



Universidad Autónoma de San Luis Potosí
Facultad de Ingeniería
Centro de Investigación y Estudios de Posgrado

**Análisis de compresor de refrigeración para la identificación
de las fuentes generadoras de ruido y su rediseño**

T E S I S

Que para obtener el grado de:

Maestro en Ingeniería

Presenta:

Eduardo Pérez Herrera

Asesores:

M.I. César Torres Ochoa

Dr. Emilio Jorge González Galván

San Luis Potosí, S. L. P.

Febrero de 2016





UASLP

Universidad Autónoma
de San Luis Potosí

26 de noviembre de 2015

**AL ING. EDUARDO PÉREZ HERRERA
P R E S E N T E.**

En atención a su solicitud de Temario, presentada por el **M.I. César Torres Ochoa y Dr. Emilio Jorge González Galván**, Asesor y Co-asesor de la Tesis que desarrollará Usted, con el objeto de obtener el Grado de **Maestro en Ingeniería Mecánica**, me es grato comunicarle que en la Sesión del H. Consejo Técnico Consultivo celebrada el día 26 de noviembre del presente, fue aprobado el Temario propuesto:

TEMARIO:

“Análisis de compresor de refrigeración para la identificación de las fuentes generadoras de ruido y su rediseño”

Introducción.

1. Aspectos generales sobre acústica
2. Caracterización sonora de un compresor de refrigeración
3. Implementación y evaluación de los sistemas de medición de ruido
4. Medición y análisis de resultados experimentales

Conclusiones

Bibliografía

Apéndices

“MODOS ET CUNCTARUM RERUM MENSURAS AUDEBO”

A T E N T A M E N T E

M. I. JORGE ALBERTO PÉREZ GONZÁLEZ
DIRECTOR.




UNIVERSIDAD AUTÓNOMA
DE SAN LUIS POTOSÍ
FACULTAD DE INGENIERÍA
DIRECCION



**FACULTAD DE
INGENIERÍA**

Av. Manuel Nava 8
Carretera Universitaria • CP 78290
San Luis Potosí, S.L.P.
Tel. (444) 826 2330 al39
fax (444) 826 2336
www.uaslp.mx

Copia. Archivo.
*etn.

Agradecimientos

Gracias a mis Padres y hermanos por su apoyo incondicional en todos los proyectos que he tenido. A Dios por permitirme concluir y disfrutar esta etapa y por bendecirme con todos los amigos y compañeros que me han ayudado en este proceso de crecimiento personal y profesional.

Gracias a mis asesores, el M.I César Torres Ochoa y al Dr. Emilio Jorge González Galván por su paciencia y guía en todo el desarrollo del trabajo, y gracias por su amistad hacia mi.

Gracias al grupo de asesorados y al Dr. Sergio Rolando Cruz Ramírez, ya que sus consejos y comentarios durante nuestras sesiones de avance interno me ayudaron a poder aclarar y mejorar muchos aspectos en cuanto al contenido del trabajo.

Gracias a mis sinodales que me ayudaron con sus comentarios a mejorar y enriquecer este trabajo.

Gracias a la empresa Mabe por su apoyo en la realización de este trabajo, en especial a los M.I Carlos Antonio Ramírez Rodríguez, M.I Carlos Mario Moreno Gutiérrez, M.I Reynaldo Soubervielle Montalvo y a todo el departamento de Ingeniería por su ayuda y conocimientos para poder realizar el estudio presentado en este trabajo. También quiero agradecer el Ing. Carlos Israel González Villalobos por su ayuda para la realización en las mediciones realizadas en el estudio del compresor,

Gracias a mis profesores, por compartir sus conocimientos y ayudarme en mi formación.

Gracias a mis compañeros de generación por su ayuda en la realización de los proyectos realizados durante los estudios de maestría y por brindarme su amistad.

Gracias al Consejo de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por su apoyo en mi desarrollo profesional.

Índice

Agradecimientos	i
Lista de Figuras	v
Lista de Tablas	vii
Resumen	viii
Introducción	ix
1. Aspectos generales sobre acústica	1
Introducción.....	1
1.1 Conceptos sobre el sonido	1
1.2 Características de las ondas sonoras	1
1.3 Magnitudes y niveles de medidas sonoras	5
1.4 Propagación del sonido	9
1.5 Ruido y fuentes que lo generan	12
1.6 Instrumentos y equipos para el análisis de señales acústicas.....	15
1.6.1 Tipos de señales y procesos de vibraciones acústicas	15
1.6.2 Dominio de la frecuencia.....	17
1.6.3 Equipos e instrumentos.....	20
1.6.3.1 El micrófono	23
1.6.3.3 Analizadores de frecuencia	24
1.6.3.4 Analizadores de intensidad sonora	24
1.6.3.5 Sistema alternativo de medición con vibrómetro laser	25
2. Caracterización sonora de un compresor de refrigeración	29
Introducción.....	29
2.1 Ciclo teórico de refrigeración	29
2.2 Análisis de los componentes del compresor.....	31
2.3 Técnicas de modelado.....	33
2.4 Modelado e identificación de sistemas en la acústica.....	34
2.5 Campos sonoros unidimensionales	35
2.6 Caracterización de la fuente principal de ruido en el refrigerador	39
2.7 Formulación por elementos finitos	41

2.7.1	Teoría de Muflas.....	41
2.7.1.1	Tipos de Muflas	41
2.7.1.2	Frecuencias Naturales.....	43
2.7.1.3	Método de cuatro polos	44
2.7.1.4	Medidas para el rendimiento acústico para muflas.....	47
2.7.2	Modelo del acoplamiento acústico estructural	48
2.5.2.1	Análisis Modal Acústico.....	49
2.5.2.2	Análisis Armónico Acústico	49
3.	Implementación y evaluación de los sistemas de medición de ruido	51
	Introducción.....	51
3.1	Montaje y procedimiento experimental	51
3.2	Metodología de medición	53
3.3	Instrumentación utilizada	54
3.3.1	Análisis de los sistemas de medición	59
4	Medición y análisis de los resultados experimentales	66
	Introducción.....	66
4.1	Medición de ruido con modificaciones de diseño.....	66
4.2	Medición de ruido con sistema de vibrómetro láser.....	67
4.3	Ruido eléctrico del motor	70
4.4	Análisis de simulaciones por elemento de finito	71
4.4.1	Análisis de muflas.....	71
4.4.2	Análisis de placa de válvulas	76
4.4.3	Análisis de carcasas.....	80
	Conclusiones.....	86
	Bibliografía.....	89
	APÉNDICES	91
	APÉNDICE A Calibración.....	92
	APÉNDICE B Norma AHRI Standard 530-2011.....	94
	APÉNDICE C Gráficas de las mediciones con vibrómetro láser	99
	APÉNDICE D Reporte simulación mufla Bamma.....	103
	APÉNDICE E Reporte simulación mufla MK.....	105

APÉNDICE F Reporte simulación carcasa MB modal	107
APÉNDICE G Reporte simulación carcasa MB modal acústico.....	110
APÉNDICE H Reporte simulación carcasa MK modal	113
APÉNDICE I Reporte simulación carcasa MK modal acústico.....	115
APÉNDICE J Reporte simulación carcasa competencia Modal	118
APÉNDICE K Reporte simulación carcasa competencia modal acústico	120
APÉNDICE L Reporte simulación placa de válvulas ASSYMK Modal	123
APÉNDICE M Reporte simulación placa de válvulas ASSYMK Modal Acústico.....	126
APÉNDICE N Reporte simulación placa de válvulas DK Modal.....	129
APÉNDICE O Reporte simulación placa de válvulas DK Modal Acústico.....	131
APÉNDICE P Reporte simulación placa de válvulas MASSY Modal	134
APÉNDICE Q Reporte simulación placa de válvulas MASSY Modal Acústico	136
APÉNDICE R La transformada rápida de Fourier (FFT)	139

Lista de Figuras

Figura 1.1. Características de una onda sonora	2
Figura 1.2. Escala de presión acústica y nivel de presión acústico.	3
Figura 1.3. Espectro sonoro promediado en bandas de octava.	4
Figura 1.4. Espectro sonoro promediado en bandas de tercio de octava.	5
Figura 1.5. Vista de las zonas de rarefacción y compresión en una onda de sonido en el aire.	9
Figura 1.6. Curvas isofónicas	11
Figura 1.7. Curvas de ponderación A y C.	12
Figura 1.8. Fuga espectral provoca ocultar información.	19
Figura 1.9. Señal original, ventana Hanning y señal con aplicación de ventana	20
Figura 1.10. Esquema de procesos para identificar una fuente sonora.	21
Figura 1.11. Conversor análogo digital.	22
Figura 1.12. Micrófono de condensador.	23
Figura 1.13. Cámara anecoica J-PRIMES.	25
Figura 1.14. Esquema de montaje experimental para el principio físico usado en el vibrómetro láser.	26
Figura 2.1. Diagrama teórico presión-entalpía.	30
Figura 2.2. Esquema del ciclo de refrigeración	31
Figura 2.3 Corte de compresor	32
Figura 2.4 Esquema de interacción de ruido y vibración en el compresor	33
Figura 2.5. Variación de la velocidad del sonido en el aire con la temperatura.	36
Figura 2.6. Deformación de un elemento de la columna de gas	36
Figura 2.7. Elemento acelerado de la columna de gas	38
Figura 2.8. Mecanismo corredera biela y manivela	40
Figura 2.9. Mufla reactiva	42
Figura 2.10. Ejemplos de muflas disipadoras	43
Figura 2.11. Esquema de una típica configuración con silenciador y la representación de matriz de transmisión de 4 polos equivalente.	44
Figura 3.1. (a) Distancia de la medición, (b) dirección de la medición.	52

Figura 3.2. Cadena de medición con el sistema de vibrómetro láser	54
Figura 3.3. Micrófono de condensador Rion UC-59	54
Figura 3.4. Respuesta en frecuencia de micrófono Rion	55
Figura 3.5. Medidor de presión sonora RION NA-40	56
Figura 3.6. Cadena de medición con el sistema de vibrómetro láser	56
Figura 3.7. Cabeza sensora de vibrómetro OFV-303	57
Figura 3.8. vibrómetro controlador OFV-3001	57
Figura 3.9. Sistema de adquisición de datos VibSoft -20	58
Figura 3.10. Montaje de compresor dentro de la cámara anecoica.	59
Figura 3.11. Montaje de compresor en el banco de pruebas para medición con el vibrómetro láser.	60
Figura 3.12. Medición por micrófonos de ruido ambiente a diferentes horarios	61
Figura 3.13. Gráfica de ruido del compresor a diferentes horarios	62
Figura 3.14. Gráficas de comparación de ruido entre las mediciones 1, 2 y 5	63
Figura 3.15. Gráficas de comparación de ruido entre las mediciones con diferentes fuentes	64
Figura 3.16. Gráficas de ruido con vibrómetro láser apagado el compresor	65
Figura 4.5. Medición en la ubicación del micrófono 1	67
Figura 4.6. Gráfica de nivel de presión sonora en la ubicación del micrófono 1	67
Figura 4.7. Gráfica del ruido eléctrico del motor	70
Figura 4.8. (a) Modelo CAD del ensamble de la mufla bamma, (b) modelo del volumen de fluido a analizar	72
Figura 4.9 Gráfica de la pérdida por transmisión para la mufla bamma	72
Figura 4.10. (a) Modelo CAD del ensamble de la mufla MK, (b) modelo del volumen de fluido a analizar	73
Figura 4.11. Gráfica de la pérdida por transmisión para la mufla MK	73
Figura 4.12. (a) Modelo CAD del ensamble de la mufla competencia, (b) modelo del volumen de fluido a analizar	74
Figura 4.13. Gráfica de la pérdida por transmisión para la mufla competencia	74
Figura 4.14 Gráfica de la pérdida por transmisión comparativa entre la mufla MK y la mufla competencia.	75

Lista de Tablas

Tabla 2.1 Frecuencias Naturales y Modo axiales Formas de tubos con distintas condiciones finales	43
Tabla 3.1. Especificaciones micrófono Rion UC-59	55
Tabla 3.2. Especificaciones cabeza sensora de vibrómetro OFV-303	57
Tabla 3.3. Especificaciones vibrómetro controlador OFV-3001	58
Tabla 3.4. Niveles de presión sonora global en la medición de ruido ambiente	61
Tabla 4.1 Frecuencias donde se presenta la mayor aportación de ruido en las diferentes mediciones	68
Tabla 4.2 Frecuencias donde se presenta la mayor aportación de ruido en las diferentes mediciones	69
Tabla 4.3. Pérdida de transmisión (dB) de las diferentes configuraciones de muflas en rango de frecuencias de 125 a 10000 Hz	76
Tabla 4.4. Tablas de resultados del análisis modal estructural de los modelos de placas	77
Tabla 4.5. Tablas de resultados del análisis modal acústico de los modelos de placas	78
Tabla 4.6. Ilustraciones de los modos 1,4,6,10, 11 y 12	79
Tabla 4.7. Ilustraciones de los modos 1, 7, 9 y 10	79
Tabla 4.8. Ilustraciones de los modos 1,3,4,5, 8 y 9	80
Tabla 4.9. Tablas de resultados del análisis modal estructural de las carcasas	81
Tabla 4.10. Tablas de resultados del análisis modal acústico de las carcasas.	82
Tabla 4.11. Ilustraciones de los modos 1,4,8,11 y 12	83
Tabla 4.12. Ilustraciones de los modos 1,8,9,10, 11 y 12	83
Tabla 4.13. Ilustraciones de los modos 1,6,9,10, 11 y 12	84

Resumen

La disminución de ruido de una fuente, es necesario para atenuar la molestia percibida por las personas que se produce en los compresores de refrigeración doméstica. En este trabajo de investigación se desarrolla un modelado que permite calcular la dinámica de la presión sonora debida al compresor generada por el mecanismo biela manivela que utiliza. En el enfoque del modelo se utilizan los principios de conservación de masa y la segunda ley de Newton, que llevan a la ecuación de onda en una dimensión.

En el compresor, se requiere encontrar cuales son las fuentes principales de propagación del ruido. Para ello se realizaron mediciones tanto con micrófonos dentro de una cámara anecoica y por medio de un sistema utilizando un vibrómetro láser. Se analizaron cada uno de los sistemas y se eligieron los resultados obtenidos con el vibrómetro para poder hacer la detección del ruido y en que frecuencias se presentan.

El estudio acústico-estructural acoplado de las simulaciones tanto de mufla, carcasa y sistemas de válvulas fue realizado mediante un modelo de elementos finitos en 3D. Estas simulaciones, desarrolladas en el software ANSYS, tiene una configuración sencilla que nos proporciona los modos de vibración estructural y acoplado de los componentes analizados, así como los niveles de presión sonora generados. También nos permite encontrar las frecuencias en las que se generan estos resultados.

Los resultados obtenidos durante el estudio son: La pérdida por transmisión de la mufla MK para las bajas frecuencias (125-1250 Hz) presenta 16.83 dB, a frecuencias medias (1600-4000) 37.40 dB y a altas frecuencias (5000-10000) 31.50 dB. El ruido eléctrico debido al motor eléctrico genera un nivel de ruido de 47.7 dB en las frecuencias de 500 a 1000 Hz.

La máxima presión acústica en el modelo de placa de válvulas DK que se usa es de 184.77 dB y se registró en el modo 10 a una frecuencia de 2510.1 Hz. En la simulación estructural de la carcasa del compresor MK se detectó un desplazamiento elevado perteneciente a la frecuencia de 2.5 kHz que es una de las más importantes en el nivel de presión medido. Estas mediciones y simulaciones, contribuyen a la detección de las fuentes principales de ruido generado en el compresor de refrigeración.

Introducción

En la actualidad cada producto nuevo tiende a satisfacer necesidades de clientes y normas más exigentes. En el hogar, el ruido emitido por los electrodomésticos es uno de los factores que influyen para la adquisición de los mismos, siendo el refrigerador uno de los electrodomésticos con mayor frecuencia de uso en el hogar, y el cual puede ser considerado una de las principales fuentes de ruido. Es por ello que se desea que este aparato genere el menor nivel de ruido posible para evitar molestias en los consumidores.

En un refrigerador doméstico, el ciclo de refrigeración es el principio de funcionamiento. Este proceso consta de cuatro etapas, las cuales son: expansión, evaporación, compresión y condensación. Dentro de la etapa de compresión es común utilizar un compresor hermético con un mecanismo biela manivela.

Debido a que el ruido de los compresores herméticos utilizados en la refrigeración doméstica puede llegar a ser molesto para el cliente final (consumidor), crece la demanda de compresores menos ruidosos de modo que la necesidad de fabricar compresores silenciosos es de primordial importancia para seguir siendo competitivos.

El proyecto de tesis consiste en identificar las fuentes generadoras de ruido en el compresor de un refrigerador doméstico. Para ello existe un procedimiento de medición realizado dentro de una cámara anecoica y adicionalmente se plantea el uso de un método alternativo haciendo uso de un vibrómetro láser. Este método de medición permite identificar las fuentes generadoras de ruido y en qué frecuencias se presentan. Posteriormente se realizan simulaciones por elemento finito, y con ellas poder generar opciones para un rediseño del compresor con el fin de disminuir el nivel de ruido generado.

Contenido de la tesis

En el primer capítulo se describen algunos términos generales sobre la acústica, principalmente los términos de sonido, ruido y los parámetros para su medición, así como también se hace mención de algunos equipos e instrumentos utilizados para la medición de ruido del compresor.

En el segundo capítulo, se mencionan las partes de las que se compone el compresor, a partir de ello se define qué elementos pueden ser los que aporten ruido al sistema. La caracterización de las fuentes, planteada en el presente trabajo, será en el contexto de su detección. Con este objetivo, usando el modelo de propagación sonora unidimensional en el aire, se puede obtener el modelo de la fuente acústica del compresor, la cual puede ser modelada como un pistón de oscilación armónica ubicada en un punto central del espacio de la cámara del compresor. Finalmente, se describen el modelo de propagación dentro de una mufla y el modelo general usado para el acoplamiento acústico-estructural usado en simulaciones por elemento finito.

En el tercer capítulo se revisa la implementación y evaluación de los sistemas de medición, para lo cual se describen los datos técnicos de los micrófonos, el sistema de adquisición de datos, etc. Las mediciones con la cámara fueron realizadas bajo la norma AHRI Standard 530-2011, donde se describen las condiciones de presión y temperatura del compresor al momento de la prueba, la posición de los micrófonos para obtener el nivel de presión sonora en tercios de octava, y referido a la ponderación A respecto al oído humano. También se describe el procedimiento seguido para la medición con el vibrómetro láser; a partir de estos datos se observan las ventajas y desventajas de los sistemas de medición usados y con ello se determina el más adecuado para nuestro estudio.

En el cuarto capítulo, con los datos obtenidos en las mediciones, se evalúan los resultados para identificar en qué frecuencias y cuáles son las fuentes que generan la mayor aportación de ruido. Con este análisis se evalúan cambios en el diseño de

componentes como: mufla, carcasa y válvulas; estos cambios fueron analizados haciendo uso de las simulaciones realizadas en el software Ansys.

Por último, se presenta un apartado de conclusiones obtenidas a partir de los análisis realizados tanto en las mediciones como en las simulaciones realizadas, también se cuenta con una lista de las referencias consultadas para la realización de este trabajo.

Objetivo General

Caracterizar el desempeño y propuesta de rediseño del compresor para refrigerador atendiendo a consideraciones de niveles de presión sonora.

Objetivos Particulares

- Medir del nivel de ruido emitido por el compresor, mediante pruebas realizadas en una cámara anecoica y con vibrómetro láser.
- Detectar en el compresor los elementos que aportan mayor nivel de presión sonora y a que frecuencias se presentan, para la mejora de la reducción del ruido y las vibraciones emitidas por el compresor.
- Analizar los datos obtenidos en el vibrómetro láser y compararlos a través de simulaciones por elemento finito realizadas con el software Ansys.

1. Aspectos generales sobre acústica

Introducción

En el presente capítulo se describen los principales conceptos generales sobre acústica en especial los parámetros, algunas características y notas de interés para el presente trabajo. Específicamente se describirá, los niveles de presión sonora, frecuencia, decibel, bandas de octava, tipos de ruido y los principales instrumentos de medición de ruido usados para la obtención de las mediciones.

1.1 Conceptos sobre el sonido

La acústica es la parte de la física que trata de la producción, control, transmisión, recepción y audición de los sonidos y los ultrasonidos [1].

El sonido es un tipo de energía acústica que se genera cuando las moléculas de aire vibran y se mueven en patrones llamados ondas; el sonido también puede transmitirse a través de un medio, ya sea sólido, líquido o gaseoso. El sonido puede definirse en términos de las frecuencias que determinan su tono y calidad, junto con las amplitudes que determinan su intensidad.

- Tono: se refiere a la cualidad de la sensación sonora que permite al oído humano distinguir entre un sonido grave o bajo, de otro agudo o alto. El tono se eleva al aumentar la frecuencia.
- Intensidad: se define como la cantidad de energía (potencia sonora) transferida por una onda sonora por unidad de área normal a la dirección de propagación. Está relacionado con la amplitud de la onda sonora y con la cantidad de energía transportada.

1.2 Características de las ondas sonoras

Las ondas sonoras se asocian a un movimiento sinusoidal. Las características de una onda sonora, indicadas en la figura 1.1, se describen a continuación

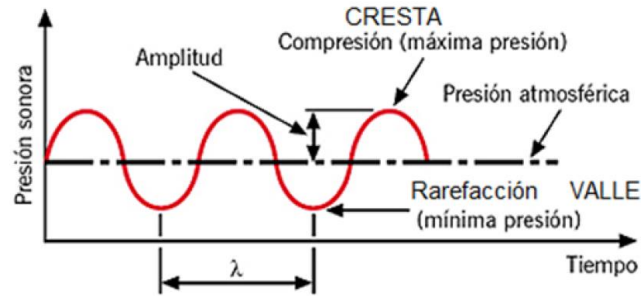


Figura 1.1. Características de una onda sonora

Amplitud (A): se define como la distancia máxima entre el punto más alejado de una onda y el punto de equilibrio o medio.

Velocidad de propagación (C): Es la rapidez a la que se desplazan las ondas, este valor depende de las propiedades del medio elástico, se mide en metros sobre segundo [m/s]. En general, la velocidad del sonido es mayor en los sólidos que en los líquidos y en los líquidos es mayor que en los gases. Esto se debe al mayor grado de cohesión que tienen los enlaces atómicos o moleculares conforme más sólida es la materia. Por ejemplo, la velocidad del sonido en el aire a 20 °C es de 343 m/s, en el agua a 25 °C es de 1493 m/s y en el acero es de 6100 m/s.

Longitud de onda (λ): Es la distancia que una onda debe recorrer para completar un ciclo completo de vibración. Su unidad de medida es el metro. Se relaciona con la frecuencia mediante la expresión $\lambda = c/f$. Se pueden tener diferentes longitudes de onda en el aire cambiando la frecuencia, por ejemplo, a los 100 Hz se tendrá una longitud de onda de 3.43 m y con una frecuencia de 500 Hz cambia la longitud de onda a 0.686 m.

Periodo (T): es el intervalo de tiempo que hay entre dos puntos de la onda en cuestión. Se relaciona con la frecuencia mediante la expresión $T=1/f$.

Frecuencia (f): Es el número de ciclos por unidad de tiempo de una señal y representa la dependencia temporal de un fenómeno oscilatorio periódico. Su unidad de medida es el Hertz (Hz). El oído humano puede escuchar a frecuencias desde 20 hasta 20000 Hz.

Una persona con un oído sano es capaz de escuchar sonidos muy bajos iguales a $20\mu\text{Pa}$ de presión sonora, hasta sonidos muy altos de 100Pa , siendo 100Pa un nivel en el que algunas personas manifiestan dolor en el oído. Un ultrasonido es aquel que rebasa el espectro de audición del ser humano. Estos niveles fueron determinados a partir de experimentos subjetivos sobre la percepción del ruido en 1933 por los investigadores Fletcher y Munson [3].

