencia de 640 Hz represente un riesgo para la bisagra.

Respuesta de la bisagra ante la fuerza de 35.93 N a la frecuencia de 829 Hz .

El último análisis de respuesta de frecuencia para la prueba 1 se aplicó a la frecuencia de 829 Hz , obteniendo como resultado lo siguiente:

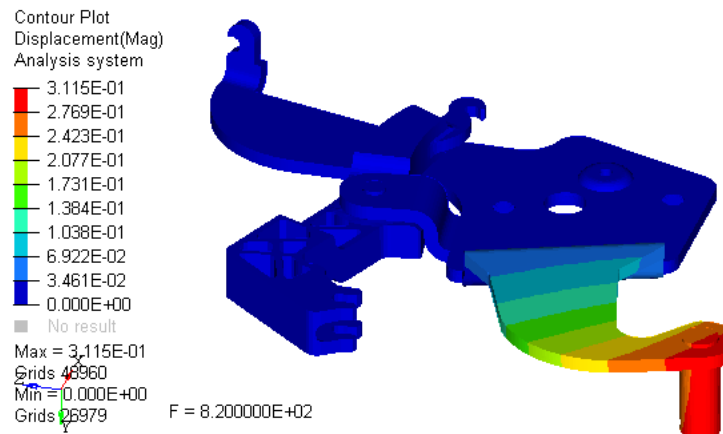


Figura 4-10 "Desplazamientos de la bisagra con una fuerza de 35.93 N a una frecuencia de 829 Hz ".

El resultado que se presenta (figura 4.10) tuvo exactamente el mismo comportamiento que todos los demás resultados, hubo un aumento en la magnitud del desplazamiento, el incremento fue cerca de 0.0024 mm . Donde nuevamente se recalca que esta fuerza de impacto que posee una pequeña magnitud no influye significativamente en la estructura de la bisagra.

Con esto finaliza el análisis de respuesta en frecuencia para la prueba número 1 con la fuerza de impacto que se calculó. Los resultados obtenidos indican que esta fuerza de impacto no perturba la estructura de la bisagra significativamente a las frecuencias propuestas. Esto lo podemos corroborar con un análisis de esfuerzos, el cual se

efectuó con la fuerza de 35.93 N a la frecuencia de 829 Hz, ya que es con estos parámetros cuando se presentan los mayores desplazamientos. El resultado fue el siguiente:

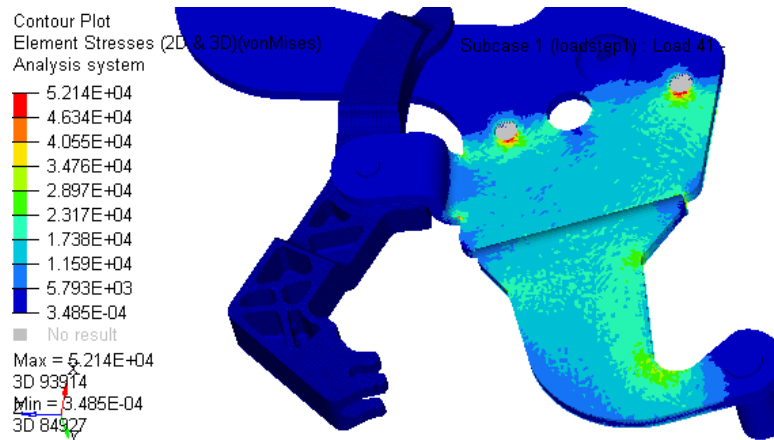


Figura 4-11 "Localización de los esfuerzos en la bisagra, provocados por la fuerza de 35.93 N a una frecuencia de 829 Hz".

En la figura 4.11, podemos observar la ubicación de los esfuerzos que presenta la bisagra, así como también la magnitud de ellos a través de una gama de colores. El esfuerzo más grande se presenta en la ubicación de los pernos que fijan la bisagra, su magnitud corresponde a 52,142 N/mm² este valor está por debajo del límite elástico del acero inoxidable por casi 140,000 N/mm². Lo que no representa riesgo alguno para el material.

Por lo tanto, se concluye que la elección del material es idónea para la bisagra, además, la magnitud de la fuerza no es capaz de fracturar el material, por lo que a primera instancia la bisagra cumple con su función.

Profundizando más en el análisis de respuesta en frecuencia, específicamente en la zona roja que corresponde al área de los mayores desplazamientos, es decir, en el pivote de la bisagra, se decidió volver a realizar un análisis de respuesta en frecuencia con la finalidad de encontrar una frecuencia que junto con la fuerza de impacto presentara un desplazamiento significativo en la bisagra. El resultado obtenido se muestra en la siguiente figura.

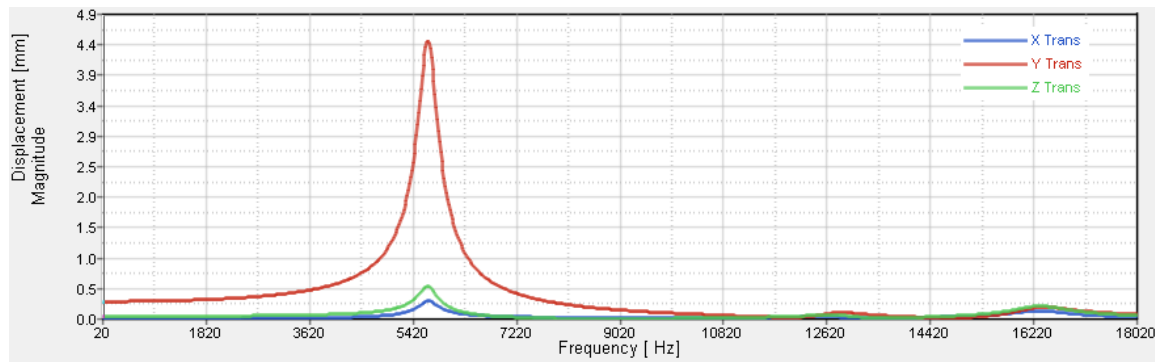


Figura 4-12 "Gráfica que representa el comportamiento de la zona roja seleccionada en el dominio de la frecuencia".

La figura anterior muestra el desplazamiento que tuvieron todos los nodos del área roja de la figura 4.10 en los tres ejes coordenados. La fuerza se aplicó desde los 20 Hz hasta los 18,020 Hz.