Los rangos de presión acústica y potencia del sonido que existen en la práctica son muy amplios (ver figura 1.2), por lo que una escala logarítmica es usada generalmente para expresarlos. La unidad logarítmica más usada es el decibel, el cual expresa una medición relativa o una proporción, como se explicará más adelante. Por ejemplo, se observa que el nivel de ruido en un dormitorio es de 40 dB y está alrededor de 0.02 Pa de presión sonora, mientras que para el interior de un autobús se tienen 90 dB que son alrededor de 0.2 Pa

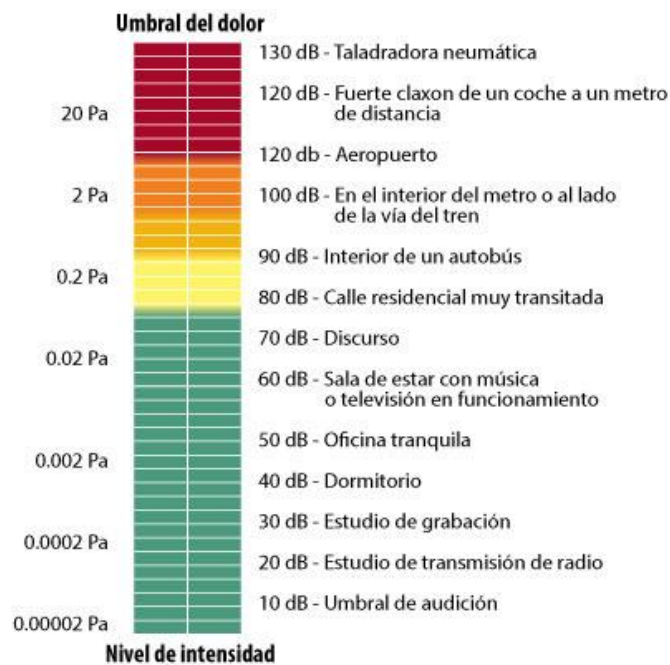


Figura 1.2. Escala de presión acústica y nivel de presión acústico.

El sonido es una mezcla o variedad de tonos, y el oído es sensible a esa variedad de gamas. Los músicos acostumbran medir los tonos en notas, 8 notas en una octava, cada nota tiene dos veces la frecuencia de su octava predecesora.

El espectro audible puede subdividirse en función de los tonos:

Tonos graves (frecuencias bajas, correspondientes a las 4 primeras octavas, esto es, desde los 16 Hz a los 256 Hz).

Tonos medios (frecuencias medias, correspondientes a las octavas quinta, sexta y séptima, esto es, de 256 Hz a 2 kHz).

Tonos agudos (frecuencias altas, correspondientes a las tres últimas octavas, esto es, de 2 kHz hasta poco más de 16 kHz).

La frecuencia central de cada octava identifica las bandas para realizar el análisis en frecuencia, se ha dividido el espectro en octavas con rangos mínimo y máximo, sin embargo, se acostumbra designar a la frecuencia central.

La figura 1.3 muestra un espectro típico, de banda de octava, donde se usan las frecuencias estándar según la norma ISO 266 para la banda de las octavas. Cada banda de octavas tiene una anchura de banda de alrededor del 70% de su frecuencia central. Este tipo de espectro se llama banda a porcentaje constante, porque cada banda tiene su anchura que es un porcentaje constante de su frecuencia central. En otras palabras: las bandas de análisis se hacen más anchas en proporción a sus frecuencias centrales.

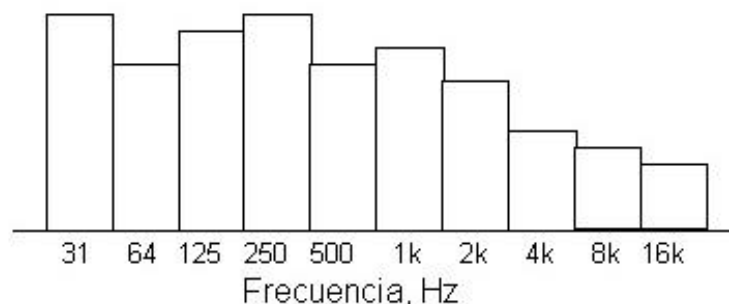


Figura 1.3. Espectro sonoro promediado en bandas de octava.

Se podría argumentar que la resolución de frecuencias en un análisis de banda de octavas no es lo suficiente preciso, especialmente en el análisis de vibraciones. Pero es posible definir el análisis de bandas a porcentaje constante, con bandas de frecuencias de una anchura más angosta. Un ejemplo común de esto es el espectro de un tercio de

octava, cuyas anchuras de banda son alrededor del 27% de sus frecuencias centrales. Tres bandas de un tercio de octava forman una octava y la resolución de este tipo de espectro es tres veces mejor que la del espectro de la banda de octava. Los espectros de un tercio de octava se usan frecuentemente en mediciones acústicas, ver figura 1.4.

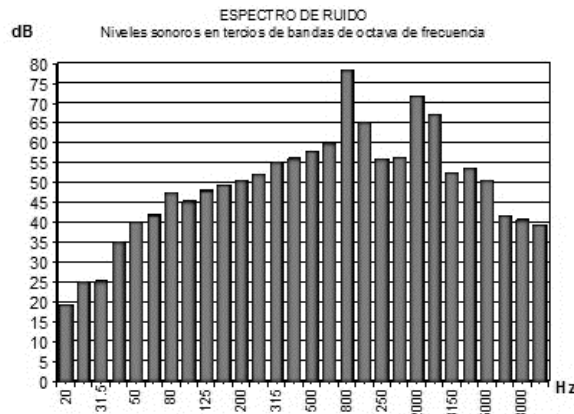


Figura 1.4. Espectro sonoro promediado en bandas de tercio de octava.

1.3 Magnitudes y niveles de medidas sonoras

Un cambio de un tono en una octava excita diferentes puntos de la corteza auditiva en posición lineal, esto quiere decir que si se tiene un tono de 250 Hz y se sube una octava (se duplica la frecuencia), el oído percibirá un cambio en la altura del sonido. Similarmente, si un sonido de 1000 Hz se sube a 2000 Hz se notará un cambio en la altura de una octava; esta relación no es perfecta, sin embargo, es suficiente para asegurar que el oído tiene una respuesta logarítmica en frecuencia.

Decibel

En investigaciones de fenómenos acústicos, es conveniente expresar la presión, intensidad y potencia sonoras en Pa, W/m^2 y W respectivamente. No obstante, en la práctica, estas medidas no son usuales debido a los grandes márgenes de variación, por lo que se usan escalas logarítmicas que reducen considerablemente los márgenes de medidas, dando unas mediciones aceptables.

Un nivel se define como el logaritmo de una relación de 2 potencias. Cuando se calculan niveles de relaciones que no son potencias, se deben observar las conversiones realizadas (intensidad, presión sonora, voltaje, corriente o cualquier otra unidad).

El decibel (dB) es la razón dada por la ecuación 1.1.

$$dB = 10 \log \frac{E}{E_0} \quad (1.1)$$

donde E es el valor de la unidad medida a estudiar, y E_0 es el valor de referencia de la medida usada.

Presión Sonora

La presión atmosférica es la presión del aire ambiental en ausencia del sonido, es medida en [Pa] y se define como la fuerza de un Newton actuando sobre una superficie de 1 m^2 . De acuerdo con lo anterior, es posible definir la presión sonora como la diferencia entre la presión instantánea debida al sonido y la presión atmosférica. Como se mencionó anteriormente, la presión en las crestas y valles es mayor y menor respectivamente que la presión atmosférica; estas fluctuaciones de presión son muy pequeñas de tal forma que la presión mínima que el oído humano puede percibir es de $20 \mu\text{Pa}$ (umbral de audición), esto es, 5000 millones de veces más pequeña que la presión atmosférica. La máxima presión soportada por el oído (umbral de dolor) sin experimentar un grave daño auditivo es de 20 Pa.

El nivel de presión acústica se expresa por una magnitud logarítmica, debido a la respuesta subjetiva del oído humano, y se define según la ecuación 1.2,

$$N_p = 10 \log_{10} \left(\frac{P_{rms}^2}{P_{ref}^2} \right) = 20 \log_{10} \left(\frac{P_{rms}}{P_{ref}} \right) \quad (1.2)$$

Donde P_{ref} es una expresión de referencia igual a $20 \mu\text{Pa}$ y P_{rms} es la presión acústica de la señal temporal. Este nivel presión fue elegido correspondiendo al menor nivel audible a 1kHz que una persona sana puede escuchar.

Existen también otros conceptos acústicos relacionados al cálculo de la presión acústica tales como la velocidad del sonido en el aire, la impedancia acústica, la intensidad acústica y la potencia acústica.

La velocidad del sonido en el aire está dada por la fórmula 1.3,

$$c = c_0 + 0.6T_c \quad (1.3)$$

En donde:

c es la velocidad del sonido en el aire en m/s,

$c_0 = 331.36 \text{ m/s}$, velocidad del sonido a 0°C

T_c es la temperatura del aire en grados Celsius.

Para una temperatura de 25°C la velocidad del sonido en el aire es de 346.6 m/s.

La impedancia del aire está definida por la ecuación 1.4,

$$\rho c = \frac{p}{u} \quad (1.4)$$

En donde:

ρ es la densidad del aire,

c es la velocidad del sonido en el aire,

$$\rho c_{\text{Aire } 25^\circ\text{C}} = 415 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}},$$

p es la presión acústica

u es la velocidad con la que se mueven las partículas del aire.

Es importante notar que c y u son diferentes ya que c es la velocidad en que se mueve una onda acústica a través de un fluido y u es la velocidad en que se mueven las partículas del fluido cuando pasa por ellas una onda.

Intensidad acústica

Se expresa en W/m^2 , es la cantidad de energía sonora que atraviesa una unidad de área perpendicular a la dirección de propagación del sonido en la unidad de tiempo. La intensidad mínima detectable por el oído es de 10^{-12} W/m^2 , correspondiente al umbral de audición. Su comportamiento está dado en la ecuación 1.5.

$$I = pu, \quad I = \frac{p^2}{\rho c} \quad (1.5)$$

en donde I es la intensidad acústica instantánea.

La potencia acústica es la integración de una intensidad acústica sobre una superficie y está dada por la ecuación 1.6.

$$P = \int_s \langle I \rangle_t dS \quad (1.6)$$

En donde:

$$\langle I \rangle_t = \frac{\langle p^2 \rangle_t}{\rho c}, \text{ que es la intensidad acústica promedio y}$$

S es el vector de superficie.

Potencia sonora

Es la cantidad de energía sonora emitida por unidad de tiempo. Su valor depende solo de la fuente sonora y no de su posición en el espacio. Se mide en Watts (W).

El nivel de potencia acústica está definido por la ecuación 1.7,

$$N_p = 10 \log_{10} \left(\frac{P}{P_{ref}} \right) \quad (1.7)$$

donde P es la potencia acústica de la fuente y $P_{ref} = 10^{-12} W$ es la potencia acústica de referencia [4]. Cabe mencionar que P (Potencia) se da en W y p (presión) se da en Pa.

Combinación de niveles de banda

Debido al hecho de que los decibeles son valores logarítmicos, la suma de uno o varios niveles sonoros no puede realizarse de forma directa. Para ello, el cálculo de niveles de banda puede realizarse usando la fórmula:

$$N_I = 10 \log \left(\sum_i 10^{NI_i/10} \right) \quad (1.8)$$

donde NI_i son los niveles individuales en cada banda i y NI es el nivel total por bandas [17].

1.4 Propagación del sonido

Dependiendo del medio elástico y la temperatura, el sonido se propaga a diferente velocidad, en el aire esta velocidad es de aproximadamente 340 m/s a una temperatura de 20°C.

Las ondas de sonido en el aire son una perturbación producida por el movimiento de las partículas que se empujan entre sí formando áreas de compresión, en las cuales la presión del aire es ligeramente mayor que la presión atmosférica; cuando estas vuelven a su posición de equilibrio se produce una depresión, donde la presión es menor que la atmosférica. La figura 1.5 muestra las zonas de compresión y rarefacción en una onda sonora y el nivel de presión en las mismas con respecto a la presión atmosférica.

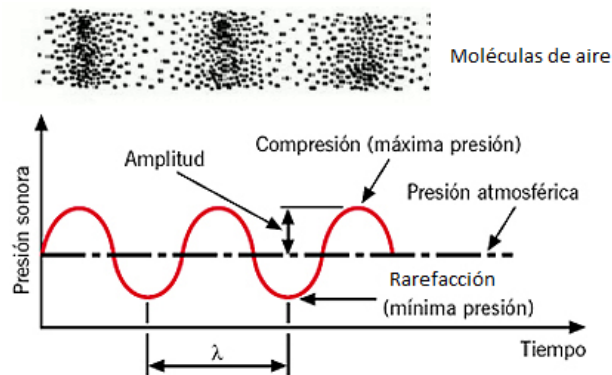


Figura 1.5. Vista de las zonas de rarefacción y compresión en una onda de sonido en el aire.

La propagación del ruido puede ser afectada por varias razones, por ejemplo:

- Tipo de fuente.
 - Fuente puntual. La energía sonora se propaga de forma esférica, por lo que el nivel de presión del sonido es el mismo en todos los puntos que se encuentran a la misma distancia de la fuente.
 - Fuente lineal. El nivel de sonido se propaga de manera cilíndrica, por lo que el nivel de presión sonora es el mismo en todos los puntos a la misma distancia de la línea.
 - Fuente estática. La fuente se mantiene estática a lo largo del tiempo.
 - Fuente móvil. La fuente cambia de posición a lo largo del tiempo.

- Distancia desde la fuente.
- Absorción atmosférica.
- Viento.
- Temperatura.
- Obstáculos (barreras, edificios, etc.).
- Absorción del terreno.
- Reflexiones.
- Humedad.
- Lluvia.

Percepción del sonido

Se tiene definido el sonido como una variación de presión la cual puede ser detectada por el oído humano. La percepción auditiva normal de una persona joven y saludable varía aproximadamente de 20 Hz hasta 20 kHz. En términos de niveles de presión sonora, el sonido varía desde el umbral auditivo de 0 dB hasta el umbral de dolor 130 dB o más.

Aunque un aumento de 6 dB representa doblar la presión sonora, requiere un aumento de entre 8 y 10 dB para que, de forma subjetiva, el sonido parezca ser significativamente más alto. De manera similar, el mínimo cambio perceptible es alrededor de 1 dB. [20]

La subjetividad del volumen percibido de un sonido es determinada por varios factores. Uno de estos factores es que la sensibilidad del oído es altamente dependiente de la frecuencia. Mediante la realización de pruebas auditivas se han obtenido las curvas presentadas en la figura 1.6, conocidas como curvas isofónicas o de igual nivel de sonoridad. Estas curvas establecen, por ejemplo, que un tono de 100 Hz con un nivel de presión sonora de 70 dB será percibido igual de intenso que un tono de 1000 Hz con un nivel de 60 dB. Como se puede ver, el oído es mucho más sensible en el rango de frecuencias medias que en el rango de frecuencias muy altas o muy bajas. [13]

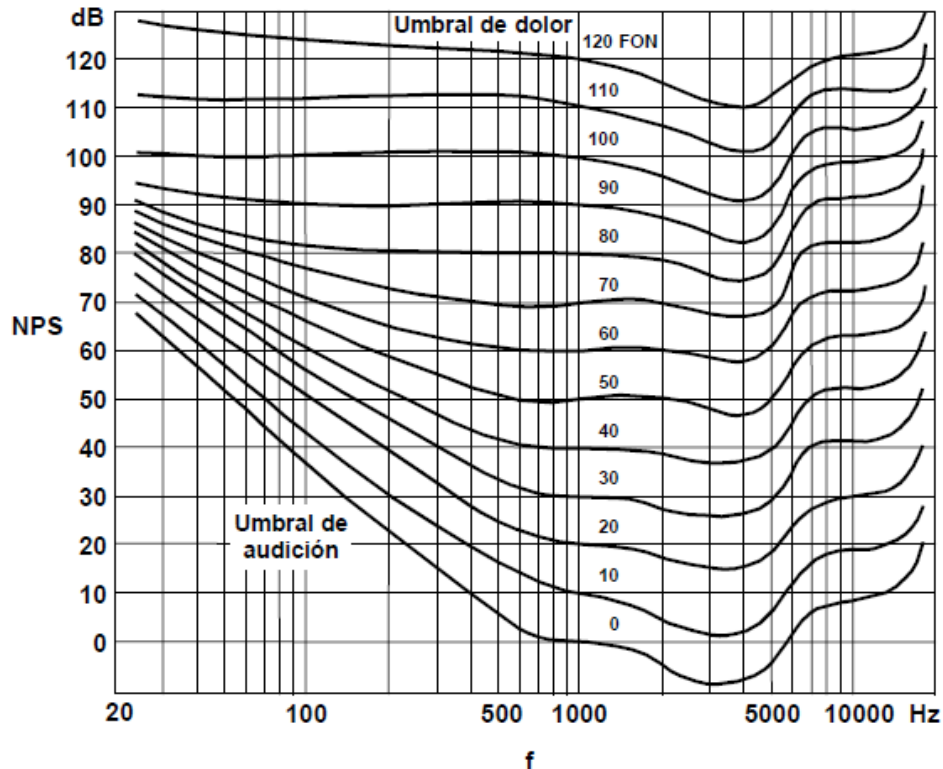


Figura 1.6. Curvas isofónicas

La ponderación A

La respuesta frecuencial del oído depende fuertemente del nivel; las curvas con nivel elevado son claramente más planas que aquellas con niveles más bajos. También la percepción subjetiva de volumen o intensidad depende del ancho de banda del evento sonoro. Si se desarrollara una técnica de medida que considere todas las características del oído sería muy complicada.

Está establecido y aceptado internacionalmente utilizar el nivel de presión sonora ponderado A el cual toma en cuenta, al menos en cierta medida, la sensibilidad del oído humano. El valor dBA se mide utilizando un filtro cuya respuesta de frecuencia está representada en la figura 1.7. La curva de filtro A corresponde aproximadamente a la inversión de la curva isofónica con un nivel de 30 dB en 1 kHz. Como se ve, las frecuencias bajas y altas tienen mucho menos peso sobre el valor dBA que las frecuencias medias.

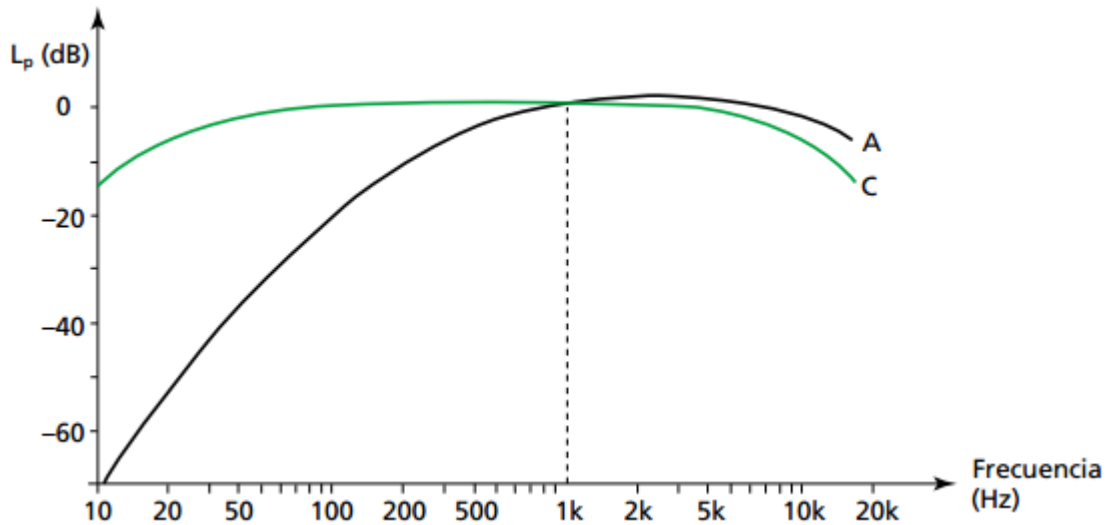


Figura 1.7. Curvas de ponderación A y C.

1.5 Ruido y fuentes que lo generan

El ruido es un conjunto de sonidos no armónicos o descompasados que no son gratos. En el medio ambiente se define como ruido todo sonido no deseado por el receptor. El ruido puede ser clasificado basándose en su carácter temporal de la siguiente manera:

- Ruido Continuo. El ruido continuo se produce por maquinaria que opera del mismo modo sin interrupción, por ejemplo, ventiladores, bombas, etc. Para determinar el nivel de ruido es suficiente medir durante unos pocos minutos.
- Ruido Intermitente. Es producido cuando hay maquinaria que opera en ciclos, o cuando pasan vehículos aislados o aviones, el nivel de ruido aumenta y disminuye rápidamente.
Para medir este tipo de eventos se hace de manera continua durante la duración del mismo, además se debe anotar su duración.
- Ruido Impulsivo. Es breve y abrupto, puede ser producido por impactos repetitivos (separados por un tiempo) o por un impacto aislado.

Fuentes de ruido con frecuencias discretas.

Los ventiladores, compresores, engranes y los elementos de una transmisión mecánica, dan lugar a un espectro muy prominente de tonos de frecuencias discretas. Estos, por lo general, presentan una gran cantidad de componentes armónicas, que pueden ser aun de mayor magnitud que la frecuencia fundamental. Esto puede suceder debido a que el espectro sonoro que llega al punto de medición, puede depender de las estructuras involucradas, tales como los paneles troquelados en torno de la máquina, que estarán radiando ruido diferencial de acuerdo a la transmisión inherente del sonido y las características amortiguadoras del sistema completo.

Debido a que las frecuencias de interés son diferentes, es conveniente realizar un análisis inicial de octavos de banda en rango de un tercio seguido, por un refinamiento posterior en las bandas que así lo precisen.

Fuentes de ruido con frecuencias de banda ancha.

Las fuentes sonoras con frecuencias de banda ancha están por lo general asociadas con gases de alta velocidad o fluidos expulsados a la atmosfera. Estos inducen una acción de corte en la estructura del aire ambiente; la turbulencia resultante genera fluctuaciones aleatorias de presión. El espectro es continuo careciendo de cualquier característica de discreción en particular y sin relación alguna entre las componentes de amplitud o fase.

Esto no quiere decir que este sonido no pueda ser caracterizado fácilmente a la distribución de su frecuencia. Por ejemplo, en los ductos de calentamiento la naturaleza del sonido a determinada distancia, tiene una baja frecuencia y puede ser escuchada como un retumbe.

En contraste los escapes de alta velocidad, generan un espectro en el que predominan las altas frecuencias y que puede ser percibido, como una especie de silbido. El análisis por octavas de banda, será suficiente para conducir el análisis, para este tipo de ruido.

Fuentes de ruido por impacto.

Las fuentes de impacto incluyen a las troqueladoras, los martinets, martillos y las operaciones de descarga atmosférica durante las operaciones de venteo. La característica de estos impactos pueden considerarse aperiódicos “per se” consecuentemente tienen un espectro continuo.

Las características distintivas están determinadas principalmente por la duración del impacto y las características elásticas y amortiguadoras de los materiales. Básicamente, entre más corta sea la duración y mayor sea la dureza de la superficie involucrada y debido al contenido de alta frecuencia, se tendrá como resultado un sonido que tendrá un timbre agudo. Debido a la muy corta duración del impacto, que puede estar en el orden de milisegundos.

Las características de los medidores RMS no pueden responder completamente a la amplitud máxima instantánea. Por esta razón un medidor con característica de retención, con un tiempo de integración muy corto, se ha podido manufacturar en algunos medidores de nivel sonoro, para calibrar los niveles pico involucrado. Las diferencias de lectura entre estos medidores, puede llegar a ser de 30 dB y la diferencia tiende a incrementarse cuando la distancia a la fuente se reduce, especialmente por el contenido de componentes de alta frecuencia.