El mayor desplazamiento que sufrieron los nodos fue a lo largo del eje Y, es decir, a lo largo del pivote de la bisagra. La figura 4.12 muestra que si la fuerza de 35.93 N se aplica a una frecuencia de 5680 Hz el desplazamiento presenta una magnitud de 4.4 mm, lo cual es un desplazamiento significativo que podría representar un riesgo para la bisagra.

4.2.2 Prueba 2 “Apertura y cierre de la puerta cuando la puerta presenta el 50% de la carga máxima soportada”.

Para el segundo análisis de respuesta en frecuencia, solo se cambió la magnitud de la fuerza de impacto del modelo anterior. La nueva fuerza que se ocupó tiene una magnitud de 70.28 N, la cual se dividió nuevamente entre los 777 nodos que conforman el área de aplicación. El resultado fue una fuerza de 0.09 N para cada nodo. Nuevamente se consideró la fuerza del resorte para realizar el análisis.

Los resultados obtenidos del análisis de respuesta en frecuencia de esta prueba están referidos a las frecuencias obtenidas en el análisis de modos normales. Estos resultados se pueden observar a través de las figuras que se presentaran más adelante. Cada una de las figuras mostrará los diferentes desplazamientos que tuvo la bisagra, estos se representan a través de una gama de colores que indican su

ubicación, así como su magnitud. Además de observar las magnitudes de los desplazamientos se observa el comportamiento que tuvo la bisagra ante la nueva magnitud de la fuerza de impacto. Lo primero que se debe observar en cada una de las siguientes figuras es que la bisagra sigue presentado el mismo comportamiento de desplazamiento que el mostrado en la prueba 1, sin importar la frecuencia a la que se aplique la fuerza.

Estos resultados son los esperados, ya que la única diferencia entre el primer análisis y el presentado en esta sección fue el valor de la magnitud de la fuerza, por lo que se esperaba que el comportamiento fuera el mismo excepto por los desplazamientos, estos deberían ser un poco mayores, lo cual se cumple, ya que, en cada uno de los análisis, el aumento de la frecuencia trae consigo un incremento en el desplazamiento de las áreas de la bisagra. A continuación, se presentan los resultados obtenidos:

Respuesta de la bisagra ante la fuerza de 70.28 N a la frecuencia de 289 Hz.

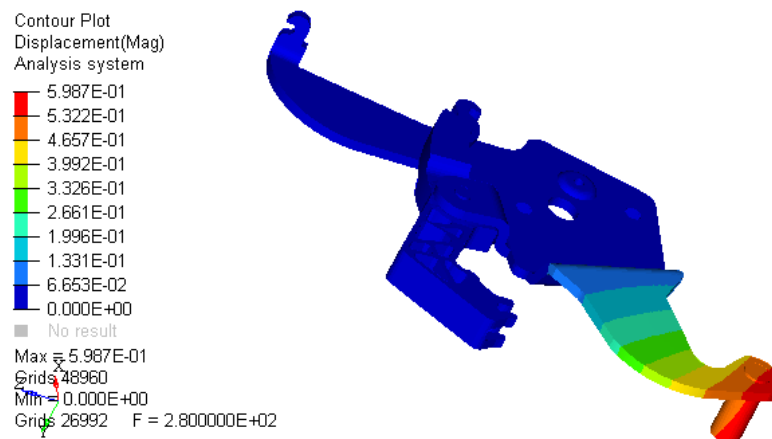


Figura 4-13 "Desplazamientos de la bisagra con una fuerza de 70.28 N a una frecuencia de 289 Hz".

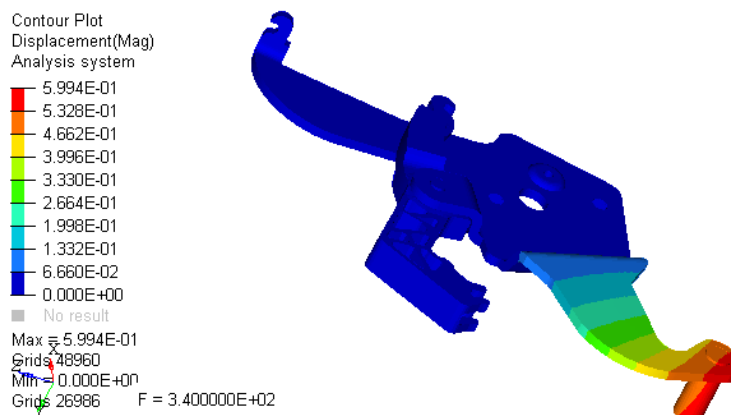
Respuesta de la bisagra ante la fuerza de 70.28 N a la frecuencia de 349 Hz.

Figura 4-14 "Desplazamientos de la bisagra con una fuerza de 70.28 N a una frecuencia de 349 Hz".

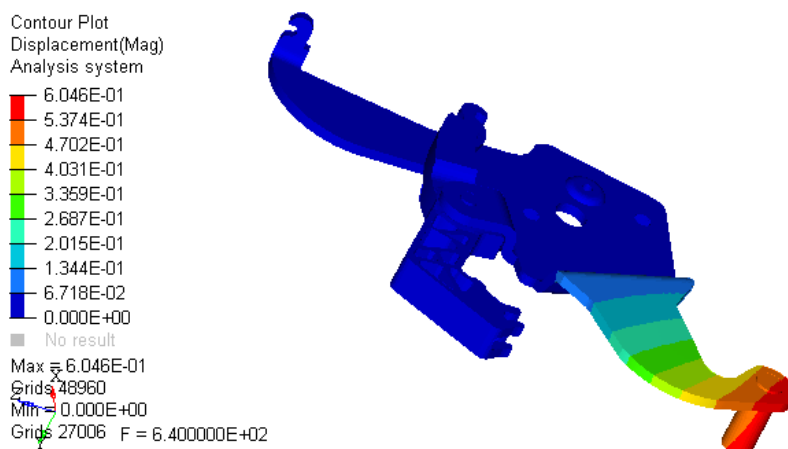
Respuesta de la bisagra ante la fuerza de 70.28 N a la frecuencia de 649 Hz.

Figura 4-15 "Desplazamientos de la bisagra con una fuerza de 70.28 N a una frecuencia de 649 Hz".

Respuesta de la bisagra ante la fuerza de 70.28 N a la frecuencia de 829 Hz.

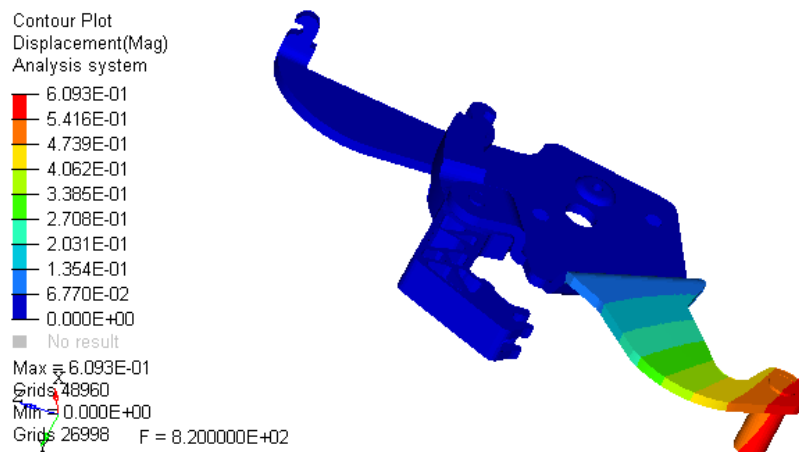


Figura 4-16 "Desplazamientos de la bisagra con una fuerza de 35.93 N a una frecuencia de 829 Hz".

Con las figuras anteriores podemos observar que el aumento de la fuerza de impacto produjo que la zona (roja) de mayor desplazamiento, aumentara en magnitud su valor, pasando de tener un desplazamiento que rondaba los 0.3 mm a un desplazamiento máximo de aproximadamente 0.6 mm.

En cuanto a los demás desplazamientos también observamos que estos aumentaron, a tal grado que la media de los desplazamientos de esta prueba fueran los máximos para la primera. Estos resultados no se observan como una prioridad, ya que es más probable que se presente una falla en la zona roja que cualquiera de las demás, debido a la magnitud del desplazamiento.

Observando detenidamente cada uno de los resultados anteriores, podemos determinar que el elemento de la bisagra que sufre los mayores desplazamientos es la sección del pivote, la cual conecta a la bisagra con la puerta del refrigerador. Este resultado ya se había mencionado en la prueba 1, por lo que el interés debe centrarse en los desplazamientos de este elemento, el cual presenta desplazamientos desde los 0.598 mm hasta los 0.609 mm. Las variaciones de estos desplazamientos van desde 0.0007 mm hasta los 0.0047 mm, los cuales son incrementos muy pequeños, por lo que solo vale la pena observar el caso más crítico, es decir, la aplicación de la fuerza a 829 Hz.

Con base en estos resultados, se decidió realizar un análisis de esfuerzos de la bisagra cuando se aplica la fuerza de 70.28 N a la frecuencia de 829 Hz, para observar si los desplazamientos obtenidos pueden llegar a ocasionar una fractura o agrietamiento del material, lo que conllevaría a una falla catastrófica para la bisagra. El resultado del análisis es el siguiente:

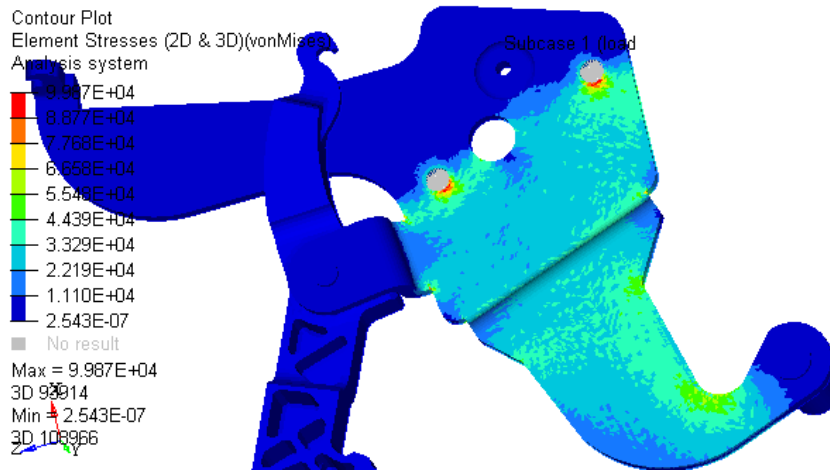


Figura 4-17 " Localización de los esfuerzos en la bisagra, provocados por la fuerza de 70.28 N a una frecuencia de 829 Hz".

La figura 4.17 muestra la distribución de los esfuerzos provocados por la fuerza de impacto, esta distribución es idéntica a la obtenida en la prueba número 1, es importante observar el máximo valor obtenido ya que este no debe rebasar el límite elástico del acero inoxidable AISI 304, del que está fabricada la bisagra. Si este valor rebasara el límite elástico se presentaría una falla importante en la bisagra, ya que el material podría fracturarse, lo que repercutiría en su ciclo de vida que a su vez dejaría inservible al refrigerador.

La magnitud del esfuerzo más grande es de $99,870 \text{ N/mm}^2$, el cual corresponde a la zona donde se colocan los pernos de sujeción, este valor se encuentra por debajo del límite elástico del acero inoxidable AISI por casi $100,000 \text{ N/mm}^2$, lo que significa que la bisagra soportara la fuerza de impacto.

Dicho hecho, se realizó un análisis más profundo sobre el área donde ocurren los mayores desplazamientos, para encontrar nuevamente a que frecuencia se necesita aplicar la fuerza de 70.28 N para que los desplazamientos aumenten de una forma

abrupta y puedan dañar la estructura de la bisagra. El resultado de este análisis se presenta en la siguiente figura.

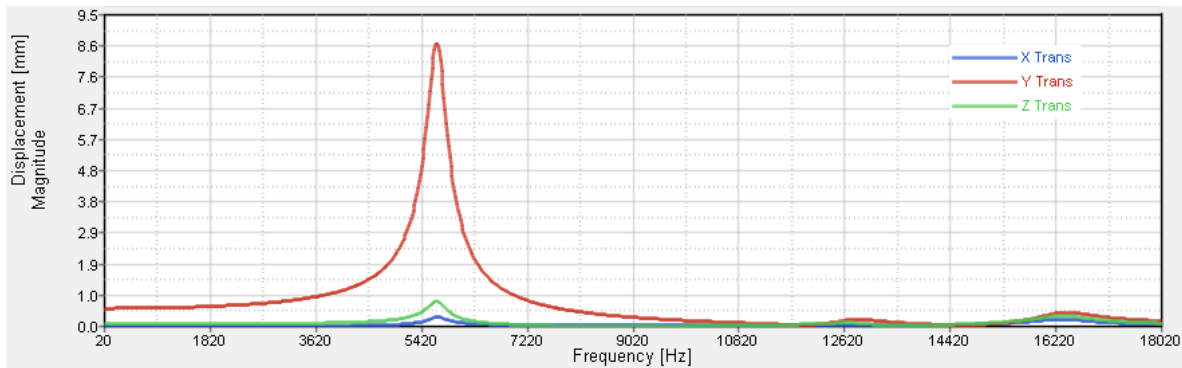


Figura 4-18 "Gráfica que representa el comportamiento de la zona roja seleccionada en el dominio de la frecuencia".