Identificación de la fuente.

Para poder resolver el problema del control de ruido se deben de hacer consideraciones por separado de la fuente, la trayectoria de propagación, y el receptor, la solución óptima debe de estar basada en una evaluación de estas tres consideraciones.

De esas tres consideraciones, es muy importante la correcta identificación de la fuente, de su naturaleza acústica pues, de no hacerse, se pueden incurrir en gastos innecesarios por procedimientos de control equivocados.

Una manera simple y rápida de definir la fuente es la de operar uno a la vez de forma independiente todos los equipos ruidosos que están en el sitio a estudiar. Las contribuciones individuales de ruido se pueden comparar, para identificar las fuentes de ruido predominantes o las más complejas. Las diferentes fuentes pueden interactuar entre sí, particularmente en el caso de grandes plantas industriales, en donde varios equipos anclados, como las bombas hidráulicas y los generadores pueden funcionar simultáneamente.

Sin embargo, es prudente realizar un seguimiento con mediciones de vibración con acelerómetro en las superficies emisoras. Estas deben de igualarse con las de los niveles de presión sonora. Existen procedimientos muy elaborados para definir la posición de la fuente particularmente en condiciones de flujo turbulento, procedimientos que implican el empleo de arreglos de micrófonos, con líneas digitales de retardo aplicadas a cada micrófono de acuerdo a las frecuencias a estudiar. El ruido indeseado que lleva reverberación de fondo y componentes de viento, del orden de 3 a 10 dB, se rechaza en el rango de 63 a 10 k Hz.

1.6 Instrumentos y equipos para el análisis de señales acústicas

Los equipos e instrumentos mencionados en esta sección, son los que se usaron en las mediciones durante el estudio planteado. También se explican algunos conceptos necesarios para la comprensión del uso de los mismos.

1.6.1 Tipos de señales y procesos de vibraciones acústicas

La señal de voz puede ser representada matemáticamente por la presión acústica como una función del tiempo. Las señales se pueden clasificar en señales analógicas y digitales.

Una señal analógica es una magnitud física que varía con el tiempo, generalmente de forma suave o continua. Los valores que toma una señal en tiempo discreto pueden ser continuos o discretos. Si una señal en tiempo discreto puede tomar todos los valores posibles dentro de un rango finito o infinito, se dice que es una señal en tiempo discreto con amplitud continua. Por el contrario, si la señal en tiempo discreto sólo toma valores

pertenecientes a un conjunto finito de valores posibles, se dice que es una señal en tiempo discreto con amplitud discreta o simplemente una señal digital.

Para poder procesar las señales, éstas deben estar en formato digital (es decir, ser discretas en tiempo y en amplitud). Si la señal está en formato análogo, se debe convertir previamente en una señal en el tiempo discreto mediante muestreo en instantes concretos de tiempo. La señal en tiempo discreto se transforma posteriormente en una señal digital mediante un proceso denominado cuantificación.

La cuantificación es el proceso de convertir una señal de amplitud continua en una señal de amplitud discreta. El proceso se denomina conversión análoga/digital (A/D), y el dispositivo correspondiente se denomina conversor A/D.

Debido a que el ruido acústico emana de fuentes que están en movimiento o vibración, se explicarán los tipos de vibraciones a continuación.

Las vibraciones pueden clasificarse desde diferentes puntos de vista dependiendo de la excitación, la disipación de energía, la linealidad de los elementos y las características de la señal.

Dependiendo de la excitación, se tiene vibración libre y vibración forzada. Una vibración libre es cuando un sistema vibra debido a una excitación del tipo instantánea, mientras que la vibración forzada se debe a una excitación del tipo permanente.

El amortiguamiento es un sinónimo de la pérdida de energía de sistemas vibratorios y se manifiesta con la disminución del desplazamiento de vibración. Este puede ser a causa del comportamiento interno del material. O bien, como un elemento físico llamado amortiguador.

Si el comportamiento de cada uno de los parámetros de los componentes básicos de un sistema es del tipo lineal, la vibración resultante será lineal; en caso contrario, será del tipo no lineal [6].

Cuando se analizan los sistemas de vibración acústicos dependiendo de la señal, se tienen dos casos, deterministas y aleatorios.

Los datos deterministas pueden ser descritos por una relación matemática explícita. Se obtiene de un experimento que, realizado más de una vez, repite los mismos resultados.

Los datos que representan un fenómeno determinista pueden ser periódicos y no periódicos, donde estos últimos se clasifican en casi periódicos (compuestos de varias frecuencias no relacionadas) y transitorios [7].

Los datos periódicos, a su vez, se clasifican en sinusoidales y compuestos (compuestos de varias frecuencias múltiples). Los datos aleatorios no pueden describirse por una relación matemática explícita. Para caracterizarlos se requiere conocer todos los factores posibles que ocurrieron durante un experimento o, si esto no es posible, un número de muestras suficientes para tener la confiabilidad estadística necesaria [7].

1.6.2 Dominio de la frecuencia

El análisis de señales acústicas, más específicamente en el estudio espectral, se fundamenta en tomar una señal en función del tiempo y esta transformarla al dominio de la frecuencia, o sea, amplitud en función de frecuencia.

Este cambio al análisis de frecuencia se puede hacer gracias a la Transformada Rápida de Fourier o FFT (anexo 18), que interrelaciona matemáticamente los parámetros tiempo-frecuencia [10].

Algunas aplicaciones que definen a la FFT son:

- Compresión de imagen y audio.
- Filtrado digital.
- Reducción de ruido en señales, como el ruido blanco.
- Resolución de ecuaciones diferenciales parciales.
- Análisis en frecuencia de cualquier señal discreta, ya sea periódicas o aperiódicas.
- Análisis de materiales y estadística.
- Síntesis, mediante la transformada inversa IFFT.
- Detección de movimiento

1.6.2.2 Ventajas y desventajas del análisis en el dominio de la frecuencia

Algunas ventajas del análisis en el dominio de la frecuencia son:

- A diferencia de la medición de los parámetros estadísticos en el tiempo, con el análisis en el dominio de la frecuencia es posible identificar de donde proviene la fuente sonora.
- Se puede identificar la componente de frecuencia que más influencia tiene en el nivel total de vibración (amplitud).
- Se puede centrar el análisis sobre un ancho de banda de interés, utilizando filtros digitales.

Las desventajas del análisis en el dominio de la frecuencia son el aliasing y el leakage o fuga espectral, los cuales se explican a continuación:

Para asegurarnos que no tenemos componentes de alta frecuencia en nuestra señal de vibraciones (mayores que la frecuencia máxima elegida/necesaria F_{max}), se puede utilizar un filtro anti-aliasing para suprimir las señales por arriba de F_{max} . Los filtros análogos pasan bajos son la herramienta fundamental para evitar este tipo de fenómenos en la señal a analizar, permitiendo controlar el contenido espectral de ésta, antes de ingresar a la etapa de conversión A/D.

Leakage o fuga espectral:

La fuga espectral se produce por el truncamiento necesario para convertir la señal adquirida en una secuencia de muestras de longitud finita, como se muestra en la figura 1.8. Dicha operación crea una discontinuidad entre la muestra inicial y la final de la secuencia debido a que los periodos de las señales generalmente resultan recortados. El procedimiento más común para disminuir a un nivel aceptable la citada fuga consiste en multiplicar la señal adquirida por una ventana senoidal, la cual hace converger suavemente la discontinuidad a un valor de amplitud común, tanto al inicio como al final de la secuencia.

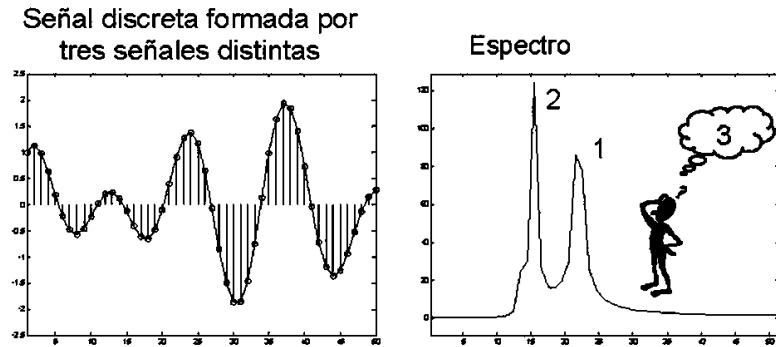


Figura 1.8. Fuga espectral provoca ocultar información.

Ventana Hanning:

La función de ventana de Hanning se observa en la figura 1.9 y consiste de un periodo de una señal coseno de longitud T , desplazada de tal manera que comienza y termina en cero. Al ser utilizada en las señales recolectadas evita fugas al hacer que el inicio y fin de la señal sean cero. La ecuación que determina la ventana es la siguiente:

$$w_n(t) = 0.5 + 0.5 \cos\left(2\pi \frac{t}{T}\right) \quad (1.9)$$

Donde la constante T es el tiempo total de grabación de la señal

Como resumen. las combinaciones de todas estas técnicas ahorran tiempo de procesamiento y aseguran que la información en el intervalo de frecuencias de interés sea precisa

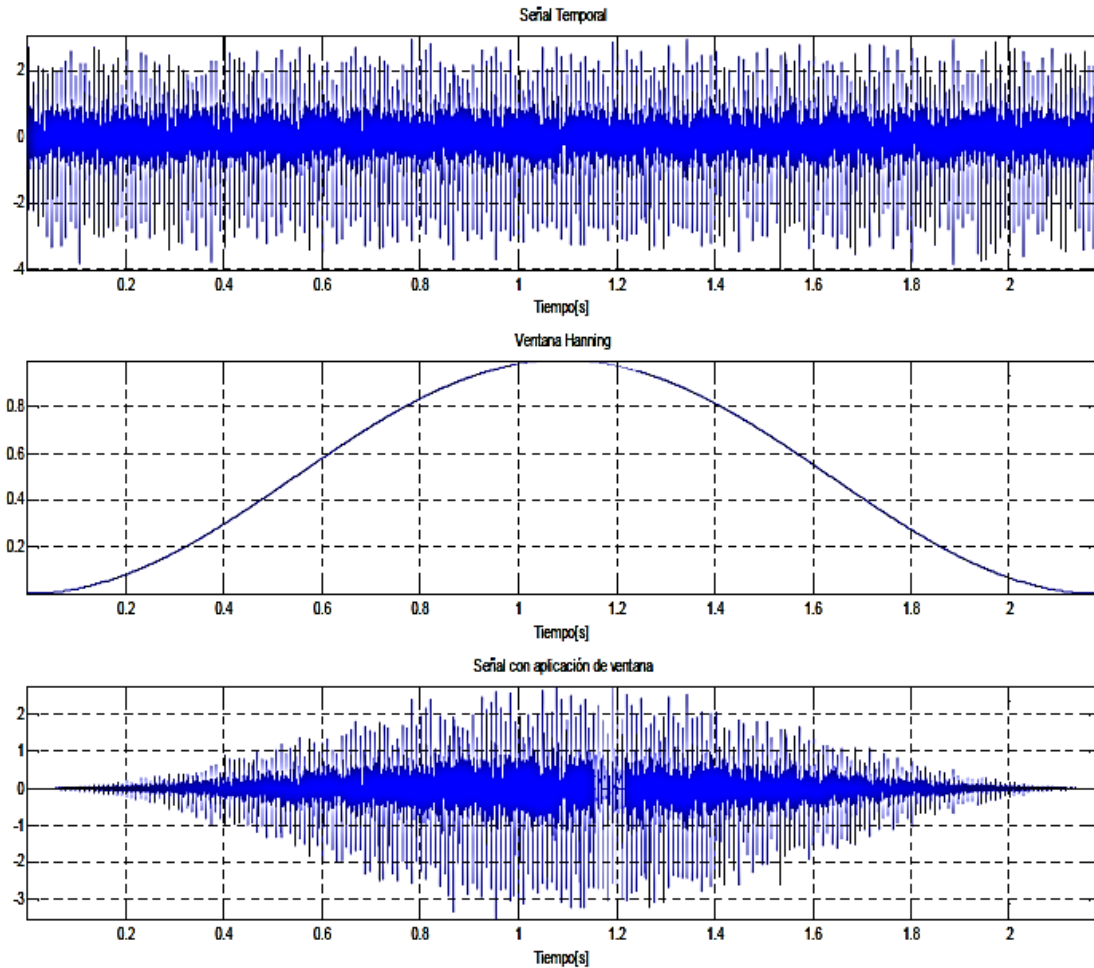


Figura 1.9. Señal original, ventana Hanning y señal con aplicación de ventana

1.6.3 Equipos e instrumentos

Las mediciones de ruido requieren de una gran variedad de equipos de medición. Estos equipos son necesarios para la medición de niveles de ruido continuo, de los ruidos generados por los diferentes componentes auxiliares, etc. Existen diferentes pruebas: potencia acústica, análisis de frecuencia y la identificación de origen. Para este tipo de pruebas es necesario disponer de ambientes controlados, garantizando que las pruebas son repetibles e independientes de los efectos meteorológicos. Esto requiere el uso de recintos acústicos especiales, como lo son las cámaras anecoicas utilizadas para obtener condiciones de campo libre.

Desde la captación de las señales, hasta la detección de la fuente sonora, existen una serie de procesos que se muestran a continuación, tanto para una señal de vibración como para una acústica, como se muestra en la figura 1.10.

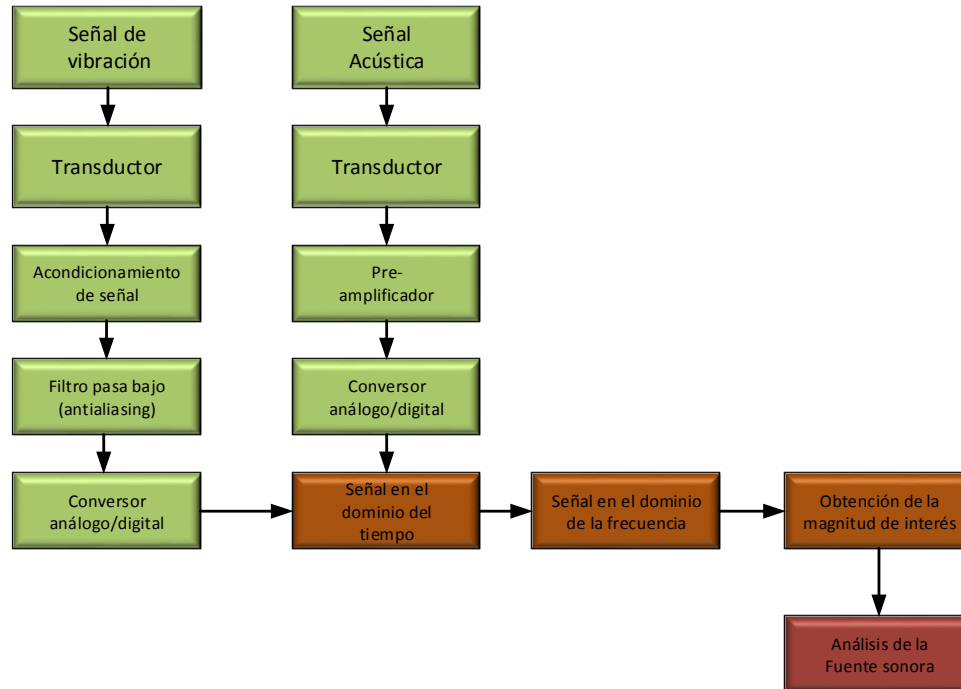


Figura 1.10. Esquema de procesos para identificar una fuente sonora.

A continuación, se describen estos procesos:

Transductor

La función del transductor es transformar la señal a medir (desplazamiento, velocidad, aceleración, ruido, presión, etc.) en una señal eléctrica proporcional a la magnitud medida.

Acondicionador de señal

Es uno de los elementos más importantes en la cadena de medición, ubicada entre el sensor y la tarjeta de adquisición de datos. Su función principal es la de amplificar la señal de salida del sensor, que por lo general es muy débil, hasta un valor necesario del procesamiento posterior. Por ejemplo, si se conecta directamente un acelerómetro a la tarjeta de adquisición, inclusive si es de muy alta impedancia de entrada, reduce

ampliamente la sensibilidad del acelerómetro, así como limita su intervalo de frecuencias de operación.

El amplificador le entrega la energía a la señal que recibe, aumentándola y, devolviéndola a baja impedancia.

Filtrado

Los filtros son circuitos electrónicos que idealmente dejan pasar solo las componentes cuyas frecuencias se encuentran dentro de su banda pasante.

Conversor Análogo/Digital

Un conversor análogo/digital mostrado en la figura 1.11 consiste en la transcripción de señales analógicas en señales digitales, con el fin de facilitar su procesamiento y hacer la señal resultante más inmune al ruido y a otras interferencias a las que son más sensibles las señales analógicas.

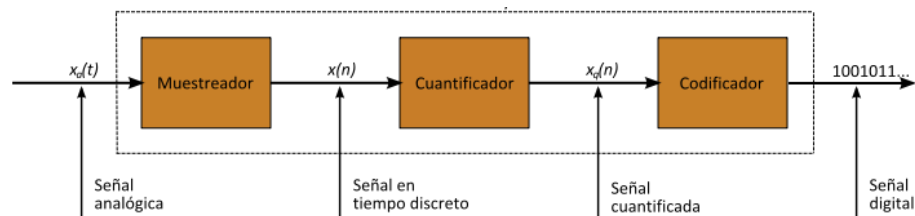


Figura 1.11. Conversor análogo digital.

A continuación, se detallan las diferentes etapas del conversor análogo/digital [8]

Muestreo: Consiste en tomar muestras periódicas de la amplitud de onda. La velocidad con que se toma esta muestra es decir, el número de muestras por segundos, es lo que se conoce como frecuencia de muestreo f_s . El teorema de Nyquist dice que la frecuencia de muestreo f_s tiene que ser al menos el doble de la componente de máxima frecuencia que se quiere analizar, para que no se produzca aliasing. Las señales alternas, como señales de vibración, requieren un filtro con el propósito de evitar este efecto. El efecto de aliasing se origina cuando no hay suficientes muestras para capturar los detalles de la señal medida. Cuando esto sucede, la señal original no puede ser reconstruida a partir de la señal digital.

- **Retención:** Las muestras tomadas han de ser retenidas por un circuito de retención, el tiempo suficiente para permitir evaluar su nivel de cuantificación.
- **Cuantificación:** Mide el nivel de voltaje de cada una de las muestras. Consiste en asignar un margen de valor de una señal analizada a un único nivel de salida.
- **Codificación:** Esta consiste en transformar los valores obtenidos durante la cuantificación al código binario.

1.6.3.1 El micrófono

El micrófono es un transductor que transforma la energía acústica a energía eléctrica. Existen diferentes tipos de micrófonos, el micrófono utilizado para nuestro estudio fue un micrófono de condensador el cual se explica a continuación:

Micrófono de condensador

El corazón de este micrófono consiste en un condensador, del cual uno de sus electrodos consiste en una membrana muy delgada y liviana, el otro electrodo es comparativamente muy rígido y pesado. La figura 1.12 [9] muestra las partes de las cuales se compone un micrófono de condensador, además se observa una gráfica de respuesta a la frecuencia típica de estos micrófonos la cual muestra el comportamiento (respuesta) del micrófono a cada frecuencia en el rango audible del ser humano.

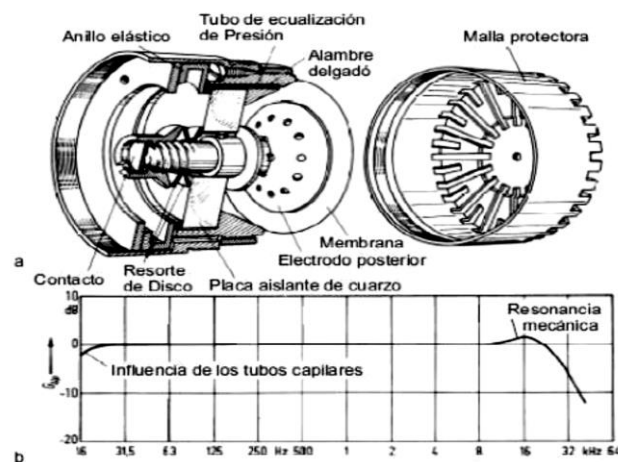


Figura 1.12. Micrófono de condensador.

1.6.3.3 Analizadores de frecuencia

Debido a la importancia que tiene el espectro frecuencial, este tipo de instrumentos es una herramienta muy potente para identificar fuentes de ruido y valorar la efectividad de las medidas de control de ruido empleadas. Un analizador puede dividir el rango frecuencial en bandas de octava, en tercios de octava, o incluso realizar análisis frecuenciales más precisos si es necesario. Los primeros equipos presentaban la información de manera secuencial, pero en la actualidad la señal en un analizador de banda estrecha se presenta simultáneamente a las entradas de todos los filtros en el rango de análisis, el procesamiento de la señal se realiza digitalmente, las salidas se actualizan varias veces por segundo y se alimentan a los dispositivos de visualización continua, tales como pantallas de visualización y los datos pueden ser descargados directamente a las PC's. En la actualidad existen multitud de analizadores comerciales, con características de medición multicanal y posibilidad de asociarse para poder adquirir cualquier tipo de señal y sincronizarse entre ellas.

1.6.3.4 Analizadores de intensidad sonora

Este tipo de analizadores permite realizar mediciones de la potencia acústica, pudiéndose realizar en condiciones de ruidos de fondo elevados, haciendo que no resulte necesario el uso de recintos especiales de prueba. También se pueden realizar evaluaciones que permitan identificar fuentes a partir de un mapeado de la intensidad sonora. Una sonda de intensidad sonora está compuesta de dos micrófonos de presión, colocados muy juntos, que miden la presión sonora y el gradiente de presión entre ambos micrófonos. Mediante el procesado de la señal se convierten estas medidas en valores de intensidad sonora.

Cámara anecoica

Una cámara anecoica es un recinto diseñado para absorber la energía sonora incidente, lo que permite simular condiciones de campo libre. Éste debe estar libre de reflexiones, lo que se logra mediante el uso de material absorbente colocado en paredes, piso, y techo. Adicionalmente, debe contar con un adecuado aislamiento ya que cualquier

introducción de ruido del exterior, podría alterar las mediciones que se realizan en su interior. En la figura 1.13 se muestra un ejemplo de la construcción de cámara anecoica.



Figura 1.13. Cámara anecoica J-PRIMES.

1.6.3.5 Sistema alternativo de medición con vibrómetro laser

El vibrómetro láser Doppler (VLD), es un transductor óptico de precisión usado para determinar la velocidad de las vibraciones y el desplazamiento en un punto fijo. Es una tecnología basada en el efecto Doppler, que consiste en la detección de la variación de la frecuencia de la luz retrodispersada de una superficie en movimiento.

El efecto Doppler

Si una onda es reflejada por un objeto en movimiento y detecta por un sistema de medición (como es el caso con el VLD), el desplazamiento de frecuencia medido de la onda se puede escribir como:

$$f_D = \frac{2v}{\lambda} \quad (1.10)$$

donde v es la velocidad del objeto y λ es la longitud de onda emitida. Para poder determinar la velocidad de un objeto, el desplazamiento de frecuencia tiene que ser medido a una longitud de onda conocida. Esto se hace en el vibrómetro utilizando un interferómetro láser.

Interferometría

El vibrómetro láser Doppler funciona por interferencia óptica y exige dos haces de luz coherentes, con sus intensidades luminosas respectivas, I_1 y I_2 , superpuestas. La intensidad resultante no es solamente la suma de las intensidades individuales, sino que está modulada con lo que se denomina una franja de interferencia según la fórmula

$$I_{TOT} = I_1 + I_2 + 2\sqrt{I_1 I_2 \cos\left[2\pi(r_1 - r_2) / \lambda\right]} \quad (1.11)$$

Esta franja de interferencia tiene que ver con la diferencia en la longitud de la trayectoria entre ambos haces. Si esta diferencia es un múltiplo entero de la longitud de onda del láser, la intensidad total es cuatro veces superior a la intensidad individual. De modo equivalente, la intensidad total es cero si los dos haces tienen una diferencia de longitud de trayectoria de la mitad de una longitud de onda.