En la figura 4.18 observamos una gráfica referida en el dominio de la frecuencia, la cual nos muestra los desplazamientos que sufre el área en rojo de las figuras anteriores, en sus tres ejes coordenados, donde nuevamente el eje Y presenta los desplazamientos más críticos que pudieran hacer fallar a la estructura de la bisagra.

El rango al cual se sometido esta área va desde los 20 Hz hasta los 18,020 Hz, en donde podemos identificar que a la frecuencia de 5680 Hz se presenta un desplazamiento súbito de 8.64 mm para el eje Y.

4.2.3 Prueba 3 "Apertura y cierre de la puerta cuando la puerta presenta la carga máxima".

El último análisis de respuesta en frecuencia se realizó para la prueba 3, en la cual se obtuvo la mayor fuerza de impacto entre la puerta y el gabinete del refrigerador, la magnitud de tal fuerza fue de 120.96 N que dividida entre los 777 nodos que conforman el área de aplicación, da como resultado un valor de 0.155 N para cada nodo. Los resultados son esperados, ya que se debe presentar el mismo comportamiento de los desplazamientos a lo largo de la bisagra que los obtenidos anteriormente. Lo más importante de este análisis es observar la magnitud de los desplazamientos, ya que con estos podremos definir si representa un riesgo para la bisagra. Los resultados se presentan a continuación.

Respuesta de la bisagra ante la fuerza de 120.96 N a la frecuencia de 289 Hz.

En la figura 4.19 observamos el primer resultado obtenido, donde efectivamente se presentó el mismo comportamiento que los anteriores resultados, enfocándonos en la magnitud de los desplazamientos observamos que estos aumentaron de manera significativa. Si observamos las tres primeras magnitudes de desplazamiento que presenta la gama de colores de la figura 4.19 contra los de la figura 4.12 y 4.7 podemos apreciar que los valores aumentaron en un orden de hasta 0.5 mm.

El mayor desplazamiento encontrado a 289 Hz fue de 1 mm el cual es bastante grande en comparación con los anteriores, pero no representa alguna afectación para el acero inoxidable del que está hecha la bisagra.

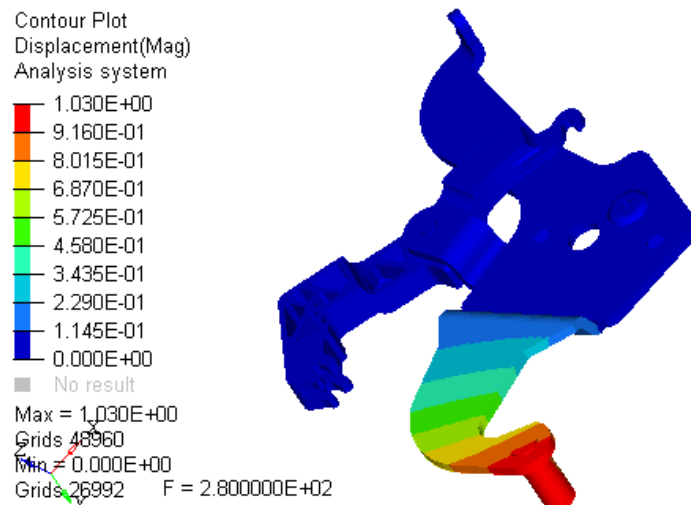


Figura 4-19 "Desplazamientos de la bisagra con una fuerza de 120.96 N a una frecuencia de 289 Hz".

Respuesta de la bisagra ante la fuerza de 120.96 N a la frecuencia de 349 Hz.

Para el segundo resultado obtenido, vemos que el aumento de la frecuencia apenas influyo sobre los desplazamientos de la bisagra, logrando aumentar en estos 0.001 mm Figura 4.20, por lo que este y el anterior análisis representan lo mismo, es decir, la fuerza de impacto a estas frecuencias no conlleva a la bisagra a entrar en resonancia ni mucho menos dañar al material del cual se fabricó la bisagra.

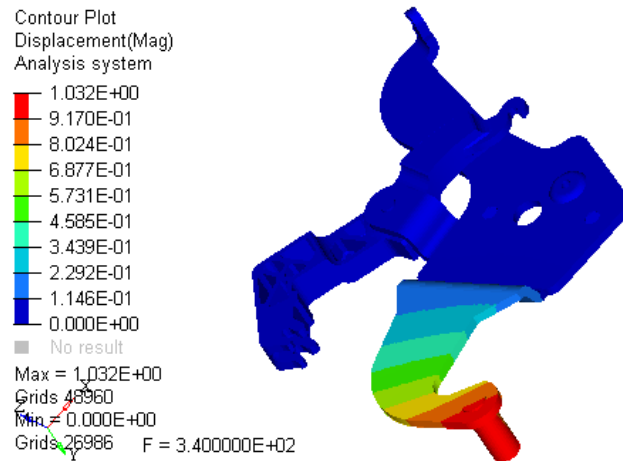


Figura 4-20 "Desplazamientos de la bisagra con una fuerza de 120.96 N a una frecuencia de 349 Hz".

Respuesta de la bisagra ante la fuerza de 120.96 N a la frecuencia de 649 Hz.

El resultado que se obtuvo al aplicar la fuerza de 120.96 N a 649 Hz, se muestra en la figura 4.21. En esta figura podemos observar que los desplazamientos tienden a crecer cada vez más, lo que puede presentar un riesgo, debido a que la última frecuencia encontrada en la bisagra es de 829 Hz. El resultado de este análisis sigue sin representar un riesgo para la bisagra, lo único que se asevera es que el aumento en el rango de la frecuencia de una carga o fuerza aplicada sobre algún elemento provoca el aumento de deformaciones sobre el área de aplicación. Las deformaciones pueden encontrarse en el rango elástico o plástico, dependiendo del material y su proceso de fabricación.

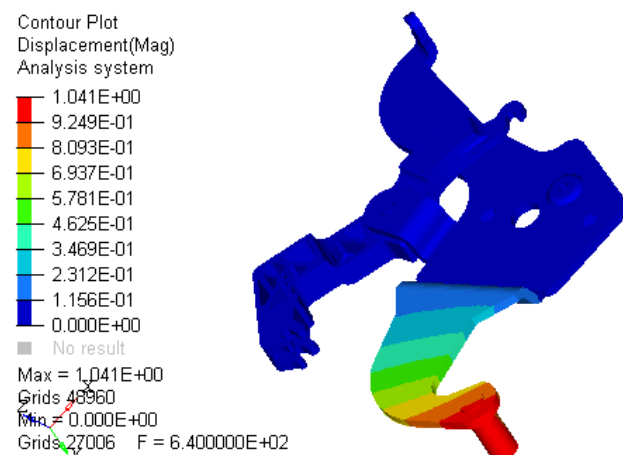


Figura 4-21 "Desplazamientos de la bisagra con una fuerza de 120.96 N a una frecuencia de 649 Hz".

Respuesta de la bisagra ante la fuerza de 120.96 N a la frecuencia de 829 Hz.

El último análisis de la prueba 3, es el que se ha tornado más importante durante la realización del análisis de respuesta en frecuencia, ya que es aquí donde se esperan los mayores desplazamientos de la bisagra ante la fuerza calculada. El resultado que se obtuvo en esta prueba es uno de los más importantes ya que esta es la peor condición a la que puede estar sujeta la bisagra, por lo que el desplazamiento no debe ser lo bastante grande como para que esta pueda fallar en alguna de sus partes. El resultado que se obtuvo se muestra en la figura 4.22.

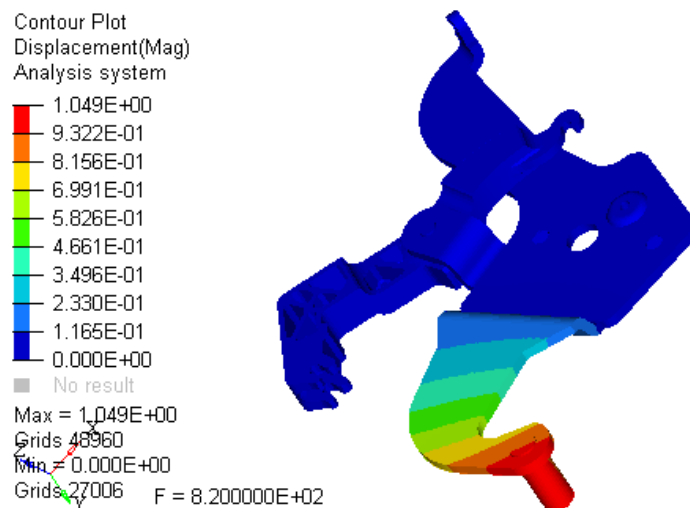


Figura 4-22 "Desplazamientos de la bisagra con una fuerza de 120.96 N a una frecuencia de 829 Hz".

En la figura anterior se observan el comportamiento de la bisagra ante la peor condición a la que se pueda someter, se observa que el máximo desplazamiento apenas aumento 0.008 mm respecto al obtenido en la frecuencia de 649 Hz, por lo que la bisagra logró pasar la prueba de confiabilidad ante los impactos producidos por la puerta contra el gabinete del refrigerador. Para corroborar esto solo hace falta realizar un análisis de esfuerzo para observar si estos no rebasan el esfuerzo último del acero inoxidable. Dicho lo anterior el resultado del análisis de esfuerzos es el siguiente:

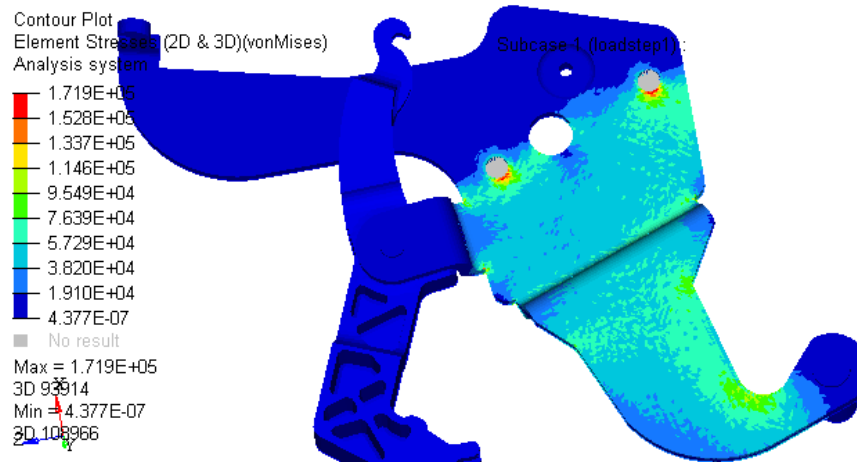


Figura 4-23 "Localización de los esfuerzos en la bisagra, provocados por la fuerza de 120.96 N a una frecuencia de 829 Hz".

Ante la nueva fuerza de impacto, se volvieron a generar los mismos esfuerzos en gran parte del área de la bisagra. El resultado primordial de este análisis fue la magnitud del mayor esfuerzo, ya que como se había mencionado anteriormente en cada uno de los análisis, este esfuerzo debe ser menor al límite elástico del material para que este no pueda fracturarse o agrietarse. El esfuerzo más grande se presentó en una parte de la circunferencia de los orificios donde se insertan los pernos de sujeción, cuya magnitud fue de $171,900 \text{ N/mm}^2$, la cual es una magnitud muy grande respecto a los demás esfuerzos encontrados, pero no lo suficiente como para rebasar el límite elástico de $190,000 \text{ N/mm}^2$, por lo que la bisagra ante la fuerza de 120.96 N sufre un desplazamiento de apenas 1 mm que le ocasiona esfuerzos menores que el límite elástico del material, por lo que no presenta riesgo alguno para la bisagra del refrigerador.