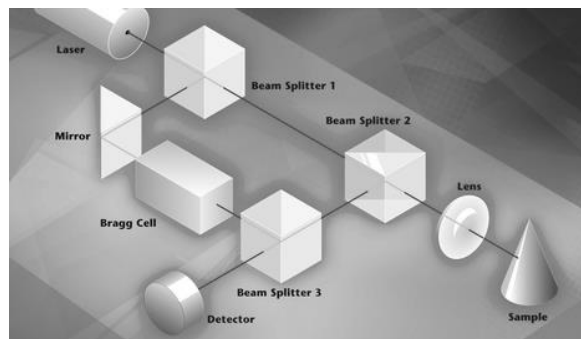


Figura 1.14. Esquema de montaje experimental para el principio físico usado en el vibrómetro láser.

La fig. 1.14 muestra la utilización técnica de esta ley de la física en el VLD. El haz de un láser de helio-neón es dividido por un divisor de haces (BS 1) en un haz de referencia y un haz de medición. Después de pasar por un segundo divisor (BS 2), el haz de medición es enfocado sobre el objeto a estudiar, donde se refleja. Entonces, el BS 2 desvía este haz reflejado y el tercer divisor (BS 3) lo fusiona con el haz de referencia, siendo luego dirigido al detector.

Debido a que la longitud de la trayectoria del haz de referencia es constante en el transcurso del tiempo ($r_2 = \text{constante}$), un movimiento del objeto sometido a estudio ($r_1 = r(t)$) genera en el detector un patrón de franjas oscuras y claras típico de interferometría. Un ciclo oscuro-claro en el detector corresponde a un desplazamiento del objeto de exactamente la mitad de la longitud de onda de la luz usada. En el caso del láser de helio-

neón, utilizado exclusivamente para vibrómetros, esto corresponde a un desplazamiento de 316 nm.

Cambiando la longitud de la trayectoria óptica por unidad de tiempo, ésta se manifiesta como la variación de la frecuencia Doppler del haz de medición. Esto significa que la frecuencia de modulación del patrón determinado por el interferómetro es directamente proporcional a la velocidad del objeto. Debido a que el movimiento del objeto apartándose del interferómetro genera el mismo patrón de interferencia (y variación de frecuencia) que el movimiento del objeto hacia el interferómetro, esta disposición no puede determinar la dirección hacia la que se mueve el objeto. Para este fin se coloca un modulador acústico-óptico (célula de Bragg) en el haz de referencia, que varía la frecuencia de la luz en 40 MHz. Esto genera una frecuencia de modulación del patrón de franjas de 40 MHz cuando el objeto está en reposo. Si luego el objeto se desplaza hacia el interferómetro, se reduce esta frecuencia de modulación, y si se aparta del vibrómetro, el detector recibe una frecuencia superior a 40 MHz. Esto significa que entonces no sólo es posible detectar la amplitud del movimiento, sino también definir claramente su dirección [22].

Para poder obtener el nivel de presión sonora con el uso del vibrómetro, ya que el sistema del vibrómetro solo nos puede dar desplazamiento, velocidad o aceleración de las vibraciones medidas, se hace uso de una relación que se basa en el concepto de ruido mecánico, el cual establece que una superficie vibrante sólida, impulsada o en contacto con una fuerza motriz o eslabón, irradia potencia acústica (W) proporcional a el área de vibración S y la velocidad media al cuadrado (v^2), dada por la siguiente expresión:

$$W = \rho c S (v^2) \sigma_{rad} \quad (1.12)$$

donde:

ρ = densidad del aire (kg/m^3)

c = velocidad del sonido (m/s)

σ_{rad} = eficiencia de radiación

El valor de velocidad media al cuadrado (v^2), es un dato que se puede obtener de las mediciones, y el área de vibración S de la superficie medida se determina a través de la apertura de láser sobre la superficie medida.

Para el cálculo de la eficiencia por radiación tomando en cuenta que la velocidad del sonido en la superficie es la misma que en el aire. La frecuencia crítica se puede calcular como:

$$f_c = \frac{c_{\text{aire}}^2}{2\pi} \sqrt{\frac{m}{B}} = 0.55 \frac{c_{\text{aire}}^2}{hc_L} = \frac{1}{h} K_c \quad (1.13)$$

Donde c_L es la velocidad del sonido para ondas longitudinales en estructuras. El factor K_c depende del material solamente y h es el espesor de la pared de la superficie. Para nuestro caso, para el acero, este valor de K_c es de 12 m/s.

Finalmente, para encontrar la eficiencia de radiación tomando en cuenta el área U_c en m^2 de la superficie vibratoria, dependiendo del valor calculado de la frecuencia crítica según la ecuación 1.13.

$$\sigma = 0.45 \sqrt{\frac{U_c}{f_c}} \quad (1.14)$$

Ahora que se ha podido calcular la potencia acústica y puesto que se pueden utilizar tres magnitudes para definir la amplitud de una onda sonora: presión p , potencia W e intensidad I . Para una onda plana propagándose en campo libre la intensidad se puede calcular según la ecuación 1.15:

$$I = \frac{W}{4\pi R^2} = \frac{p^2}{10\rho c} \quad (1.15)$$

donde:

ρ = densidad del aire (kg/m^3)

c = velocidad del sonido (m/s)

R = es la distancia de la fuente sonora al punto de medida (m)

A partir de esta última relación se obtiene el valor de presión sonora.

2. Caracterización sonora de un compresor de refrigeración

Introducción

En el presente capítulo se describe el ciclo de refrigeración con el cual el compresor cumple su principal función. A partir de esta descripción se analizan los componentes del compresor para identificar que componente puede ser fuente o transmisor de ruido. Se deduce la ecuación de la onda y con ello se plantea un modelo matemático que describe el nivel de presión sonora que se presenta debido al mecanismo biela manivela con el que cuenta el compresor. También se muestra el modelo usado para el análisis de la mufla además del modelo FEM con el que se hace la interacción acústico-estructural que se usa en las diferentes simulaciones realizadas.

2.1 Ciclo teórico de refrigeración

Antes de explicar la caracterización de la fuente principal del refrigerador, se debe explicar de dónde proviene el ruido y para ello se explicará en qué consiste el ciclo de refrigeración, del cual es parte el compresor y que se considera como la principal fuente generadora de ruido.

Un ciclo de refrigeración saturado simple, es un ciclo teórico en el que se supone que el vapor refrigerante que sale del evaporador y entra al compresor, es vapor saturado a la temperatura y presión vaporizante y el líquido refrigerante que sale del condensador y llega al control del refrigerante es un líquido saturado a la temperatura y presión del condensante.

A continuación, se presenta el trazo de un ciclo saturado simple en un diagrama presión-entalpía ver figura 2.1.

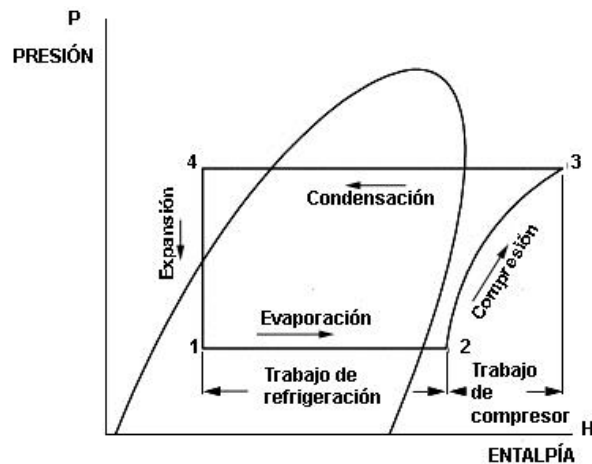


Figura 2.1. Diagrama teórico presión-entalpía.

Del diagrama puede observarse que se presentan cuatro procesos:

- 1) Expansión
- 2) Evaporación
- 3) Compresión
- 4) Condensación [4]

En un sistema de refrigeración mecánica existen dos presiones en el sistema de compresión: la de vaporización o baja presión y la de condensación o alta presión. La refrigeración actúa como un medio de transporte para remover el calor del evaporador. Un cambio de estado de líquido a vapor y viceversa permite al refrigerante absorber y descargar grandes cantidades de calor en forma eficiente. El ciclo de refrigeración opera de la siguiente forma: el refrigerante a alta presión, que sale de la línea de descarga del compresor, pasa hacia el condensador. Conforme pasa a través del condensador, el refrigerante a alta presión es enfriado por algún medio externo (por ejemplo, un ventilador) y conforme la temperatura del vapor del refrigerante alcanza la temperatura de saturación correspondiente a la alta presión en el condensador, el vapor se condensa y de ahí pasa al dispositivo que separa el lado de alta presión del sistema de baja presión. La reducción de presión en el refrigerante líquido provoca que éste hierva o se vaporice hasta que el refrigerante alcance la temperatura de saturación correspondiente a la de su presión. Conforme el refrigerante de baja temperatura pasa a través del evaporador, el calor fluye a través de las tuberías del evaporador hacia el refrigerante, haciendo que la

acción de ebullición continúe hasta que el refrigerante se encuentre totalmente vaporizado.

La válvula de expansión o tubo capilar regula el flujo del refrigerante a través del evaporador según se requiera para mantener una diferencia de temperatura determinada a cierto sobrecalentamiento deseado entre la temperatura de evaporación y el refrigerante que sale del evaporador.

El vapor refrigerante que sale del evaporador viaja a través de la línea de succión y de ahí a la entrada del compresor. El compresor toma el vapor a baja presión y lo comprime aumentando tanto su presión como su temperatura y repitiéndose nuevamente el ciclo [4], ver figura 2.2.

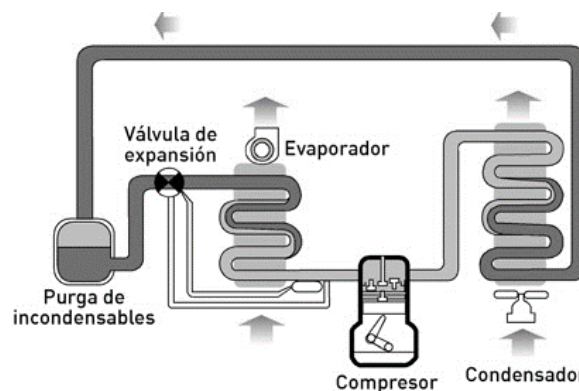


Figura 2.2. Esquema del ciclo de refrigeración

Este ciclo es el principio de funcionamiento del refrigerador doméstico, y debido a que este aparato está interactuando en el ambiente de las personas, el ruido es uno de los parámetros importantes para determinar una buena calidad del producto final. De ahí la importancia de la detección de las fuentes de ruido, y que el objetivo del presente estudio sea enfocado en el compresor como principal fuente generadora de ruido.

2.2 Análisis de los componentes del compresor

Para realizar el análisis de ruido del compresor, inicialmente se deben conocer las partes que conforman esta máquina, ver la figura 2.3, las cuales son:

Motor eléctrico

Rodamiento axial de bolas

Soporte

Componentes del mecanismo de accionamiento

Cigüeñal

Biela

Perno

Pistón

Componentes del sistema de válvulas

Válvula de succión

Válvula de descarga

Placa de válvulas

Empaques

Mufla de succión

Mufla de descarga

Resortes

Tubo de lubricación

Soportes para los resortes

Línea de succión

Línea de descarga

Carcasa

Tapa

Soportes para fijación de carcasa

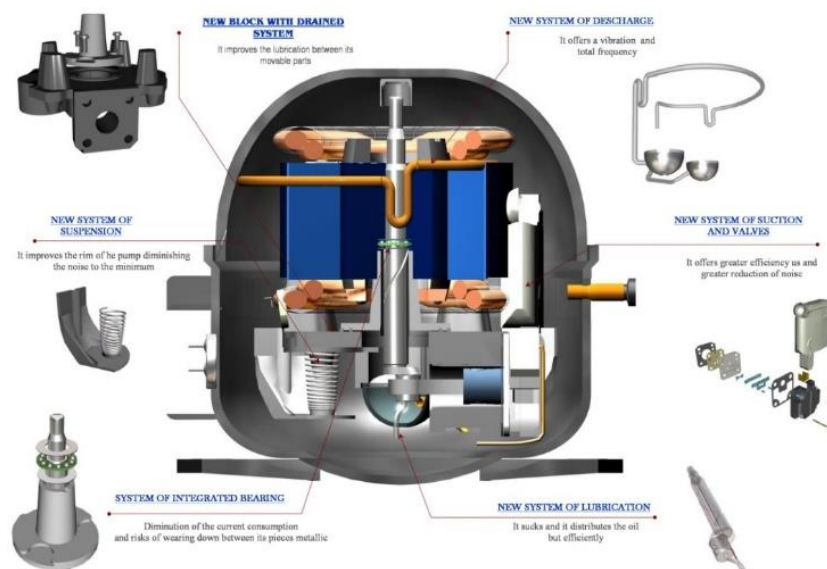


Figura 2.3 Corte de compresor

A partir del conocimiento de los componentes del compresor, se llevó a cabo una identificación de las posibles fuentes generadoras de ruido para lo cual se realizó un esquema de la interacción de ruido y vibración en el compresor, ver figura 2.4.

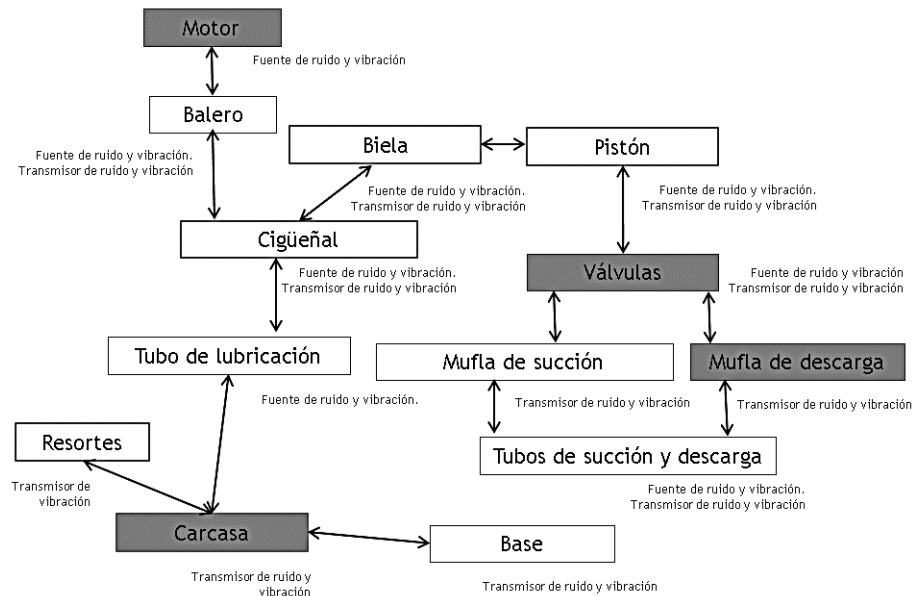


Figura 2.4 Esquema de interacción de ruido y vibración en el compresor

2.3 Técnicas de modelado

El modelado consiste en generar una representación de un proceso o sistema real que pueda reflejar un comportamiento de interés de la mejor manera posible.

Las técnicas de modelado de un sistema dinámico se pueden agrupar en tres tipos.

- El modelado caja blanca en donde la estructura y los parámetros son extraídos solamente de leyes físicas
- El modelado caja negra en donde toda la información para simular o predecir una variable del proceso se debe extraer de datos medidos.
- Modelo de caja gris o conceptuales cuando se conocen algunas leyes físicas que pueden proporcionar una estructura matemática, pero todos o algunos de los parámetros deben ser determinados con datos medidos.

2.4 Modelado e identificación de sistemas en la acústica

Los modelos de sistemas se basan en leyes físicas. Generalmente utilizan principios de conservación y principios de transporte para establecer la estructura y los parámetros del modelo. En la acústica se aplican el principio de conservación de la masa y la primera ley de Newton para establecer la ecuación de la onda, principal ecuación en esta área.

Cuando la complejidad del proceso a modelar es muy alta y los tiempos de desarrollo del modelo son limitados o cuando el uso del modelo final es sólo predecir en un intervalo dado de condiciones, aparece la identificación de sistemas o modelado empírico. Se le llama empírico porque utiliza datos medidos para hallar una representación matemática del proceso, asumiendo a priori que sólo se conoce cuál es la salida y cuáles son las posibles entradas sobre las cuales se va a extraer la relación, pero no se conoce nada más del proceso. Estos modelos tienen las siguientes características:

- Pueden consistir en cualquier estructura matemática que logra replicar un conjunto de datos determinado.
- La estructura del modelo no necesariamente tiene relación directa con la estructura del proceso que se modela.
- Las variables del modelo no necesariamente son todas las variables relevantes del proceso que se modela.
- Sólo se le pide al modelo que permita predecir con la mayor precisión posible el conjunto de datos disponible. Puede no replicar otros comportamientos.
- Los parámetros del modelo rara vez tienen un significado físico claro.
- En la acústica, la variable más relevante sin duda es la presión sonora. Además, el objetivo de esta investigación pretende predecir esta variable dentro del fenómeno de la radiación acústica en espacios confinados. Por estas razones, el transductor que mide la presión sonora es escogido en este trabajo como salida del modelo empírico.

La entrada en un modelo empírico se le llama regresor porque está compuesto de variables que representan retardos de las mismas variables de salida o entrada medidas.

En Ingeniería, usualmente son las fuentes del fenómeno las que constituyen la entrada a los sistemas. Las fuentes acústicas son diversas. Cuando las máquinas producen vibración, las partículas de aire que están contiguas a la masa vibrante producen radiación sonora. Es por esto que las señales asociadas a las vibraciones de las máquinas, que pueden ser medidas a través del voltaje de un transductor de vibración determinado ubicado en la fuente, puede constituir una entrada al proceso de la radiación acústica que se quiere modelar. Las fuentes que más se observan en la ingeniería acústica son los altavoces; estos son transductores electroacústicos (convierten una señal eléctrica de voltaje en una mecánica de vibración, que posteriormente genera cambios en la presión sonora en el aire).

2.5 Campos sonoros unidimensionales

En esta sección se hará la deducción de la ecuación de onda en campos unidimensionales, con base en el principio de conservación de la masa y la primera ley de Newton [13].

En primer lugar, se introducen los parámetros de presión, temperatura y densidad sonoras. En el caso acústico, se trata de magnitudes con variaciones temporales (y espaciales) muy pequeñas superpuestas a las magnitudes estáticas. Convenientemente se separan las magnitudes totales en una parte estática y una parte variable. La ecuación 2.1 muestra su aplicación con estos parámetros.

$$\begin{aligned} p_T &= p_0 + p \\ \rho_T &= \rho_0 + \rho \\ T_T &= T_0 + T \end{aligned} \tag{2.1}$$

Donde, p , ρ y T corresponden a la presión, densidad y temperatura sonoras respectivamente. Los subíndices “0” y “T” corresponden a magnitudes de reposo (sin sonido) y totales, respectivamente.

Asumiendo un proceso adiabático se relacionan la densidad y la presión sonoras por la ecuación

$$\rho = \frac{p}{c^2} \tag{2.2}$$

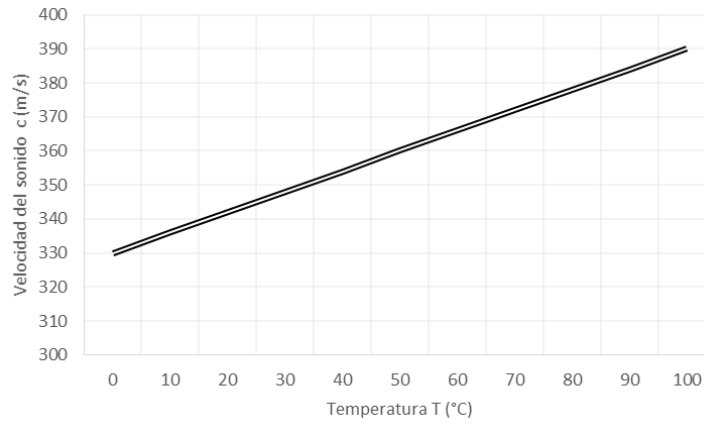


Figura 2.5. Variación de la velocidad del sonido en el aire con la temperatura.

En la figura 2.5 se puede observar un comportamiento de la velocidad del sonido en el rango aproximadamente lineal. La ecuación aproximada que representa dicha zona es:

$$c \left[\frac{m}{s} \right] = 330 + \frac{30}{55} T [^{\circ}C] \quad (2.3)$$

En ingeniería acústica no se consideran variaciones de T menores a $10^{\circ}C$ para considerar un cambio de velocidad del sonido.

Ya que se aclaró cuáles son las magnitudes físicas asociadas a los campos sonoros, es necesario considerar el caso simple de un campo sonoro, el cual depende solo de una coordenada espacial. Un campo sonoro unidimensional puede generarse, por ejemplo, en un tubo lleno de aire con paredes rígidas, en el que dicho campo cuasi-encerrado y obligado a propagarse en dirección axial.