Para finalizar con el análisis de respuesta en frecuencia se realizó una última simulación del área roja de la figura 4.22 para observar a que frecuencia esta fuerza pudiera perjudicara a la bisagra y que tanto la desplazaría, el resultado fue el siguiente:

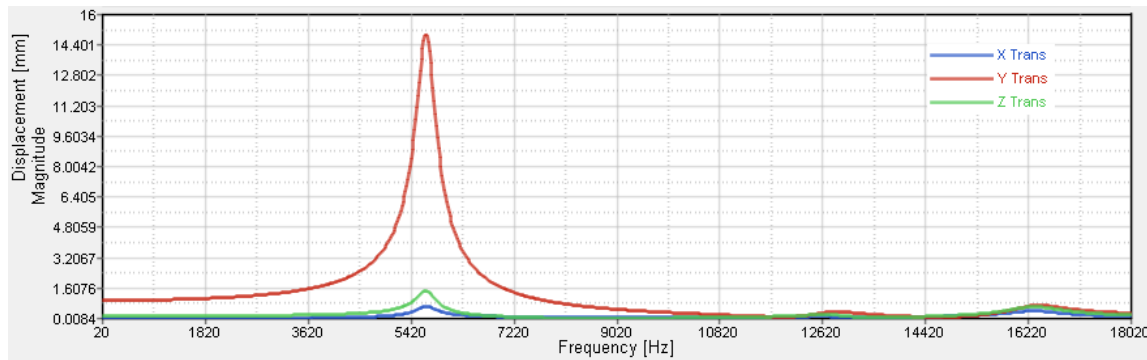


Figura 4-24 "Gráfica que representa el comportamiento de la zona roja seleccionada de la figura 4.22 en el dominio de la frecuencia".

La figura anterior nos muestra la gráfica en el dominio de la frecuencia del área del pivote de la bisagra que sufre los mayores desplazamientos a causa de la fuerza y frecuencia aplicada. Con esta gráfica podemos observar que nuevamente a la frecuencia de 5680 Hz el desplazamiento posee una magnitud crítica para la bisagra, en este caso la magnitud del desplazamiento fue de 15 mm lo que representa un enorme desplazamiento para la bisagra, tal desplazamiento es capaz de dañar la estructura de la bisagra en donde se concentran los esfuerzos antes mencionados.

Con base en los resultados obtenidos en el análisis de respuesta en frecuencia, podemos asegurar que la bisagra no presentará falla alguna ante las fuerzas de impacto que pudieran surgir durante el ciclo de apertura y cierre de la puerta. Cabe destacar que nunca se obtuvo una fuerza de impacto que superara el peso límite asignado a la puerta, el cual fue establecido por el fabricante. Un punto importante que destacar sobre los resultados de los análisis anteriores es que la fuerza de tensión que produce el resorte de precarga no perjudica en nada a la bisagra o al brazo de palanca. Esto se concluye debido a que, en ningún análisis frecuencial, el programa arrojó resultados en el área de aplicación de la fuerza, por lo que los desplazamientos son tan pequeños o nulos en comparación con los de la fuerza de impacto.

Otro punto importante que se debe resaltar es la frecuencia a la cual todas las fuerzas de impacto provocan desplazamientos enormes sobre la bisagra, esta frecuencia está referida en un valor de 5680 Hz, la cual podría ser un modo normal de vibrar de la bisagra. Por lo que es posible que cualquier fuerza de impacto a esta frecuencia

induzca a la bisagra en la condición de resonancia. Fenómeno que se produce cuando la fuerza que se aplica a la bisagra coincide con la pulsación de resonancia de la bisagra, es decir, un modo normal de vibrar. Cuando ambas magnitudes coinciden la amplitud del sistema oscilante alcanza su punto máximo, como se observa en los gráficos presentados en cada una de las pruebas. La falla que pudiera surgir ante esta situación sería la ruptura o deformación permanente del material por el cual fue elaborada la bisagra, lo que dejaría inservible a este elemento. Otra falla que pudiera presentarse ante esta situación se vería reflejado en los pernos de sujeción de la bisagra, los cuales podrían deformarse a tal grado que dejarían de proporcionar una estabilidad a la bisagra, provocando que la puerta del refrigerador se cuelgue, lo que conllevaría a un mal cierre de la puerta.

Hablando sobre los pernos de sujeción que posee la bisagra, los resultados obtenidos anteriormente muestra que los esfuerzos máximos se ubican en los huecos donde se atornillan los pernos de sujeción de la bisagra, lo cual nos lleva a pensar que estos pernos presentarán esfuerzos debido a los desplazamientos de la bisagra, por lo que sería recomendable determinar si el material del cual están fabricados los tornillos, son capaces de soportar los esfuerzos sin que el material pueda fracturarse o agrietarse. El análisis realizado por HyperWorks no contempla este material ni mucho menos la geometría del perno por lo que, es recomendable considerar los pernos de sujeción en análisis posteriores.

Con lo anterior, cabe resaltar el siguiente planteamiento: “Entonces, ¿Qué hace fallar a la bisagra?”. Nuestros resultados arrojan que la bisagra es capaz de soportar en primera instancia las fuerzas producidas por el impacto de la puerta contra el gabinete del refrigerador, pero es posible que, con el paso del tiempo, estas fuerzas logren fatigar el material de la bisagra produciendo que se genere una fractura del mismo lo que conllevaría a una irremediable falla. Por lo tanto, es recomendable realizar un análisis de falla sobre la bisagra que nos muestre el tiempo de vida de este elemento. Posteriormente este resultado deberá ser comparado con lo que estipula el fabricante para determinar si las vibraciones producidas por el impacto de la puerta son realmente las responsables de hacer fallar a la bisagra.

CONCLUSIONES.

El tema de este trabajo se eligió debido a que las bisagras de los refrigeradores presentan una continua falla en su estructura, lo que obligaba a los diseñadores a cambiar constantemente los métodos y técnicas que den como solución una bisagra que cumpla con su objetivo, así como con un ciclo de vida amplio. Este cambio constante en la bisagra fue lo que perjudicó su desempeño, debido a que su estudio tiene por objetivo buscar la solución idónea, tratando de ser práctica y a la vez estética en la bisagra, en vez de orientarse hacia las condiciones a las que se encuentra sujeta, como lo son las vibraciones que se producen por el impacto de la puerta contra el gabinete del refrigerador.

Esta idea fue la que originó realizar un estudio a detalle del impacto y las vibraciones que se producen en ciclo de apertura y cierre de la puerta del refrigerador. En un principio se estableció el trabajo con la idea de averiguar si la fuerza de impacto era la responsable de hacer fallar a la bisagra, pero la idea empezó a cambiar cuando se determinó que no existían los suficientes análisis ni estudios para obtener los resultados deseados.

Por lo tanto, el trabajo se orientó en realizar un protocolo que permitiera identificar la pérdida de funcionalidad de cualquier bisagra ante las vibraciones producidas por el impacto de la puerta, ya que todos los refrigeradores poseen distintos diseños y materiales en sus bisagras. Por lo que elaborar un trabajo específicamente en un solo diseño de bisagra no ayudaría a resolver el problema del por qué falla la bisagra. Cabe destacar que el trabajo no se encuentra normalizado, debido a que es un primer protocolo donde se intenta abordar todas las variables que engloba el problema y establecer si con estas variables seleccionadas es posible sentar un veredicto acerca de las consecuencias de las vibraciones mecánicas que sufre la bisagra.

Las variables que se deben tomar en consideración son demasiadas, por lo que se plantearon algunas idealizaciones para acotar la extensión del trabajo. Por ejemplo, el no contemplar el coeficiente de amortiguación estructural de los elementos del refrigerador, los cuales podrían haber disminuido la magnitud de la fuerza de impacto,

o considerar a la puerta como un solo objeto, lo cual no es factible, debido a que está compuesta por más de 10 elementos distintos con diversos materiales.

Desde el punto de vista del autor esto no representa un gran problema para el protocolo, porque este trabajo da pie para elaborar un protocolo normalizado que permita un mejor estudio del comportamiento de la bisagra ante las vibraciones a las que se encuentra expuesta.

Las conclusiones obtenidas en el trabajo se dividieron en dos partes, la primera parte se basa en los resultados del análisis modal de la bisagra, mientras que la segunda parte involucra los resultados obtenidos en el análisis de respuesta en frecuencia.

Los resultados del análisis modal son un paso esencial para el protocolo de “pérdida de funcionalidad de la bisagra”. Estos nos muestran un rango de frecuencia en el que las cargas cíclicas no deben aplicarse, así como las zonas vulnerables en donde no es recomendable colocar cargas cíclicas. Cabe destacar que este rango de frecuencia puede ser manipulado de manera que se adecue a nuestras necesidades, por ejemplo, si la estructura presenta cargas inevitables en zonas no recomendables, no es necesario realizar un proceso de diseño de nuevo, solo basta con cambiar las propiedades físicas de la bisagra, como la masa, las amortiguaciones o sus restricciones y junto con la ayuda del análisis modal poder vislumbrar resultados favorables. Además, con este análisis podemos inspeccionar el diseño de nuestra bisagra para identificar en que zonas no ocurre ningún desplazamiento ni esfuerzo significativo por lo que estas zonas podrían considerarse como un sobrante en la geometría de la bisagra, lo que se pudiera traducir como desperdicio de material.

En cuanto a los resultados obtenidos en el análisis de respuesta en frecuencia, estos llevaron a reflexionar acerca de cómo se podría mejorar este tipo de análisis. Conforme se realizó el análisis de respuesta en frecuencia, se pudo apreciar que la bisagra se encuentra sometida a dos fuerzas, la primera es la de impacto entre la puerta y el gabinete del refrigerador, mientras que la segunda fuerza se presenta cuando la puerta se somete al peso máximo establecido. Esta fuerza no es capaz de observarse a simple vista ni contemplarla en un principio, ya que el peso máximo que puede asignársele a la puerta está establecido por el fabricante para que está no se ladee o se cuelgue. Cuando se realizó la última prueba de impacto, se encontró que

la puerta se ladea debido al peso asignado, lo que provocó que el pivote de la bisagra resintiera todo este peso. Esto lo podemos apreciar en las figuras 3.22 y 3.23. Por lo tanto, en posteriores análisis es clave determinar la magnitud de esta fuerza, para que ésta pueda ser aplicada al modelo de elementos finitos y así obtener un resultado más apegado a la realidad.

Otro punto importante que destacar para mejorar la calidad del análisis de respuesta en frecuencia, es la colocación de pequeños acelerómetros sobre la bisagra, principalmente en la zona donde se encuentran las cargas aplicadas. Esto complementa el análisis de frecuencia, debido a que las aceleraciones obtenidas se encuentran en el dominio del tiempo, lo que ayuda a confirmar diagnósticos en aquellas fallas que poseen espectros muy parecidos al de frecuencia. Las fallas podrían ser de tipo: desbalance, desalineamiento y holgura.

El análisis de respuesta en frecuencia proporciona gráficos que muestran los parámetros de desplazamientos, velocidades y/o aceleraciones en el dominio de la frecuencia. Estos gráficos se han analizado a detalle, de tal manera que, con tan solo ubicar los picos, es decir, las magnitudes más altas de los parámetros mencionados anteriormente, es posible deducir el fallo que se presentara en la máquina. Este conocimiento es aplicado principalmente a máquinas rotatorias por lo que, en el análisis de estructuras, como el de la bisagra, no se posee un amplio panorama acerca de cómo interpretar este tipo de gráficos. Por lo que, este tema podría ser un trabajo a futuro que ayudaría no solo a completar el protocolo, sino que también podría aplicarse a diferentes estructuras.

Por último, contestar la pregunta: “¿Las vibraciones producidas por el impacto de la puerta contra el gabinete del refrigerador, representan un riesgo para la bisagra?”, es difícil de responderla. Los resultados obtenidos en este trabajo vislumbran en un principio que la fuerza de impacto no representa ningún riesgo al momento de que esto ocurre. Debemos tener en cuenta que la interacción del usuario con el refrigerador aumenta conforme pasa el tiempo, por lo que la bisagra se encuentra constantemente sometida a las vibraciones de los impactos de la puerta. Por lo tanto, se recomienda un último análisis para finalizar el protocolo y contestar a la pregunta. El análisis que se debe realizar se conoce como “Análisis de falla”, el cual relaciona

la fuerza de impacto que se obtuvo con el número de veces que está se aplica junto con el tiempo que dura, por lo que, este tipo de análisis determinara si la bisagra cumple con el ciclo de vida que le fue asignado. Si esto no ocurre, entonces la pregunta planteada tendría una respuesta afirmativa, mientras que en el caso contrario la respuesta sería negativa. En conclusión, todo lo anterior mencionado da pie para crear un mejor protocolo que contemple aspectos claves para determinar la pérdida de funcionalidad de una bisagra.

Para finalizar, es pertinente mencionar que este trabajo represento un gran reto, debido al tiempo y esfuerzo invertido. Sin embargo, todos los aspectos nuevos comprendidos enriquecen una mejor formación académica.