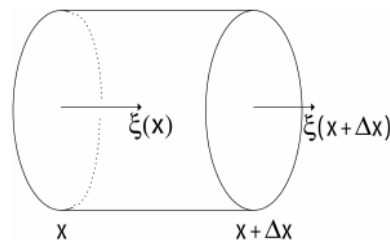


Figura 2.6. Deformación de un elemento de la columna de gas

En la figura 2.6 se muestra la masa de un elemento en reposo (sin sonido), esta masa puede ser expresada como $S\Delta x\rho_0$ (S =área de la sección transversal). Si se produce una deformación (con sonido) por medio de un movimiento de la superficie límite de $\xi(x)$ y un

movimiento de la superficie límite derecha de $\xi(x+\Delta x)$, la masa será esta vez $S[\Delta x + \xi(x+\Delta x) - \xi(x)]\rho_T$. Como se ha mencionado, la masa con sonido es igual a la masa en reposo, por lo cual se tiene

$$S[\Delta x + \xi(x+\Delta x) - \xi(x)](\rho + \rho_0) = S\Delta x\rho_0 \quad (2.4)$$

O (despreciando los productos entre densidad sonora y deformaciones, pues son muy pequeños)

$$\rho_0[\xi(x+\Delta x) - \xi(x)] + \Delta x\rho = 0 \quad (2.5)$$

y despejando la densidad sonora, que en este caso es la variable de interés, se tiene

$$\rho = \rho_0 \frac{\xi(x+\Delta x) - \xi(x)}{\Delta x} \quad (2.6)$$

En el caso límite de elementos de volumen infinitesimales $\Delta x \rightarrow dx$ se obtiene

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \frac{\partial \xi(x)}{\partial x} \quad (2.7)$$

La densidad sonora se obtiene a partir de la derivada espacial de la deformación. Esta última se denomina expansión o dilatación. La expresión anterior establece que la densidad sonora relativa es igual a la expansión multiplicada por -1. La ecuación (2.7) se conoce como la ecuación de continuidad.

$$S_p = -S\rho_0 c^2 \frac{\xi_x(x+\Delta x) - \xi_x(x)}{\Delta x} \quad (2.8)$$

El lado izquierdo de la ecuación corresponde a la fuerza producida en el resorte de aire debida a la deformación elástica. Según la ley de Hooke, para resortes con extremos móviles se cumple.

$$S_p = -s(\xi(x+\Delta x) - \xi(x)) \quad (2.9)$$

donde s representa la rigidez del resorte. Para capas de material elástico (como el gas) con superficie transversal S y espesor Δx se cumple:

$$s = \frac{ES}{\Delta x} \quad (2.10)$$

donde E es una constante del material que se conoce como módulo de elasticidad. El módulo de elasticidad de los gases depende de la velocidad de propagación según la siguiente ecuación:

$$E = \rho_0 c^2 \tag{2.11}$$

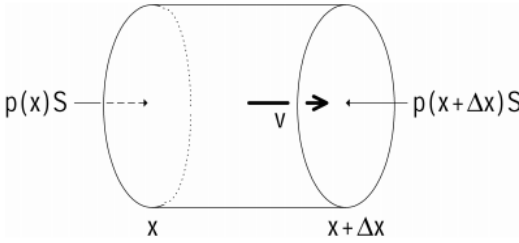


Figura 2.7. Elemento acelerado de la columna de gas

La segunda consideración para la propagación del sonido tiene relación con la manera en que las pequeñas masas de aire son inducidas a moverse a través de las fuerzas elásticas que actúan sobre ellas. La respuesta está en la segunda ley de Newton, aplicada al pequeño elemento mostrado en la figura 2.7. La aceleración $\partial^2 \xi / \partial t^2$ de la masa contenida en el elemento de volumen es producida por la diferencia entre las fuerzas que actúan a la derecha y a la izquierda del elemento, $S_p(x)$ y $S_p(x + \Delta x)$. La aceleración producida por esta diferencia de fuerzas es menor a mayor masa m del elemento. Según Newton tenemos:

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = \frac{S}{m} [p(x) - p(x + \Delta x)] \tag{2.12}$$

O con $m = \text{volumen} \times \text{densidad} = S \Delta x \rho_0$

$$\frac{\partial^2 \xi_x}{\partial t^2} = -\frac{1}{\rho_0} \left[\frac{p(x + \Delta x) - p(x)}{\Delta x} \right] \tag{2.13}$$

Por último, considerando que

$$\lim_{\Delta x \rightarrow 0} = \frac{p(x + \Delta x) - p(x)}{\Delta x} = \frac{\partial p}{\partial x} \tag{2.14}$$

se obtiene

$$\rho_0 \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = -\frac{\partial p}{\partial x} \tag{2.15}$$

Las expresiones (2.7) y (2.15) conforman las ecuaciones fundamentales de la acústica, todos los eventos sonoros unidimensionales la satisfacen. Ambas consideraciones en

conjunto describen la propagación de ondas en las ecuaciones (2.7) y (2.15) se eliminará la variable ξ derivando la ecuación 2.7 dos veces con respecto al tiempo se obtiene:

$$\frac{1}{\rho_0 c^2} \frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} = - \frac{\partial^3 \xi}{\partial x \partial t^2} \quad (2.16)$$

y derivando la ecuación (2.15) respecto al espacio se obtiene:

$$\frac{\partial^3 \xi}{\partial x \partial t^2} = - \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} \quad (2.17)$$

Directamente se puede obtener:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} \quad (2.18)$$

O reemplazando la densidad sonora por la presión sonora $\rho = \frac{p}{c^2}$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (2.19)$$

La ecuación (2.19) se llama ecuación de onda; todo evento sonoro debe satisfacer esta ecuación.

2.6 Caracterización de la fuente principal de ruido en el refrigerador

La fuente acústica, en este caso el compresor, puede ser modelada como un pistón de oscilación armónica ubicada en un punto central del espacio de la cámara del compresor, ya que el desplazamiento del pistón es unidireccional, en la dirección horizontal en la cámara del compresor. El desplazamiento será una función del tiempo expresado según la ecuación 2.20.

$$\xi_{fuente} = f(t) \quad (2.20)$$

Como la velocidad de partículas en el aire debe ser continua con la del pistón en el espacio inmediatamente contiguo entonces

$$\begin{aligned}
 u_x(x_{fuente}, t) &= \left. \frac{\partial \xi_x}{\partial t} \right|_{x=x_{fuente}} \\
 &= \frac{\partial f(t)}{\partial t}
 \end{aligned}
 \tag{2.21}$$

Según la segunda ley de Newton se tiene que

$$\frac{\partial v_x}{\partial t} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x}
 \tag{2.22}$$

Por lo que produce

$$\begin{aligned}
 \left. \frac{\partial p}{\partial x} \right|_{x=x_{fuente}} &= - \rho \left. \frac{\partial v_x}{\partial t} \right|_{x=x_{fuente}} \\
 &= - \rho \frac{d^2 f(t)}{dt^2}
 \end{aligned}
 \tag{2.23}$$

El desplazamiento del pistón es función del mecanismo que lo impulsa; en el caso de este compresor se trata de un mecanismo manivela biela corredera, en el cual el desplazamiento del pistón está definido por la dimensión de la manivela ξ_0 y de la velocidad angular de la misma, como se observa en la figura 2.8

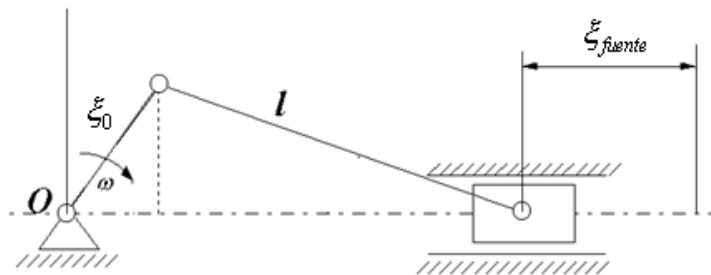


Figura 2.8. Mecanismo corredera biela y manivela

Si el pistón se mueve con un desplazamiento armónico simple definido por la ecuación (2.24),

$$\xi_{fuente} = \xi_0 \cos(\omega_{piston} t)
 \tag{2.24}$$

Entonces la dinámica de la variación de presión estaría dada por

$$\frac{\partial p_x}{\partial x}(x_{fuente}, t) = -\rho_0 \xi_0 \omega^2 \cos(\omega_p t) \quad (2.25)$$

Con $\omega_p = 2\pi f_p$ cuya frecuencia principal dependerá de la frecuencia de la red f_{red} y el número de par de polos del motor AC del compresor, según la ecuación

$$f_p = f_{motor} = \frac{60 \cdot f_{red}}{\# \text{ polos}} \text{ rpm} = \frac{f_{red}}{\# \text{ polos}} \text{ rps} \quad (2.26)$$

2.7 Formulación por elementos finitos

Las formulaciones por elementos finitos planteadas en el capítulo, son usadas como fundamento teórico para las simulaciones realizadas en el software Ansys. Estas simulaciones hacen uso de la ecuación general de la onda para los cálculos realizados y son generadas tanto para mufla, carcasa y placa de válvulas. Se comienza explicando la teoría de muflas, seguido de la formulación usada para su análisis y cálculo de pérdida por transmisión; finalmente se explicará el modelo de acoplamiento para los análisis modal y armónico acústicos.

2.7.1 Teoría de Muflas

La mufla o silenciador puede describirse como un filtro acústico que se inserta en conductos que transportan fluidos, con objeto de reducir los niveles de presión sonora que se generan.

En las siguientes secciones se describen los tipos de muflas que existen, además un método para calcular las frecuencias naturales de conductos con varias condiciones, el método de línea de transmisión de cuatro polos para la predicción de la respuesta acústica de los conductos que tienen condiciones de onda plana, y se mencionan los parámetros acústicos que se pueden utilizar para evaluar el rendimiento de los silenciadores o muflas [15].

2.7.1.1 Tipos de Muflas

Mufla reactiva

En este tipo de mufla, ver la figura 2.9, la atenuación la produce, básicamente, por fenómenos de tipo reactivo en los que parte de la energía incidente regresa a la fuente debido a la reflexión que se produce por cambios de sección o bien por otras singularidades del tipo geométrico.

Estas muflas presentan rendimiento alto a bajas frecuencias, permiten dar una alta pérdida por inserción para tonos estacionarios. Como desventaja tienen bajo rendimiento a altas frecuencias y no presenta características deseables para el ruido de banda ancha.



Figura 2.9. Mufla reactiva

Muflas disipadoras

Estas muflas se caracterizan por el hecho de emplear materiales absorbentes de gran superficie, especialmente en forma de fibra. En este caso, el ruido no se refleja únicamente, como sucedía en los silenciadores reactivos, sino que la potencia sonora que incide sobre el material absorbente se transforma en calor, además de ofrecer cierta resistencia al flujo. Las muflas disipadoras son las más adecuadas para hacer frente a ruido de alta frecuencia y, curiosamente, tienen asociados efectos reactivos debido a la presencia de expansión y contracciones.

Algunas ventajas que tienen este tipo de muflas, son buenas para aplicaciones que implican banda ancha (constante en todo el espectro) y presentan una cantidad reducida de presión de retorno comparadas con las reactivas. Como desventajas se pueden mencionar que no son buenas a bajas frecuencias y el material absorbente puede degradarse bajo condiciones de calor, etc. En la figura 2.10 se muestran ejemplos de muflas disipadoras.

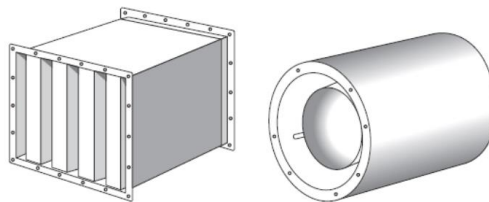


Figura 2.10. Ejemplos de muflas disipadoras

2.7.1.2 Frecuencias Naturales

Las frecuencias naturales y formas de los modos de tubos no amortiguadas (tuberías o conductos) se enumeran en la Tabla 2.1

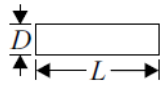
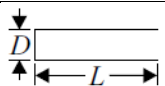
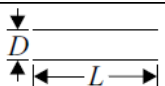
Configuración	Esquema	Modo $n =$	Frecuencias naturales $f_n = [Hz]$	Forma Modal ψ_n [Sin unidades]
Rígido - rígido		0,1,2 ...	$\frac{nc_o}{2L}$	$\cos\left[\frac{n\pi x}{L}\right]$
Abierto - rígido		1,3,5 ...	$\frac{nc_o}{4L}$	$\cos\left[\frac{n\pi x}{2L}\right]$
Abierto - abierto		1,2,3	$\frac{nc_o}{2L}$	$\text{sen}\left[\frac{n\pi x}{L}\right]$

Tabla 2.1 Frecuencias Naturales y Modo axiales Formas de tubos con distintas condiciones finales

Para un ducto con la condición rígido - rígido, el primer modo es llamado modo de compresión mayor.

Para la condición abierto - rígido, las frecuencias naturales ocurren en armónicos impares $n = 1; 3; 5$. Esta configuración abierto - rígido, a veces llamado un tubo de un cuarto de longitud de onda, se utiliza a menudo en las muflas reactivas cuando está unido a un conducto principal y la longitud del tubo de cuarto de onda se ajusta para que su frecuencia natural coincide con la frecuencia de un ruido armónico no deseado.

Para la condición abierto - abierto, las frecuencias naturales son lo mismo que en la condición rígido - rígido, y sólo las formas modales son diferentes. En realidad, cuando hay un tubo de extremos abiertos como en el caso de las condiciones abierto-rígido y abierto-abierto, la longitud efectiva de la tubería es ligeramente más larga que la longitud física de la tubería, ya que una pequeña cantidad de gas externa a la tubería es arrastrada en el movimiento del gas. El tubo ligeramente más largo hace que las frecuencias naturales de la tubería se reduzcan ligeramente.

2.7.1.3 Método de cuatro polos

El método de cuatro polos, o de línea transmisión, es una herramienta teórica útil para estimar el rendimiento acústico de silenciadores tipo resonador.

La Figura 2.7 muestra una típica configuración con un silenciador. Una fuente acústica, tal como un motor de movimiento alternativo, está unida a un conducto de aguas arriba que está conectado a la entrada de un silenciador. La geometría del silenciador podría consistir en cámaras de expansión, resonadores de tubo transversales, elementos tubulares perforadas, y así sucesivamente. La salida del silenciador está conectada a una sección de tubo que irradia sonido en un campo de libre. Cada uno de estos componentes tiene una impedancia acústica y puede ser representado por matrices de línea de transmisión de 4-polos. La fuente acústica tiene una impedancia Z_s . El extremo del conducto acústico tiene una impedancia de terminación Z_T , que en el ejemplo mostrado en la figura 2.11, es la impedancia de radiación de un conducto sin brida que irradia en un campo de libre.

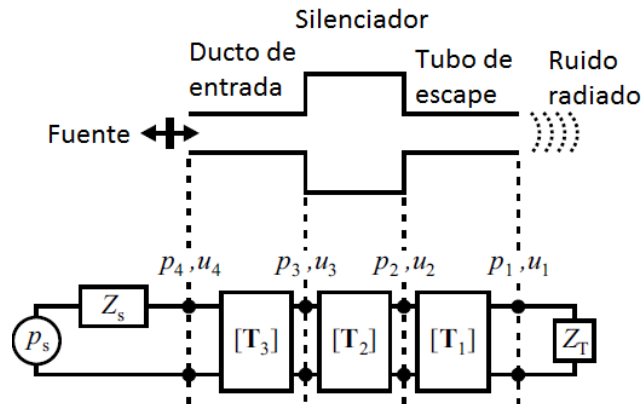


Figura 2.11 Esquema de una típica configuración con silenciador y la representación de matriz de transmisión de 4 polos equivalente.

La presión y la masa velocidad del ducto de entrada y ducto de salida de un elemento, están relacionadas por medio de una matriz de transmisión de 4 polos como:

$$\begin{bmatrix} p_2 \\ \rho_0 S_2 u_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1 \\ \rho_0 S_1 u_1 \end{bmatrix} \quad (2.27)$$

$$\begin{bmatrix} p_2 \\ V_2 \end{bmatrix} = T \begin{bmatrix} p_1 \\ V_1 \end{bmatrix} \quad (2.28)$$

Donde p_i es la presión acústica de un punto i a lo largo del sistema. La velocidad del flujo de masa V_i es determinada por la siguiente ecuación

$$V_i = \rho_0 S_i u_i \quad (2.29)$$

Donde ρ_0 es la densidad del gas, S_i es el área de la sección transversal del ducto en un punto i , y u_i es la velocidad acústica de la partícula (no significa la velocidad del flujo) para un punto i .

La matriz de transmisión para un segmento recto de conducto de longitud L está dada por:

$$T = \begin{bmatrix} \cos(kL) & j \frac{c_0}{S} \sin(kL) \\ j \frac{S}{c_0} \sin(kL) & \cos(kL) \end{bmatrix} \quad (2.30)$$

Donde $k = \omega/c_0$ es igual a la longitud de onda, $\omega = 2\pi f$ es la frecuencia angular, f es la frecuencia de excitación, y c_0 es la velocidad del sonido.

Las ecuaciones que describen la respuesta del sistema mostrado en la figura 2.7 pueden ser escritas como

$$\begin{bmatrix} p_s \\ \rho_0 S_s u_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & Z_s \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_4 \\ \rho_0 S_4 u_4 \end{bmatrix} \quad (2.31)$$

$$\begin{bmatrix} p_4 \\ \rho_0 S_4 u_4 \end{bmatrix} = [T_3] \begin{bmatrix} p_3 \\ \rho_0 S_3 u_3 \end{bmatrix} \quad (2.32)$$

$$\begin{bmatrix} p_3 \\ \rho_0 S_3 u_3 \end{bmatrix} = [T_2] \begin{bmatrix} p_2 \\ \rho_0 S_2 u_2 \end{bmatrix} \quad (2.33)$$

$$\begin{bmatrix} p_2 \\ \rho_0 S_2 u_2 \end{bmatrix} = [T_1] \begin{bmatrix} p_1 \\ \rho_0 S_1 u_1 \end{bmatrix} \quad (2.34)$$

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ \rho_0 S_1 u_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & Z_T \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ \rho_0 S_1 u_1 \end{bmatrix} \quad (2.35)$$

Donde las matrices de transmisión $[T_i]$ dependen de la configuración de cada segmento del ducto. Estas ecuaciones pueden ser escritas en forma matricial como

$$\begin{bmatrix} p_s \\ \rho_0 S_s u_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & Z_s \\ 0 & 1 \end{bmatrix} T_3 T_2 T_1 \begin{bmatrix} 1 & Z_T \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ \rho_0 S u_1 \end{bmatrix} \quad (2.36)$$

$$= \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ \rho_0 S u_1 \end{bmatrix} \quad (2.37)$$

La impedancia de un tubo sin brida irradiando en un campo de libre viene dada por

$$Z_T = R_0 + jX_0 \quad (2.38)$$

$$= \left[(\rho_0 c_0 S) \frac{(ka)^2}{4} \right] + j [(\rho_0 c_0 S) 0.61ka] \quad (2.39)$$

Donde a es el radio del ducto en la salida, R_0 es la parte real de la impedancia llamada resistencia, y X_0 es la parte imaginaria de la impedancia llamada reactancia.

La impedancia de una brida de tubo irradiada en un campo de libre viene dada por

$$Z_T = R_0 + jX_0$$

$$= \left[(\rho_0 c_0 S) \frac{(ka)^2}{4} \right] + j \left[(\rho_0 c_0 S) \frac{8}{3\pi} ka \right] \quad (2.40)$$

El método de matriz de transmisión de 4 polos se basa en el principio de propagación de onda plana dentro de la red de conductos. Para asegurar que el método de matriz de transmisión se pueda utilizar con validez, es importante estimar la frecuencia de corte, la cual es definida como la frecuencia por debajo de la cual sólo se propagan ondas planas en el interior del conducto. La frecuencia de corte para conductos circulares está dada por

$$f_{cut-on:circular} = \frac{1.8412 \times c_0}{2\pi a} = \frac{0.293 \times c_0}{a} \quad (2.41)$$

Y para ductos con una sección transversal cuadrada

$$f_{cut-on:rectangular} = \frac{c_0}{2H} \quad (2.42)$$

Donde H es la dimensión más grande de la sección transversal.

2.7.1.4 Medidas para el rendimiento acústico para muflas

Hay un número de parámetros que se pueden utilizar para evaluar el rendimiento acústico de una mufla. A continuación, se mencionan los más importantes.

Pérdida de inserción, se define como la reducción en el nivel de potencia acústica radiada debido a la sustitución (inserción) de una sección de conducto con el silenciador propuesto y se calcula como

$$IL = L_{w:before} - L_{w:After} \quad (2.43)$$

Donde $L_{w:before}$ es el nivel de presión sonora del sistema sin el silenciador instalado, y $L_{w:After}$ es el nivel de presión sonora después de que el silenciador ha sido instalado mediante la sustitución de una sección del conducto.

Perdida de Transmisión es la diferencia entre la presión sonora incidente en el silenciador ($L_{w:incidente}$), y la presión de sonido que se transmite después del silenciador ($L_{w:transmitida}$), cuando el sistema tiene una condición de salida infinita o anecoica. Cuando un silenciador reactivo es instalado en un ducto, tiende a reflejar la potencia de sonido del ducto de entrada y el nivel de presión sonora puede aumentar en la entrada del silenciador en comparación con un sistema sin el silenciador instalado. El cálculo de la pérdida de transmisión utiliza la potencia acústica incidente del silenciador, y no la potencia acústica total que existe en la entrada del ducto, para cuantificar el rendimiento acústico de línea de base.

Del mismo modo, la potencia del sonido que se transmite en una terminación anecoica después del silenciador, se utiliza para evaluar la pérdida de transmisión. La pérdida de transmisión se expresa matemáticamente como

$$TL = L_{w:incidente} - L_{w:transmitida} \quad (2.44)$$

La pérdida de transmisión es independiente de la impedancia de la fuente, y se puede calcular usando la formulación de matriz de transmisión de cuatro polos como

$$TL = 20 \log_{10} \left| \frac{T_{11} + \frac{S}{c} T_{12} + \frac{c}{S} T_{21} + T_{22}}{2} \right| \quad (2.45)$$

donde T_{11} , T_{12} , ... son los elementos de una matriz de transmisión de 4 polos para un segmento de conducto individual, tal como en la ecuación (2.30), o para una red combinada de segmentos de conductos, tales como la ecuación (2.37).

Reducción de ruido (también conocido como diferencia de nivel) es la diferencia entre el nivel de presión sonora medidos entrada y salida del silenciador y se calcula como

$$NR = LD = L_{entrada} - L_{salida} \quad (2.46)$$

La medición de la reducción de ruido no requiere terminaciones anecoicas de los conductos.

2.7.2 Modelo del acoplamiento acústico estructural

Cuando se requiere tomar en cuenta la interacción fluido-estructura (ondas de presión generadas por la vibración estructural y / o estructura de deformación debida a la presión del fluido) se puede utilizar el análisis acústico acoplado.

A continuación, la interacción del fluido y la estructura en una interfaz de malla hace que la presión acústica para ejercer una fuerza aplicada a la estructura y los movimientos estructurales producen una efectiva "carga de fluido." Las ecuaciones que rigen la matriz de elementos finitos se convierten entonces en:

$$\begin{aligned} [M_s] \{\ddot{U}\} + [K_s] \{U\} &= \{F_s\} + [R] \{P\} \\ [M_f] \{\ddot{P}\} + [K_f] \{P\} &= \{F_f\} - \rho_0 [R]^T \{\ddot{U}\} \end{aligned} \quad (2.47)$$

Donde $[R]$ es la matriz de acoplamiento que representa el área de superficie efectiva asociada con cada nodo en la interfaz fluido-estructura (FSI), $[M_s]$ es la matriz de masa de la estructura, $\{U\}$ representa el vector de desplazamientos de la estructura, $[K_s]$ es la matriz de rigidez de la estructura, $\{P\}$ es el vector de presión nodal y $\{F_s\}$ es el vector de carga de excitación aplicada en la estructura, $\rho_0 [R]^T$ es la matriz de masa acoplada (interfase estructura-fluido), así mismo existen la matriz de masa, rigidez y vector de cargas para el fluido representadas con el subíndice f.

Los análisis disponibles con interfase fluido estructural (FSI) son modales (simétrica y asimétrica algoritmo), armónico (algoritmo simétrico y asimétrico) y transitorio (algoritmo asimétrico) [16].

2.5.2.1 Análisis Modal Acústico

El análisis modal se utiliza para modelar los modos acústicos de una cavidad acústica o para calcular las formas de los modos de sistemas vibro-acústico. Se puede decir entonces que los modos acústicos están causando problemas o identificar la causa de la vibración. [16]

Para un análisis modal acústico, los modos acústicos son calculados usando la siguiente ecuación:

$$\left(-\omega^2 [M_f] + j\omega [C_f] + [K_f]\right) \{p\} = 0 \quad (2.48)$$

Para problemas que tienen interacción acústica – estructural acoplados, los modos son calculados a través de la siguiente ecuación:

$$\left(-\omega^2 \begin{bmatrix} M_s & 0 \\ \rho_o R^T & M_f \end{bmatrix} + j\omega \begin{bmatrix} C_s & 0 \\ 0 & C_f \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_s & -R \\ 0 & K_f \end{bmatrix}\right) \begin{Bmatrix} u \\ p \end{Bmatrix} = 0 \quad (2.49)$$

Agregando condición de frontera de Impedancia

La condición de impedancia puede ser aplicada en superficies o interfaces FSI, esto crea una capa de un material poroso que puede reducir el sonido.

La formulación FEM es la siguiente:

$$\left(-\omega^2 [M_f] + j\omega [C_f] + [C_{fsi}] + [K_f]\right) \{p\} = 0 \quad (2.50)$$

2.5.2.2 Análisis Armónico Acústico

El análisis armónico es una técnica utilizada para determinar la respuesta de una estructura lineal a las cargas que varían sinusoidalmente (armónicamente) con el tiempo. La idea consiste en calcular la respuesta de la estructura a varias frecuencias y obtener un gráfico de alguna cantidad de respuesta frente a la frecuencia [16].

Para un análisis armónico acústico, los modos acústicos son calculados usando la siguiente ecuación:

$$\left(-\omega^2[M_a] + j\omega[C_a] + [K_a]\right)\{p\} = \{f_F\} \quad (2.51)$$

Para problemas que tienen interacción acústica – estructural acopladas, los modos son calculados a través de la siguiente ecuación:

$$\left(-\omega^2 \begin{bmatrix} M_s & 0 \\ \rho_o R^T & M_f \end{bmatrix} + j\omega \begin{bmatrix} C_s & 0 \\ 0 & C_f \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_s & -R \\ 0 & K_f \end{bmatrix}\right) \begin{Bmatrix} u \\ p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_s \\ f_F \end{Bmatrix} \quad (2.52)$$

3. Implementación y evaluación de los sistemas de medición de ruido

Introducción

De acuerdo a las necesidades de medición y a las características de las señales que se pretenden medir, se revisan y evalúan los instrumentos y los equipos adecuados para llevar a cabo esta tarea, de manera que se obtengan registros precisos y confiables. Se describe primero el procedimiento de medición usado dentro de la empresa, los equipos necesarios para realizar las mediciones, así como los instrumentos usados en el sistema de vibrómetro láser y, a partir de los datos obtenidos, se observan las ventajas y desventajas de los sistemas de medición usados, y así se determina el más adecuado para el estudio.

3.1 Montaje y procedimiento experimental

Siguiendo el procedimiento para las mediciones usado por la empresa, se realizan las pruebas para verificar los sistemas de medición. Las condiciones de la prueba dentro de la cámara anecoica se explican a continuación:

Condiciones de la prueba

- Condiciones de operación del compresor:
Frecuencia de operación 50 Hz o 60 Hz.
Fluctuación de voltaje de -15% a 15% de la tensión nominal
Temperatura ambiente del aire: cerca de 30°C
La temperatura del compresor debe estar en 70 °C
- Posición de los micrófonos:
Como una regla, el ruido es medido a 30 cm de manera horizontal de la superficie del compresor a la altura de la soldadura y 30 cm verticalmente desde arriba del compresor. Los números nos muestran las posiciones de los cuatro puntos de medición, ver la figura 3.1(b).

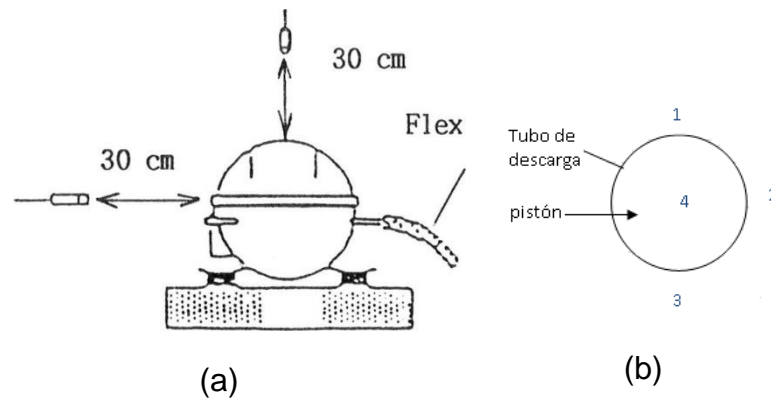


Figura 3.1. (a) Distancia de la medición, (b) dirección de la medición.

- Características del ruido medido

Nivel de ruido: según la referencia A.

Frecuencias: la medición del nivel de presión sonora debe realizarse en bandas de 1/3 de octava.

Procedimiento de la prueba, método y operación

- Cargar el compresor con el aceite y el refrigerante especificado.
- Inspeccionar el compresor para confirmar que está libre de deformaciones en la base, revisar también la tubería.
- Instalar la base del compresor con los cojines de goma especificados.
- Instalar el compresor en la posición de operación dentro de la cámara anecoica.
- Si los coples serán usados para la medición de temperatura, colocarlos. Si otro sistema será usado para medir la temperatura, se debe preparar para la medición.
- Comenzar la operación
- Después de que la condición de operación es estable (gas y temperatura a 70°C), medir el ruido y los otros parámetros de el compresor.
- Después de la medición, remover el compresor y revisar el nivel de aceite en el compresor. En caso de que la calidad del aceite es reducida o se incrementa mucho, se deberá realizar nuevamente la medición.

Datos que debe contener el reporte de ruido:

- Detalles del compresor:
- Tipo
- Día de manufactura
- Especificaciones
- Tipo de refrigerante
- Nivel de aceite antes y después de la operación
- Presión de succión
- Temperatura del gas de succión
- Presión de descarga
- Temperatura ambiente
- Temperatura en el gas de descarga
- Máximo nivel de ruido (ponderación A)

3.2 Metodología de medición

Se utilizaron dos sistemas de medición; debe mencionarse que las mediciones fueron realizadas dentro de las instalaciones de una empresa en la zona industrial de San Luis Potosí, utilizando una cámara anecoica la cual está acondicionada para colocar el compresor a analizar y cuenta con cuatro micrófonos y el sistema de adquisición para la toma de los datos. Además, se implementó un segundo sistema en el cual se utilizó un vibrómetro láser y el compresor fue montado en un banco de medición dentro de la misma empresa.

A continuación, se describe la instrumentación usada, montaje experimental y el análisis de los sistemas de medición.

3.3 Instrumentación utilizada

Sistema de medición 1

Para la toma de medición del sistema 1, estas mediciones fueron realizadas dentro de una cámara anecoica con la que cuenta la empresa, en la figura 3.2 se muestran los aparatos que ayudan en la cadena de medición.



Figura 3.2. Cadena de medición con el sistema de micrófonos

Micrófonos

Para una medición de audio satisfactoria se necesita un transductor que cumpla con las exigencias técnicas necesarias. Para este caso se utilizó el micrófono de la figura 3.3, el cual tiene las especificaciones mostradas en la tabla 3.1 y figura 3.4.



Figura 3.3. Micrófono de condensador Rion UC-59

Modelo	UC-59
Diámetro nominal	1 in
respuesta en frecuencia	campo
Rango de frecuencia	10 a 20000 Hz
Tensión de polarización	0 V
Nivel de sensibilidad	-27 dB 1V/Pa
Capacitancia	13 pF
Máximo nivel de entrada	148 dB
Ruido	18 dB SPL(A)
Coefficiente de temperatura	± 0.35 dB a 1 kHz

Tabla 3.1. Especificaciones micrófono Rion UC-59

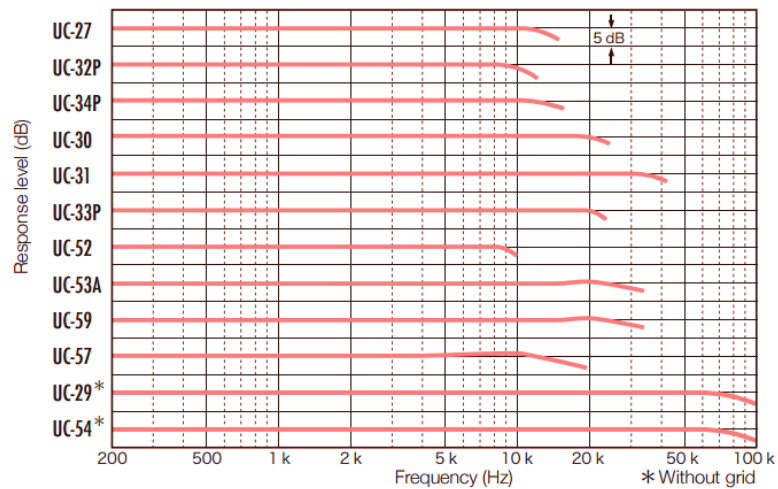


Figura 3.4. Respuesta en frecuencia de micrófono Rion

El sistema de adquisición de datos se realizó a través del medidor de presión sonora de dos canales de la marca RION modelo NA-40, el cual se puede observar en la figura 3.5. Las entradas pueden ser calibradas independientemente y permiten hacer la correlación entre dos señales de ruido o una señal de ruido y una señal de vibración; es posible usarlo con micrófono de condensador que tienen una polarización de 30, 60 o 200 VDC y sensibilidad de -50 a -20 dB (0dB=1V/P). El muestreo de este sistema de adquisición de datos es de 2.5 veces la frecuencia de medición.

El RION NA-40 puede medir niveles de presión sonora de 21 a 150 dBA, dependiendo del micrófono, además de que cumple bajo las normas IEC, ANSI, DIN, BSI y JIS disponibles para los medidores de nivel de presión sonora.



Figura 3.5. Medidor de presión sonora RION NA-40

Sistema de medición 2

Para el segundo sistema de medición, se realizó la toma de mediciones con el vibrómetro láser; en la figura 3.6 se muestran los aparatos que nos ayudan en la cadena de medición.



Figura 3.6. Cadena de medición con el sistema de vibrómetro láser

A continuación, se muestran las especificaciones técnicas de cada uno de estos aparatos. La figura 3.7 nos muestra una imagen de la cabeza sensora usada y en la tabla 3.2 se muestran sus especificaciones técnicas.



Figura 3.7. Cabeza sensora de vibrómetro OFV-303

Tipo de láser	Helium neon
Longitud de onda	633 nm
Longitud de cavidad	205 mm
Clase laser	II
Potencia de salida de laser	< 1mW
Consumo de energía	ca. 15 W
Frecuencia de salida	40 MHz
Temperatura de operación	+0°C...+40°C
Temperatura de almacenamiento	+15°C...+65°C
Humedad relativa	max. 80%
Dimensiones (LxHxW)	343.5mm x120mm x 80 mm
Peso	3.5 kg

Tabla 3.2. Especificaciones cabeza sensora de vibrómetro OFV-303

La figura 3.8 nos muestra una imagen de la cabeza sensora usada y en la tabla 3.2 se muestran sus especificaciones técnicas.



Figura 3.8. Vibrómetro controlador OFV-3001

Tensión de red	110/115/230 VAC±10%, 50/60 Hz,
----------------	--------------------------------

	Ajustable en el panel posterior
Consumo de energía	max 150VA
Fusibles	1.0A/lento para 230V 2.0A/lento para 110V/115V
Clase de protección	1(conexión a tierra)
Temperatura de operación	+5°C...+40°C
Temperatura de almacenamiento	-15°C...+65°C
Humedad relativa	max. 80%
Dimensiones	450mm x355mm x 135 mm
Peso	10.8 kg

Tabla 3.4. Especificaciones vibrómetro controlador OFV-3001

El sistema de adquisición de datos se realizó a través del VibSoft-20 de dos canales basado en USB y con un ancho de banda de 20 kHz, el cual se puede observar en la figura 3.9.



Figura 3.9. Sistema de adquisición de datos VibSoft -20

Características del sistema de adquisición de datos

- Mejora de la señal integrada proporcionando el mejor rendimiento del vibrómetro láser
- Generador de funciones integrado (opcional) incluyendo formas de onda de excitación-apretada definidos por el usuario de control y sincronización
- Adquiere señales en el tiempo y FFT para tensiones de accionamiento arbitrarias
- Promedios de la señal de entrada en el dominio del tiempo
- Muestreo de 2.5 veces la frecuencia de medición, el cual para medición de vibraciones es adecuado según el fabricante.
- Diferencia e integra en el dominio del tiempo y en el dominio de la frecuencia.
- Calcula FFT con un máximo de 12.800 líneas de resolución; opcional FFT zoom y resolución FFT extendida hasta 819,200 líneas disponibles

Características del procesamiento de los datos:

- Visualización en tercio de octava, la magnitud real e imaginaria, y diagramas de Nyquist
- Proporciona un análisis espectral complejo con apagado automático, potencia cruzada, H1, H2, FRF, PSD, fase y funciones de coherencia
- Aplicación de filtros digitales pasa alta y baja.
- Las exportaciones de datos en ASCII y UFF; proporciona acceso directo a los datos binarios para el procesamiento en MATLAB y LabVIEW utilizando la interfaz de datos abierta PolyFileAccess (estándar Microsoft)

3.3.1 Análisis de los sistemas de medición

Tomando en cuenta las condiciones antes explicadas, se realizaron mediciones dentro de la cámara anecoica como se observa en la figura 3.10. El uso de una cámara anecoica permite aislar de ruido externo y solo se obtendrán los niveles de ruido generados por el compresor.



Figura 3.10. Montaje de compresor dentro de la cámara anecoica.

Para la medición con el vibrómetro láser, se necesitó montar el compresor fuera de la cámara ya que no era posible el montaje del vibrómetro dentro de ella como se observa en la figura 3.11. Sin embargo esto no presentaba algún problema debido a que no es necesario aislar del ruido exterior para realizar las mediciones ya que se medirán las vibraciones directamente sobre la superficie del compresor en los mismos puntos donde se hacen con los micrófonos; solo se necesitó una mesa y un soporte para aislar de las vibraciones y se tomaron en cuenta todas las condiciones de temperatura y operación del compresor como se hace la prueba dentro de la cámara.



Figura 3.11. Montaje de compresor en el banco de pruebas para medición con el vibrómetro láser.

Para determinar las fuentes que originan la variación en el nivel de ruido del compresor y mejorar la cadena de medición de ruido, se realizaron las siguientes tres pruebas para verificar el nivel de contaminación dentro de la cámara anecoica.

1. Medición de ruido ambiental en diferentes horarios.
2. Medición de ruido de 1 compresor varias veces
3. Medición de un compresor con diferentes fuentes de ruido exterior.

1. Ruido ambiental: Se realizaron mediciones en 6 diferentes horarios para observar el comportamiento de las mediciones. En la figura 3.12 se observan las gráficas obtenidas durante las mediciones.

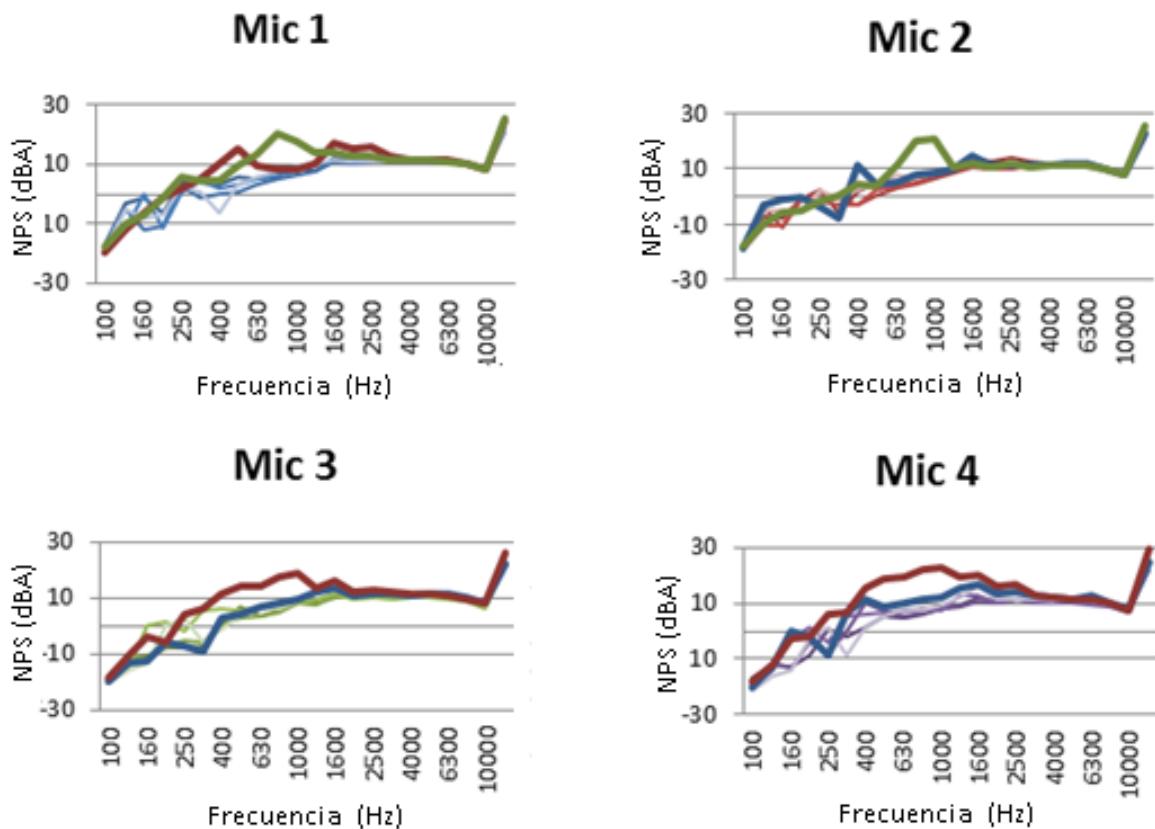


Figura 3.12. Medición por micrófonos de ruido ambiente a diferentes horarios

Hora	Nivel de ruido global [dB(A)]
09:30	21.9
10:50	21.3
11:30	22
13:20	23.4
15:50	22
17:40	26.3

Tabla 3.6. Niveles de presión sonora global en la medición de ruido ambiente

Conclusiones de la prueba 1:

- Las mediciones que resaltan corresponden con las mediciones de 23.4 y 26.3 dB(A) las cuales sucedieron a las 13:20 y 17:40 hrs, respectivamente.
- Se presentó un evento durante ambas mediciones, el cual pudo ser una perturbación instantánea que elevó el nivel de ruido durante dicha medición.

- Es necesario determinar la fuente de este evento o perturbación.
- Es posible tener una medición del ruido ambiental estable y repetible si se controla el exterior de la cámara.
- En el rango de 100 a 630 la variación es significativa y es debida al “tamaño” de la cámara; esto es porque la longitud de onda de bajas frecuencias es grande y pueden no ser captadas por el micrófono todo el tiempo.
- Es necesario tener en cuenta la variación a baja frecuencia. Como componente se observan niveles de ruido bajo que no contribuyen al nivel de ruido global del compresor, pero, una vez que el compresor es montado a la estructura del refrigerador, estas bajas frecuencias son amplificadas por dicha interacción.
- Además, existen componentes que si operan a bajas frecuencias, como el pistón, desbalance del rotor, etc

2. Medición de un compresor: Medido 6 veces.

Se realizó la medición de ruido de un mismo compresor en diferentes horarios para observar el comportamiento de la medición con lo que se obtuvieron los siguientes resultados observados en la figura 3.13

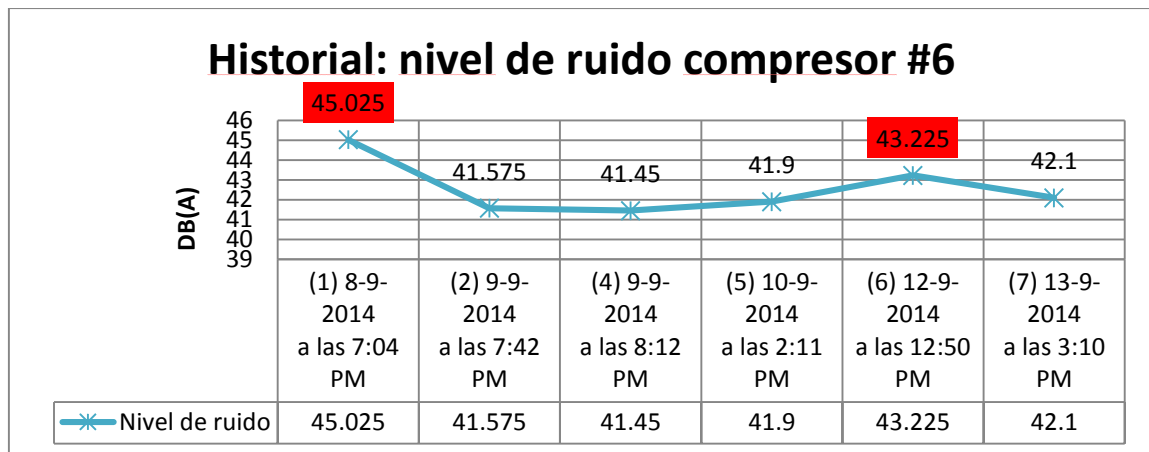


Figura 3.13. Gráfica de ruido del compresor a diferentes horarios

Con estos datos se observa que en el horario de primera y quinta medición se observan los mayores niveles de ruido por lo cual se hace la comparación de las mediciones en los cuatro micrófonos de estas dos mediciones contra la segunda que es de las que presentan el menor nivel de ruido.

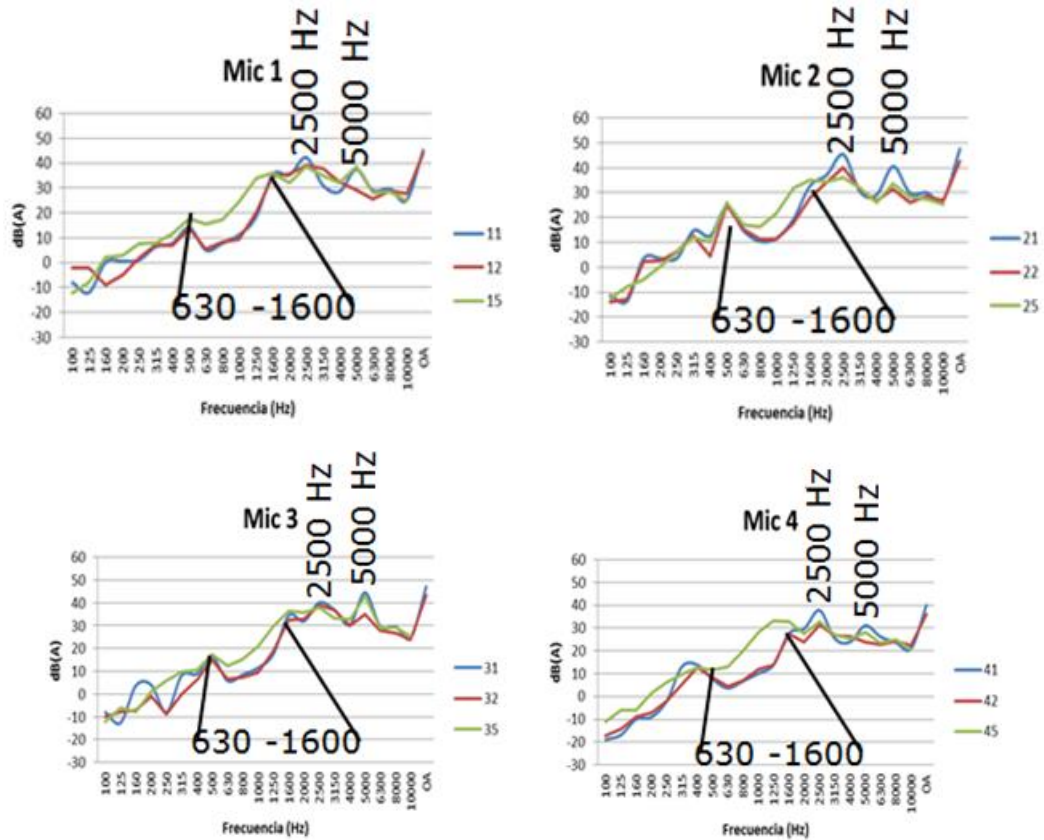


Figura 3.14. Gráficas de comparación de ruido entre las mediciones 1, 2 y 5

Conclusiones de la prueba 2:

- En la medición 5 se presentó un evento que elevó el ruido global y especialmente en el rango de 630 a 1600 Hz y en 5000 Hz. Esto no se presentó en las mediciones 2, 3, 4 y 6, donde los valores se repiten.
- La frecuencia de 2500 Hz es la de mayor amplitud y corresponde con una frecuencia de operación del compresor, la cual pudo ser amplificadas en las mediciones 1 y 5 por la perturbación. La frecuencia de 5000 Hz puede ser la armónica de 2500 y también fue amplificada por la perturbación.