REFERENCIAS CONSULTADAS

- [1] G. Z. Aznar, "Industria electrodomésticos," ProMéxico, Ciudad de México 2014.
- [2] U. d. i. d. negocios, "Diagnostico Sectorial, Electrodomésticos," ProMéxico, Ciudad de México 2014.
- [3] A. V. Silva, "Diseño de un sistema de detección de fallas en electrodomésticos," Ingeniería Mecatronica, Universidad Nacional Autónoma de México, ciudad de México, 2016.
- [4] M. C. R. Cruz. (2015) Análisis de Falla. *Metal Actual*. 42.
- [5] R. G. Martinez, "Refrigerador domestico," Diseño industrial Licenciatura, Universidad Nacional Autónoma de México, Ciudad de México, 1992.
- [6] I. P. Ansuategui, *Vocabulario de arquitectura y construcción: Ignacio Paricio*. Barcelona: Bisagra, 1999.
- [7] F. Torres, J. Royo, and G. Rabanaque, "Análisis de vibraciones e interpretación de datos," *DIDYF Universidad de Zaragoza, España*, 2000.
- [8] R. P. A.-M. SA and A. DE MAQUINARIA, "Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico," ed: Enero, 2005.
- [9] S. S. Rao, *Vibraciones mecánicas*, 5 edición ed. México, 2012.
- [10] E. B. M. Balakumar Balachandran, *Vibraciones*. México: CENGAGE Learning, 2008.
- [11] M. R. Súnico, "ANÁLISIS MODAL OPERACIONAL: TEORÍA Y PRÁCTICA," Universidad de Sevilla, España marzo, 2015.
- [12] M. Cimoli, G. Porcile, A. Primi, and S. Vergara, "Cambio estructural, heterogeneidad productiva y tecnología en América Latina," *En: Heterogeneidad estructural, asimetrías tecnológicas y crecimiento en América Latina-LC/W. 35-2005-p. 9-39*, 2005.
- [13] J. He and Z.-F. Fu, "Modal analysis, Butterworth-Heinemann," ed: Oxford, 2001.
- [14] R. C. Madera, "Análisis y modelado del sistema de suspensión de un autobús de tres ejes mediante paquetería de elemento finito," Ingeniería Mecánica, Universidad Nacional Autónoma de México, Ciudad de México, 2012.
- [15] R. C. Hibbeler, *Ingeniería Mecánica-Dinámica*, Decimosegunda ed. México, 2010.
- [16] A. V. Silva, "Análisis de fallas en puertas de automóviles basado en la fuerza de impacto al cierre," Ingeniería Mecatronica Licenciatura, Universidad Nacional Autónoma de México, ciudad de México, 2014.
- [17] J. K. N. Richard G. Budynas, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, 8 edición ed. México, 2008.
- [18] s. a. Sanmetal. (2018). *Termoplásticos : Poliamida 6.6 - PA 66*. Available: <http://www.sanmetal.es/productos/termoplasticos/poliamida-66-pa-66/8>, consultado: 23/03/2018
- [19] I. Group, "Tablas tecnicas del acero inoxidable," T. t. d. a. inoxidable-Irestal, Ed., ed: Irestal Group S.A., 2018.
- [20] GoodFellow. (2018). *Acero Inoxidable - AISI 304 (Fe/Cr18/Ni10) Información sobre el material*. Available: <http://www.goodfellow.com/S/Acero-Inoxidable-AISI-304.html>, consultado 26/03/2018

- [21] Informática, P. N. d. l. Mujer, and I. N. d. l. Mujeres, *Mujeres y hombres en México 2015*. Aguascalientes, México: Instituto Nacional de Estadística, Geografía e Informática, 2015.
- [22] E. G. Gutiérrez, "Introducción al filtrado digital," *Catalunya: Escola Superior de Musica de Catalunya, Departamento de Sonologia*, 2009.
- [23] R. C. Hibbeler, *Ingeniería mecánica-Estática*, Decimosegunda edición ed. México, 2010.
- [24] R. V. Crespo, "Análisis de vibraciones en elementos funcionales del faro izquierdo del automovil New Beetle 2.5 versión USA [NB-NAR)," Licenciatura en Ingenieria Mecánica, Ingenieria industrial y mecánica, Universidad de las Américas Puebla, Cholula, Puebla, México, 2006.

APENDICE 1

Aplicar un filtro a la gráfica de aceleración que se obtuvo con la ayuda del acelerómetro, no es más que eliminar el ruido que se presenta en todos los valores recopilados por el acelerómetro. Para eliminar este ruido se optó por escribir un programa en Matlab®, ya que posee ciertas herramientas como Wavelet ToolBox que tienen por objetivo eliminar el ruido de las señales. Esta herramienta es muy precisa y permite ajustar los parámetros necesarios para la eliminación de ruido.

Posteriormente de filtrar las señales obtenidas, es necesario integrarlas para obtener la velocidad correspondiente durante el recorrido del cierre de la puerta, por lo que de nuevo se recurrió al programa de Matlab® para hacer uso de la función *trapz*, el cual es un método de integración para datos numéricos. A continuación, se presenta el código:

```
clear all
a=xlsread('FILE NAME');
sig = a;

wname = 'sym4';           % Wavelet for analysis.
level = 5;                % Level for wavelet decomposition.
sorth = 's';              % Type of thresholding.
nb_Int = 3;                % Number of intervals for thresholding.

[sigden,coefs,thrParams,int_DepThr_Cell,BestNbOfInt] =
cmddenoise(sig,wname,level,sorth,nb_Int);
thrParams{1}
BestNbOfInt
int_DepThr_Cell
int_DepThr_Cell{5}

clf
subplot(3,1,1);
plot(sig,'r');
axis tight
xlabel('Time [s]')
ylabel('Aceleration g')
legend('original signal')
hold on
grid on
plot(sigden,'k');
title('Filtered signal y original siganl');
subplot(3,1,2);
plot(sigden,'k');
axis tight
grid on
```

```
xlabel('Time [s]')
ylabel('Aceleration [m/s^2]')
title('Filtered Signal');
```

```
X=%TIME INTERVAL (LIMITS);
Q = cumtrapz(X,sigden);
subplot(3,1,3);
plot(Q)
axis tight
hold on
grid on
xlabel('Time [s]')
ylabel('Velocity [m/s]')
title('Velocity');
```