3. Medición de un compresor con diferentes fuentes de ruido exterior.

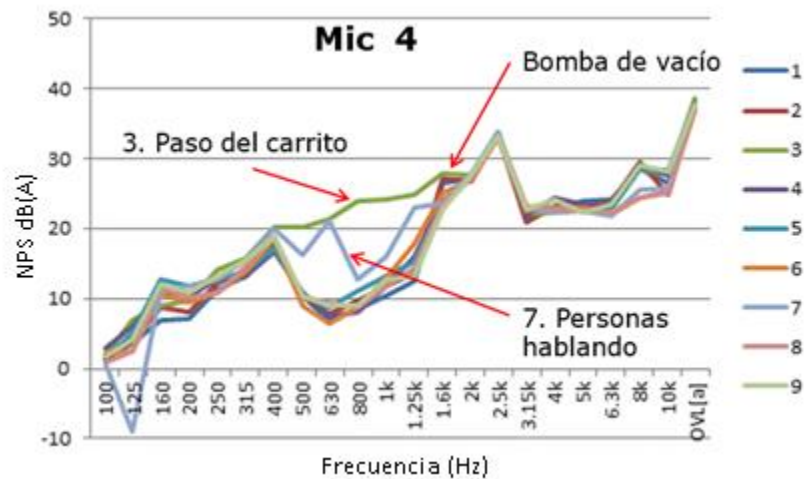


Figura 3.15. Gráficas de comparación de ruido entre las mediciones con diferentes fuentes

La figura 3.15 nos muestra el nivel de presión sonora con algunas fuentes de ruido detectadas, como por ejemplo, el paso de un carrito, personas hablando y el accionamiento de una bomba de vacío.

Conclusiones de la prueba 3:

- Se observa que: personas hablando y el paso de carrito, amplifican las frecuencias de 400 a 1250 y 400 a 1600 Hz, respectivamente. Estas dos fuentes incrementan el nivel de ruido global. Esto aplica para la medición del ruido ambiente y la medición del compresor.
- Para disminuir el nivel de ruido global del compresor es necesario disminuir la amplitud en el rango de 1600 a 3150.

También se hicieron mediciones con el sistema de vibrómetro láser para verificar que el nivel de vibración dentro del zona de medición donde se realizaron las pruebas no llega a afectar los valores obtenidos durante las mediciones.

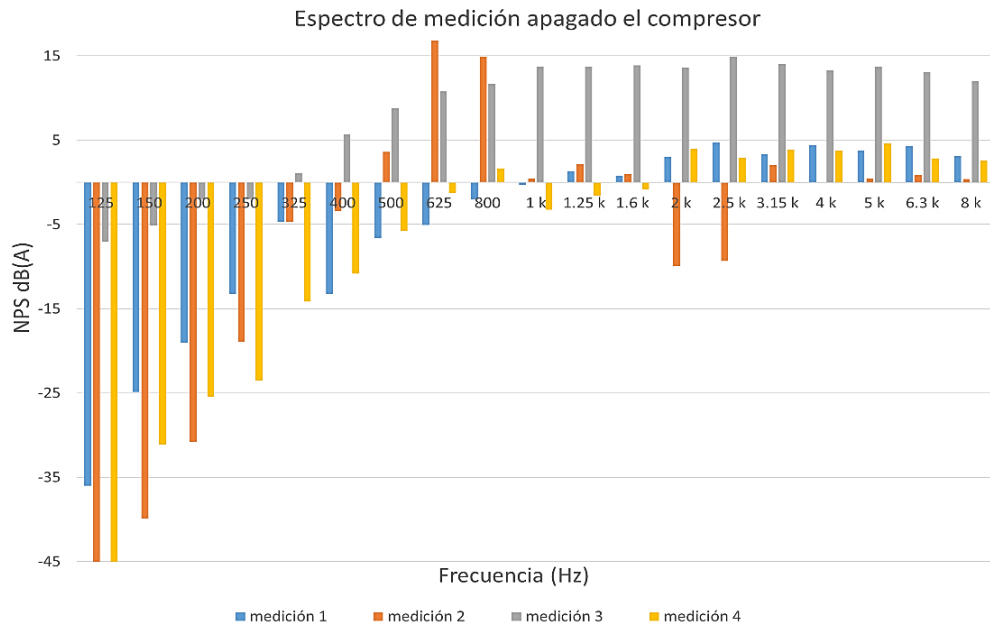


Figura 3.16. Gráficas de ruido con vibrómetro láser apagado el compresor

La figura 3.16 nos muestra el nivel de ruido, que es muy bajo en todas las mediciones, no son mayores a los 16 dBA, por lo cual no debe afectar en el nivel de presión global durante las mediciones ya con el compresor funcionando.

Comparando los niveles de ruido ambiente obtenidos en la prueba de la cámara se observa que es difícil controlar los factores externos, debido a que no era posible la reparación de la cámara para las fechas en que se realizaron las mediciones y así poder aislar de manera adecuada. La opción para la medición de ruido fue el uso del vibrómetro láser. Ya se observó que las vibraciones medidas con el compresor apagado no representaban una alteración de los resultados y se tendría una medición libre de contaminación, a diferencia del uso de los micrófonos dentro de la cámara anecoica.

4 Medición y análisis de los resultados experimentales

Introducción

Se muestran los datos obtenidos en las mediciones, se evalúan los resultados para la identificación de las fuentes sonoras y en que frecuencias se presentan las de mayor aportación de ruido. Con este análisis se proponen cambios en el diseño de componentes como: mufla, carcasa y válvulas; estos cambios fueron analizados haciendo uso de las simulaciones realizadas en el software Ansys.

4.1 Medición de ruido con modificaciones de diseño

Conociendo la relación de la interacción entre los distintos componentes, se planteó el análisis de diferentes configuraciones del compresor para ver cómo se comporta y poder medir los niveles de presión sonora en cada uno de los casos. Los cambios propuestos que se pudieron llevar a cabo son los siguientes:

- El primer cambio generado, fue el cambio de la mufla de descarga por un prototipo, para observar el comportamiento de la disminución provocada por la pérdida por transmisión debido a este componente.
- El segundo cambio plantea el uso de la mufla original y ahora hacer el cambio de sistema de válvulas, que es el que mayor nivel de presión sonora puede generar debido al golpeteo de las válvulas en la succión y descarga del refrigerante.
- Finalmente, con la mufla y sistema de válvulas original, se hizo la modificación de quitar el contrapeso del motor eléctrico, con el fin de poder observar el efecto que tiene el desbalanceo del mismo en el ruido generado por el compresor.

4.2 Medición de ruido con sistema de vibrómetro láser

Se realizaron las mediciones en los 4 puntos donde se colocan los micrófonos para poder determinar las frecuencias en las que se presentan los mayores niveles de ruido emitidos por el compresor.

La figura 4.5 muestra la imagen donde se observa el punto donde se hizo la medición en la superficie del compresor.



Figura 4.5 Medición en la ubicación del micrófono 1

Haciendo uso de la correlación anteriormente propuesta, se obtienen los datos de presión sonora con base en la velocidad de vibración captada por el vibrómetro láser. El espectro obtenido se muestra en la figura 4.6, donde se muestra la variación de estos niveles de presión al generar los cambios de diseño en el compresor.

En el anexo 2, se pueden observar todos los otros espectros de presión sonora en las otras posiciones de los micrófonos donde se midió con el vibrómetro láser.

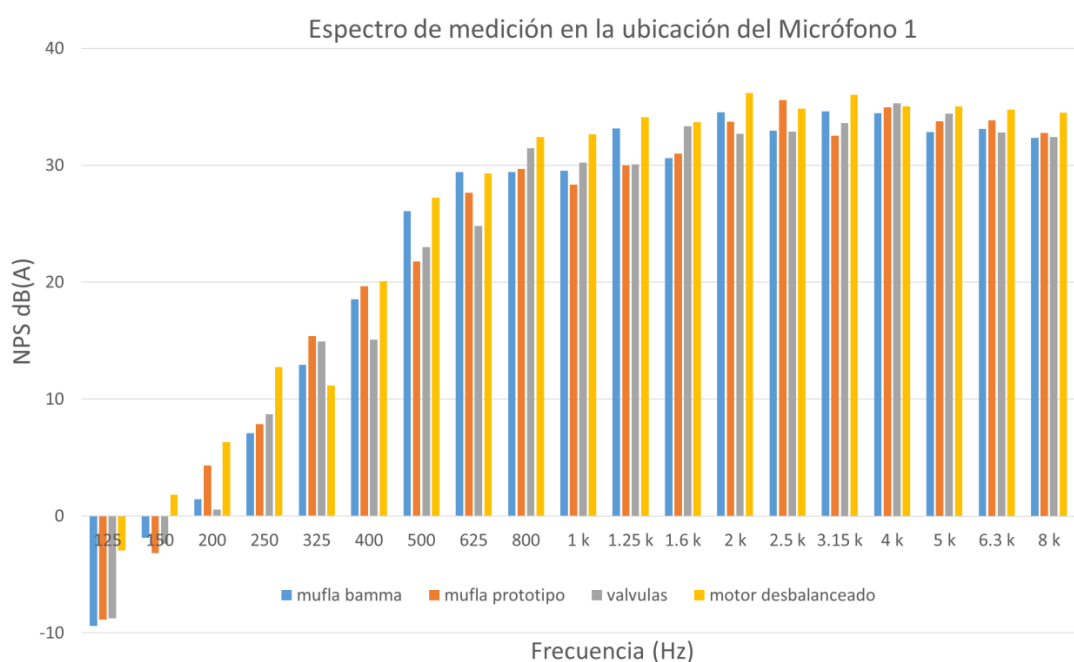


Figura 4.6 Gráfica de nivel de presión sonora en la ubicación del micrófono 1

A continuación, se muestran en la tabla 4.1 los valores de presión global en cada posición donde se colocan los micrófonos. En esta tabla se puede observar que los niveles de presión son demasiado elevados ya que se espera que el compresor tenga un nivel de presión global de 38 dB(A), según los requerimientos del cliente.

MIC 1	NPG(vibrómetro)
mufla bamma	43.52
mufla prototipo	43.48
válvulas Panasonic	43.44
rotor desbalanceado	45.22

MIC 2	NPG(vibrómetro)
mufla bamma	44.02
mufla prototipo	43.66
válvulas Panasonic	43.98
rotor desbalanceado	43.17

MIC 3	NPG(vibrómetro)
mufla bamma	46.09
mufla prototipo	43.47
válvulas Panasonic	43.83
rotor desbalanceado	43.98

MIC 4	NPG(vibrómetro)
mufla bamma	44.27
mufla prototipo	43.48
válvulas Panasonic	44.40
rotor desbalanceado	44.83

Tabla 4.1 Frecuencias donde se presenta la mayor aportación de ruido en las diferentes mediciones

Banda	MIC 1 VIBRÓMETRO			
	MUFLA BAMMA	MUFLA PROTOTIPO	VÁLVULAS	MOTOR DESBALANCEADO
125				
160				
200				
250				
315				
400				
500				
630				
800				
1000				
1250	M			
1600			M	
2000	M	M		M
2500		M		M
3150	M			M
4000	M	M	M	M
5000		M	M	M
6300				M
8000				M

Banda	MIC 2 VIBRÓMETRO			
	MUFLA BAMMA	MUFLA PROTOTIPO	VÁLVULAS	MOTOR DESBALANCEADO
125				
160				
200				
250				
315				
400				
500				
630				
800				
1000	M			
1250				
1600				
2000	M	M	M	
2500		M		M
3150		M	M	M
4000	M	M	M	M
5000	M	M	M	M
6300		M		M
8000				

	MIC 3 VIBRÓMETRO			
	MUFLA	MUFLA	VÁLVULAS	MOTOR
Banda	BAMMA	PROTOTIPO		DESBALANCEADO
125				
160				
200				
250				
315				
400				
500				
630				
800				
1000			M	
1250				
1600			M	
2000				
2500		M		M
3150	M	M	M	M
4000	M	M		M
5000	M	M	M	M
6300				M
8000				

	MIC 4 VIBRÓMETRO			
	MUFLA	MUFLA	VÁLVULAS	MOTOR
Banda	BAMMA	PROTOTIPO		DESBALANCEADO
125				
160				
200				
250				
315				
400				
500				
630		M		
800				
1000			M	M
1250				
1600	M		M	
2000	M	M		M
2500	M			M
3150	M	M	M	
4000		M		
5000		M		
6300		M	M	
8000				

Tabla 4.2 Frecuencias donde se presenta la mayor aportación de ruido en las diferentes mediciones

Analizando los datos obtenidos en las mediciones se puede observar que las frecuencias en donde se presenta la mayor cantidad de aportación de ruido para los cambios de diseño realizados fueron los siguientes:

- **Mufla Bamma:** presenta el mayor aporte de ruido en las frecuencias de: **2, 2.5, 3.15 y 4 KHz.**
- **Mufla Prototipo:** presenta el mayor aporte de ruido en las frecuencias de: **2, 2.5, 4, 5 y 6.3 KHz.**
- **Válvulas:** presenta el mayor aporte de ruido en las frecuencias de: **1.6, 2, 2.5, 3.15, 4 y 5 KHz.**
- **Motor desbalanceado:** presenta el mayor aporte de ruido en las frecuencias de: **1, 1.6, 2, 2.5, 3.15, y 6.3 KHz.**

4.3 Ruido eléctrico del motor

El ruido generado en los motores eléctricos tiene multitud de fuentes; algunas están asociadas con el propio movimiento del motor tales como el balanceo, interacción entre el rotor y el estator, armónicos, etc. El ruido se produce por excitación de la frecuencia natural de la estructura del motor, el propio movimiento del aire, etc. La amplitud del ruido es típicamente una función de la velocidad y tamaño, y la distribución de frecuencias es normalmente una función de la velocidad. [21]

El nivel de presión sonora generado por un motor eléctrico puede obtenerse a través de la siguiente relación.

$$NPS = 17 + 17 \log H_p + 15 \log N - K_2 \quad (4.1)$$

donde:

NPS = Nivel de presión sonora en dB

H_p = Potencia del motor

N = rpm

K_2 = Constante dependiente del Ancho de Banda

Datos de funcionamiento del motor eléctrico con el que cuenta el compresor:

Potencia de 108 W @3500 rpm

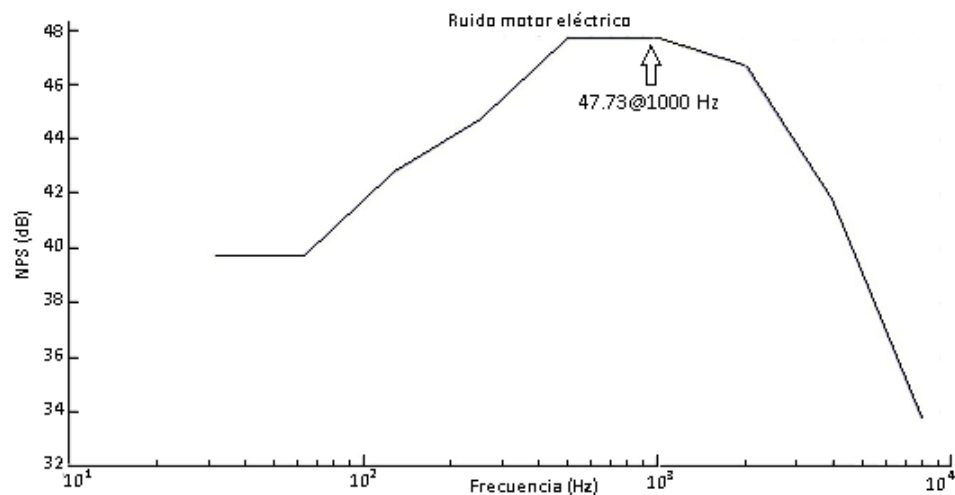


Figura 4.7. Gráfica del ruido eléctrico del motor

En la figura 4.7 se puede observar el comportamiento del nivel de presión sonora provocada por el ruido eléctrico del motor, resultando un valor máximo de 47.7dB en el rango de los 500 a 1000 Hz.

4.4 Análisis de simulaciones por elemento de finito

En esta sección se presentan las respuestas del análisis modal del campo estructural y acoplado acústico-estructural. Posteriormente, se muestran las variaciones de presión tanto de la mufla, placa de válvulas y la carcasa ya que son de los componentes que se observó según las mediciones modifican el espectro de ruido generado en el compresor. Por esta razón se hicieron simulaciones por el método del elemento finito de estos componentes, con el fin de poder determinar en qué frecuencias afectan estos elementos por separado y dar alternativas de rediseño de los mismos.

4.4.1 Análisis de muflas

La mufla original del compresor es el modelo Bamma; se quiere analizar el comportamiento de una nueva mufla que es el modelo MK y se compara también con el comportamiento de la mufla de la competencia. Los detalles de los parámetros de las condiciones de frontera y mallado se observan en los reportes FEM que se incluyen en los anexos.

Datos utilizados durante las simulaciones de las muflas:

Presión de la mufla: 115.5 kPa

Área de la tubería: $4.1157 \times 10^{-3} \text{ m}^2$

Frecuencia máxima: 10000 Hz

Velocidad del sonido en el refrigerante: 175.26 m/s

Longitud de onda: 0.017526 m

Tamaño del elemento: $2.92 \times 10^{-3} \text{ m}$

La figura 4.8 muestra el modelo CAD del ensamble de la mufla bamma y el modelo del fluido con el cual se realiza la simulación en el análisis armónico para la obtención de la pérdida por transmisión de esta mufla.

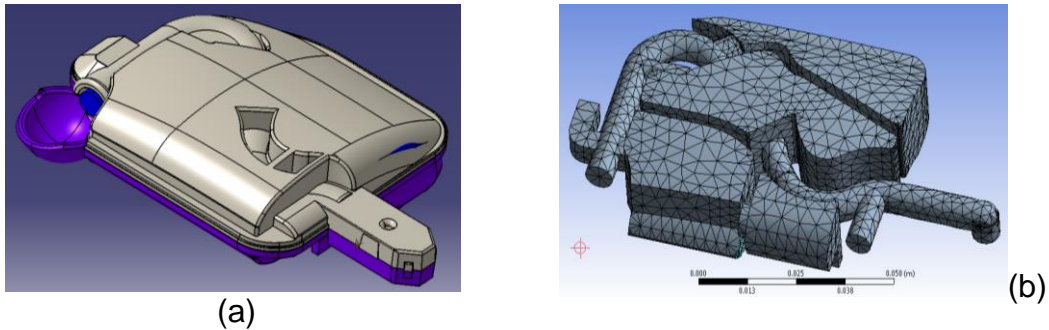


Figura 4.8. (a) Modelo CAD del ensamble de la mufla bamma, (b) modelo del volumen de fluido a analizar

De este análisis se puede obtener la curva que define el comportamiento de pérdida de ruido que se es capaz de obtener haciendo el uso de este modelo de mufla. El comportamiento se puede observar en la figura 4.9. De esta imagen es posible ver que el comportamiento de la mufla en el rango de 1 kHz hasta los 4 kHz tiene una pérdida de transmisión alta, aunque muy variable; este comportamiento se ve mejorado a altas frecuencias donde las variaciones son menores, aunque con una disminución en la pérdida que se puede obtener.

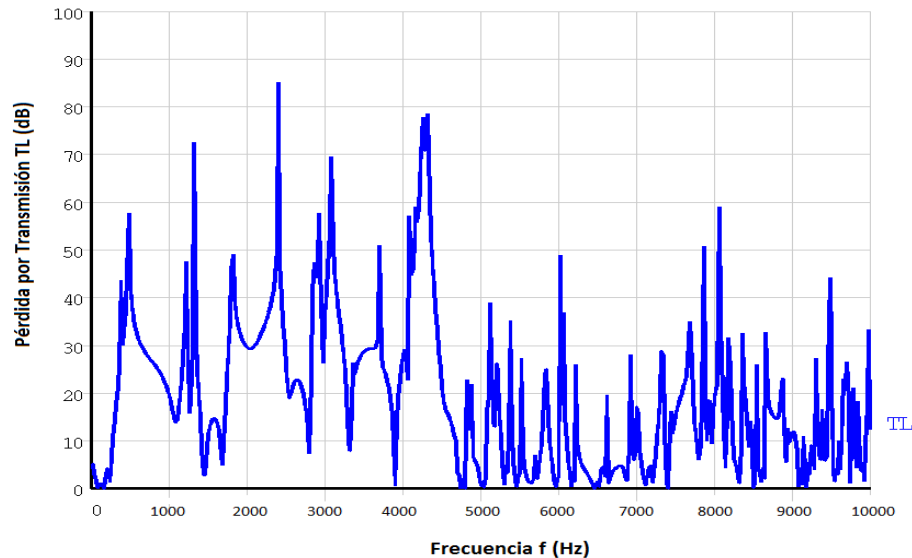


Figura 4.9 Gráfica de la pérdida por transmisión para la mufla bamma

La figura 4.10 nos muestra el modelo CAD del ensamble de la mufla MK y el modelo del fluido con el cual se realiza la simulación en el análisis armónico para la obtención de la pérdida por transmisión de esta mufla.

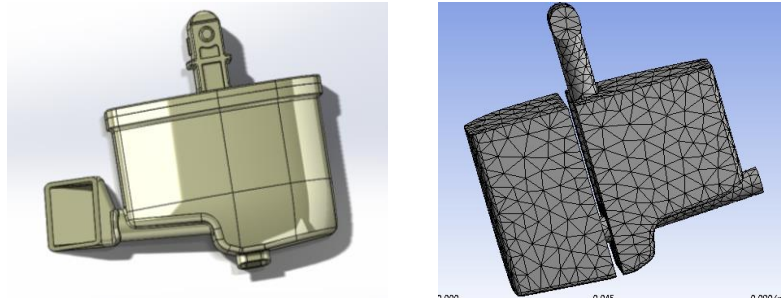


Figura 4.10. (a) Modelo CAD del ensamble de la mufla MK, (b) modelo del volumen de fluido a analizar

De este análisis se puede obtener la curva que define el comportamiento de pérdida de ruido que se es capaz de obtener. Haciendo el uso de este modelo de mufla, el comportamiento se puede observar en la figura 4.11. De esta imagen es posible ver que el comportamiento de la mufla en el rango de 500 Hz hasta los 1000 Hz tiene una pérdida de transmisión alta, aunque muy variable, este comportamiento se ve mejorado desde el rango de los 3 kHz en adelante, aunque con una disminución en la pérdida que se puede obtener comparado con la mufla bamma.

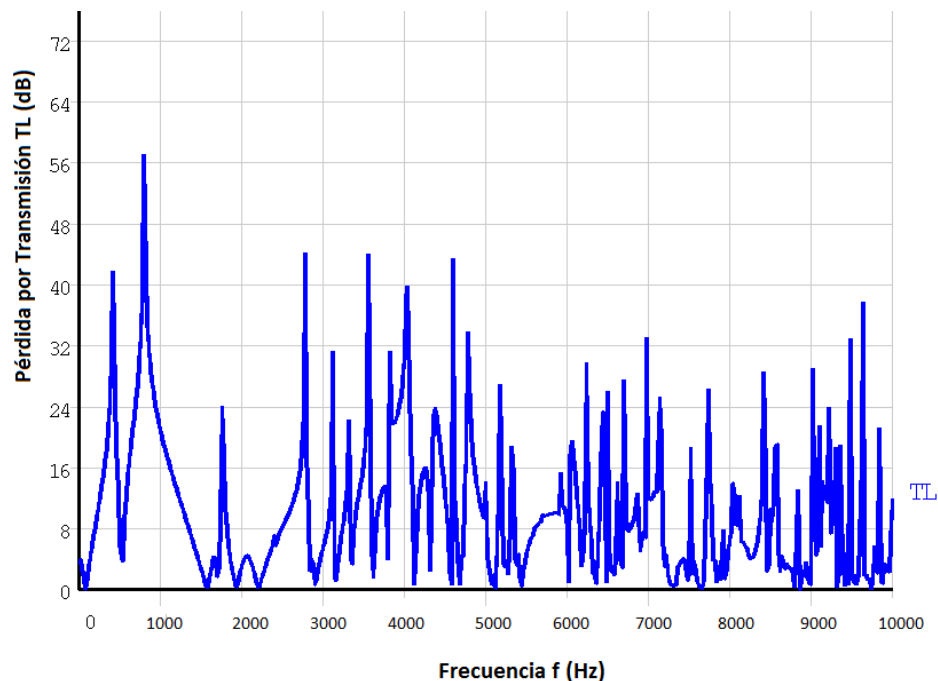


Figura 4.11. Gráfica de la pérdida por transmisión para la mufla MK

La figura 4.12 nos muestra el modelo CAD del ensamble de la mufla que usa el compresor de la competencia y el modelo del fluido con el cual se realiza la simulación en el análisis armónico, para la obtención de la pérdida por transmisión de esta mufla.



Figura 4.12. (a) Modelo CAD del ensamble de la mufla competencia, (b) modelo del volumen de fluido a analizar

En el análisis realizado a la mufla competencia se observa un comportamiento similar a la mufla MK. Aunque se observan valores de pérdida mayores en las altas frecuencias y un poco menores a las bajas en promedio, como se observa en la figura 4.13.

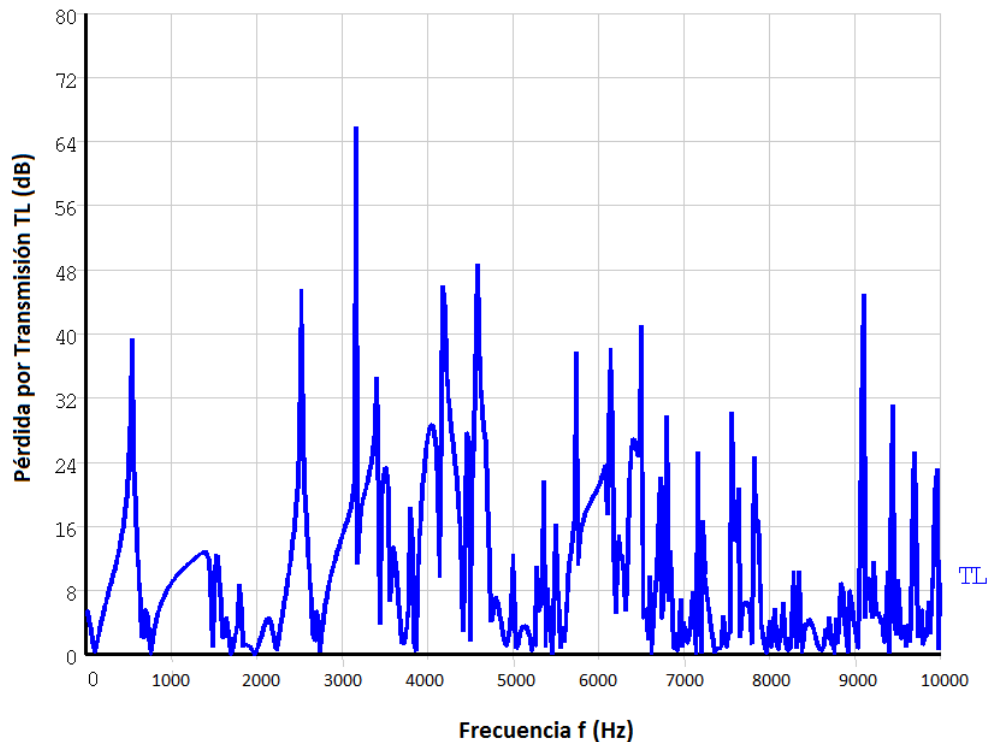


Figura 4.13. Gráfica de la pérdida por transmisión para la mufla competencia

En la figura 4.14 se muestra una comparación entre los espectros de pérdida obtenidos entre la mufla MK y la de la competencia. Se observa que a bajas frecuencias la mufla MK tiene menor eficiencia que la mufla competencia sin embargo, a medias y altas presiones se comporta de una manera muy similar a la otra mufla, y es en estas frecuencias donde se observó en las mediciones que era más necesario tener una pérdida por transmisión mayor.

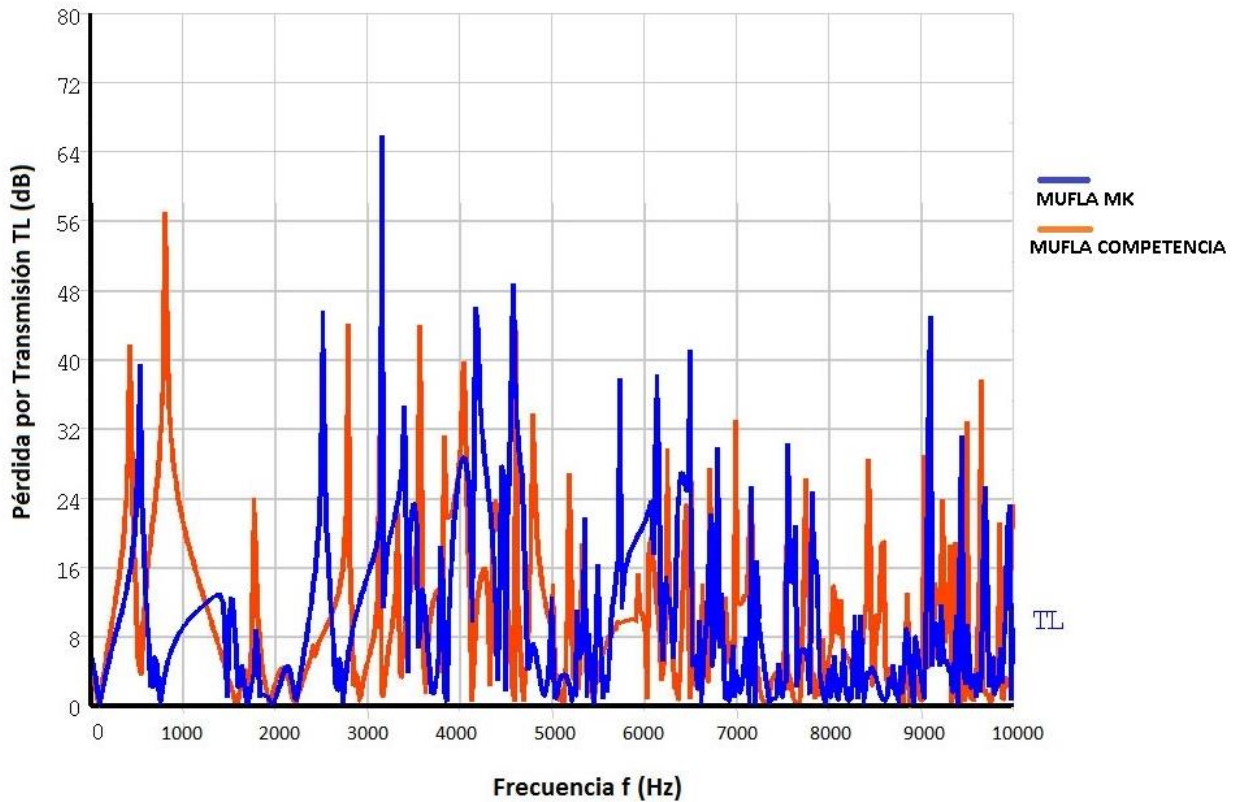


Figura 4.14 Gráfica de la pérdida por transmisión comparativa entre la mufla MK y la mufla competencia.

En la tabla 4.3, se observan los valores promedio de pérdida por transmisión en los rangos bajos, medios y altos de frecuencia. A partir de estos valores se puede dar cuenta que la mufla bamma muestra el mejor comportamiento, pero debido a que su tamaño y geometría la hacen muy costosa, se busca un modelo de construcción sencilla que cumpla con un buen rendimiento acústico y de presiones. Se compara con los datos de la mufla MK que es la propuesta de diseño nuevo, y se observa que tiene un buen comportamiento en la zona de medias y altas frecuencias donde se mostraron los mayores niveles de ruido en las mediciones.

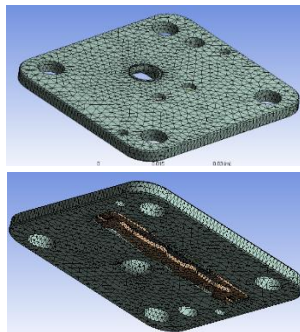
	mufila Bamma	mufila MK	mufila competencia
125-1250	27.42	16.83	14.67
1600-4000	64.00	37.40	43.20
5000-10000	54.00	31.50	36.50

Tabla 4.3. Pérdida de transmisión (dB) de las diferentes configuraciones de muflas en rango de frecuencias de 125 a 10000 Hz

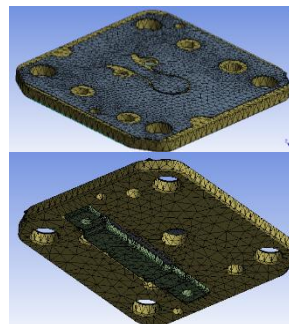
4.4.2 Análisis de placa de válvulas

Debido a que la placa de válvulas también es uno de los componentes que mayor influencia tienen en el aporte del nivel de ruido global del compresor, se realiza un análisis de tres modelos de placas para observar cual es la que presenta un mejor rendimiento. Par a ello, el análisis propuesto fue modal debido a que no se pudo contar con la fuerza con la que se cierran y abren las válvulas para poder realizar el análisis armónico. A continuación, se presentan los resultados de los análisis modales, tanto estructural y acústico.

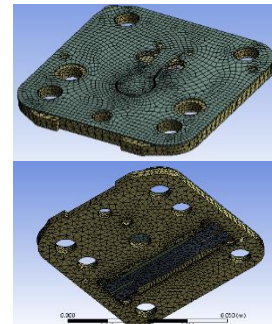
Análisis modal estructural de placa de válvulas



Modelo ASSYMK



Modelo DK



Modelo MASSY

Modo	Frecuencia (HZ)	Deformación máxima (m)	Modo	Frecuencia (HZ)	Deformación máxima (m)	Modo	Frecuencia (HZ)	Deformación máxima (m)
1	126.16	164.18	1	161.62	123.64	1	141.27	123.33
2	345.18	202.79	2	256.87	151.47	2	722.71	200.6
3	380.33	207.26	3	1010.2	129.41	3	725.8	200.79
4	790.17	165.95	4	1159.8	163.69	4	884.59	126.18
5	1732	176.29	5	1669.3	221.02	5	1149.7	157.18
6	2228	170.78	6	2289.3	155	6	2484	128.49
7	2355.2	195.44	7	2836.4	126.49	7	2688.5	249.91
8	2512.3	308.85	8	3003.7	172.69	8	2694.7	250.01
9	2587.5	219.13	9	5576.5	130.64	9	3553.9	158.01
10	2637.6	303.56	10	6145	147.88	10	3649.9	114.46
11	2886	219.94	11	6401.8	188.81	11	4882.8	133.07
12	4381.2	173.21	12	7178.2	176.67	12	4955.8	243.97

Tabla 4.4. Tablas de resultados del análisis modal estructural de los modelos de placas

Primero se realizó el análisis modal de las placas de válvulas y se obtuvieron las primeras 12 frecuencias de resonancia, como se muestran en la tabla 4.4.

El primer modo flexionante tiene una frecuencia de 126.16 Hz, para el modelo ASSYMK.

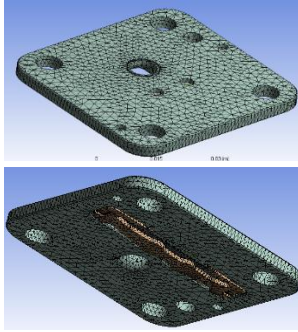
El primer modo flexionante tiene una frecuencia de 161.62 Hz, para el modelo DK.

El primer modo flexionante tiene una frecuencia de 141.27 Hz, para el modelo MASSY.

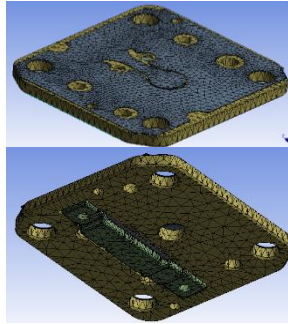
En la tabla 4.4, se muestran los resultados del análisis modal estructural en los cuales se nota que los mayores desplazamientos y los modos que excitan para las diferentes placas de válvulas son:

- En el modelo ASSYMK se excitan los modos del 8 al 10 y se presentan en la banda 2.5 kHz, el modo 11 es excitado en la banda de 3.15 kHz.
- Para el modelo DK, se excita el modo 5 el cual se encuentra en la banda de 1.6 kHz.
- Finalmente, en el modelo MASSY, se excitan los modos 7 y 8 en la frecuencia de 2.5 kHz y el modo 12 a los 5 kHz.

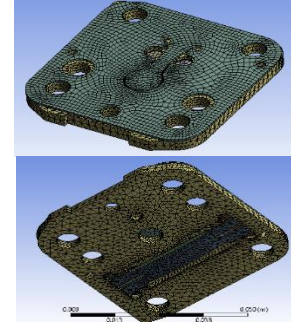
Análisis modal acústico de placa de válvulas



Modelo ASSYMK



Modelo DK



Modelo MASSY

Modo	Frecuencia (HZ)	Presión Acústica máxima (Pa)	NPS (dB)
1	1.4877e-4	17494	178.84
2	149.01	1.666e-8	-61.59
3	1137.7	4.3892e-7	-33.17
4	2122.4	29104	183.26
5	2219.3	3.0797e-7	-36.25
6	2480.3	33777	184.55
7	2484	33852	184.57
8	3153.7	1.3407e-7	-43.47
9	3578.8	6.329e-7	-29.99
10	3817.3	37748	185.52
11	3840.8	38464	185.68
12	3972.3	41086	186.25

Modo	Frecuencia (HZ)	Presión Acústica máxima (Pa)	NPS (dB)
1	1.5044e-4	17869	179.02
2	198.24	2.0502e-9	-79.78
3	539.54	4.6384e-8	-52.69
4	615.64	5.2269e-8	-51.66
5	1207.6	4.6309e-8	-52.71
6	1325.1	1.0654e-7	-45.47
7	2086	29081	183.25
8	2238.2	3.48e-8	-55.19
9	2504.7	34474	184.73
10	2510.1	34647	184.77
11	2745.9	1.8109e-7	-40.86
12	3527.7	3.5656e-5	5.02

Modo	Frecuencia (HZ)	Presión Acústica máxima (Pa)	NPS (dB)
1	2.8569e-4	0	-
2	1530.8	1.429e-7	-42.92
3	2062.9	28031	182.93
4	2431.3	32789	184.29
5	2432.2	32864	184.31
6	3339.1	7.0231e-7	-29.09
7	3748.6	37119	185.37
8	3765.8	36890	185.32
9	3890.9	39425	185.89
10	3919.1	40173	186.06
11	3936.5	24513	181.77
12	4330.1	1.6478e-6	-21.68

Tabla 4.5. Tablas de resultados del análisis modal acústico de los modelos de placas

El primer análisis modal consideró el acoplamiento acústico-estructural de la placa de válvulas ASSYK, obteniendo los primeros 12 modos de vibración del sistema acústico-estructural acoplado, como se indica en el anexo 13. La primera frecuencia natural ocurre a 1.48e-4 Hz (tabla 4.5), lo que indica un modo de presión constante. En la banda de frecuencias de 4 kHz se observan los mayores valores de presión y ruido que se pueden encontrar.

En los modos 4, 6,7,10,11 y 12 de resonancia del sistema acoplado (tabla 4.6), el campo estructural tiene una mayor influencia, a excepción de la primera frecuencia en donde predomina el campo acústico.

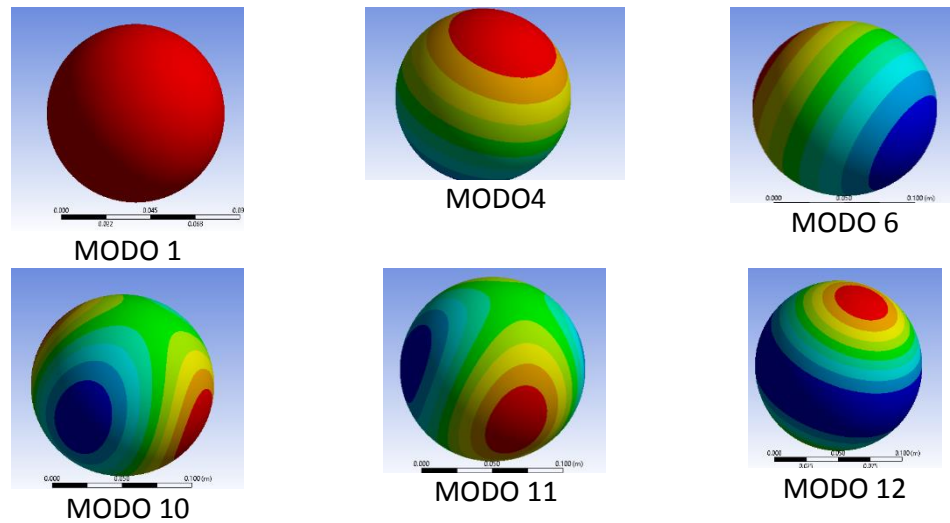


Tabla 4.6. Ilustraciones de los modos 1,4,6,10, 11 y 12

El siguiente análisis modal consideró el acoplamiento acústico-estructural de la placa de válvulas DK, obteniendo los primeros 12 modos de vibración del sistema acústico-estructural acoplado, como se indica en el anexo 15. La primera frecuencia natural ocurre a $1.50e-4$ Hz (tabla 4.5), lo que indica un modo de presión constante. En las bandas de frecuencias de 2 y 2.5 kHz se observan los mayores valores de presión y ruido que se pueden encontrar.

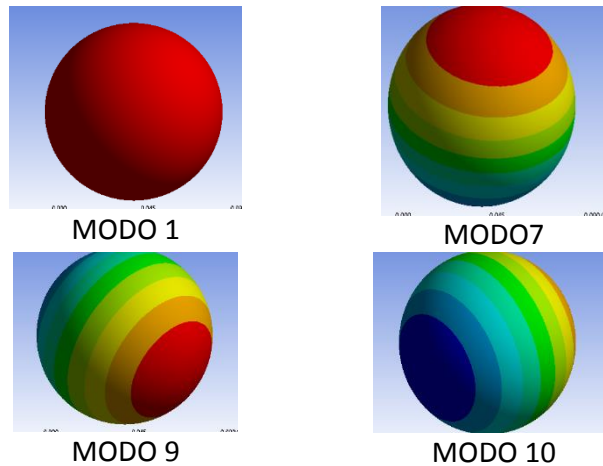


Tabla 4.7. Ilustraciones de los modos 1, 7, 9 y 10

En los modos 7, 9 y 10 de resonancia del sistema acoplado (tabla 4.7), el campo estructural tiene una mayor influencia, a excepción de la primera frecuencia en donde predomina el campo acústico.

El siguiente análisis modal consideró el acoplamiento acústico-estructural de la placa de válvulas MASSY, obteniendo los primeros 12 modos de vibración del sistema acústico-estructural acoplado, como se indica en el anexo 17. La primera frecuencia natural ocurre a 2.8569-4 Hz (tabla 4.5), lo que indica un modo de presión constante. En la banda de frecuencias de 4 kHz se observan los mayores valores de presión y ruido que se pueden encontrar.

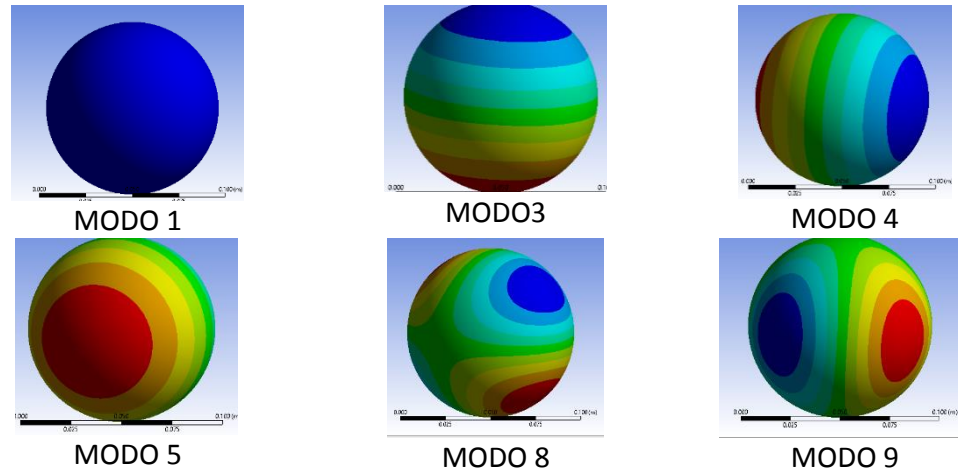
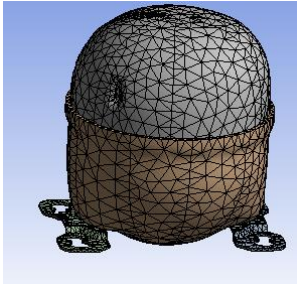


Tabla 4.8. Ilustraciones de los modos 1,3,4,5, 8 y 9

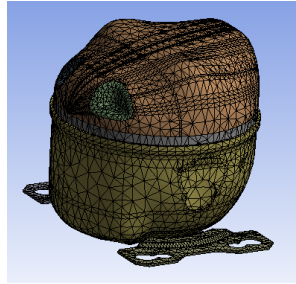
En los modos 3, 4, 5 y del modo 7 al 12 de resonancia del sistema acoplado (tabla 4.8), el campo estructural tiene una mayor influencia, a excepción de la primera frecuencia en donde predomina el campo acústico.

4.4.3 Análisis de carcasas

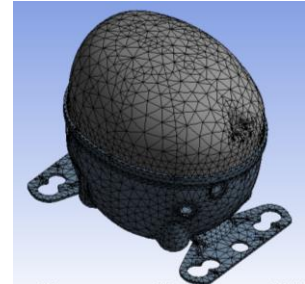
El elemento final que se analizó fue la carcasa, que es uno de los mayores factores para el poder disminuir el ruido ya sea haciendo cambios en la rigidez del elemento tanto con la geometría como con el espesor de las paredes. Para ello, el análisis propuesto fue modal tanto estructural como acústico y se muestran a continuación los resultados obtenidos.



Carcasa MB



Carcasa MK



Carcasa competencia

Modo	Frecuencia (HZ)	Deformación máxima (m)
1	198.65	0.7895
2	664.75	0.7915
3	1298	0.5814
4	2004.4	0.6495
5	2539	0.8840
6	3173.3	0.8759
7	3297.2	2.8634
8	3592	1.8895
9	3902.5	2.1191
10	3982.8	1.906
11	4455.3	1.5498
12	4484.7	1.4566

Modo	Frecuencia (HZ)	Deformación máxima (m)
1	99.528	1.1163
2	295.46	1.0859
3	550.95	0.77317
4	1435.9	0.93159
5	2517.4	2.3599
6	2530.4	3.8493
7	2751	6.4197
8	3056.5	16.599
9	3246.1	16.165
10	3444.6	3.8431
11	4047.2	3.6566
12	4390.8	3.711

Modo	Frecuencia (HZ)	Deformación máxima (m)
1	192.33	1.0125
2	433.58	1.0057
3	947.64	0.6760
4	1619.5	0.8820
5	2863.2	1.0637
6	2879.3	1.0147
7	3771	3.4432
8	4046.1	2.1981
9	4195.2	2.7487
10	4378.8	2.0416
11	4810.3	2.248
12	4975.3	2.428

Tabla 4.9. Tablas de resultados del análisis modal estructural de las carcasas

Primero se realizó el análisis modal de las carcasas y se obtuvieron las primeras 12 frecuencias de resonancia, como se muestran en la tabla 4.9.

El primer modo flexionante tiene una frecuencia de 192.33 Hz, para la carcasa competencia.

El primer modo flexionante tiene una frecuencia de 198.65 Hz, para la carcasa MB.

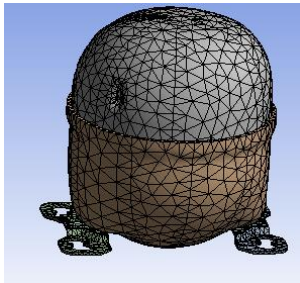
El primer modo flexionante tiene una frecuencia de 99.52 Hz, para la carcasa MK.

En la tabla 4.9, se muestran los resultados del análisis modal estructural en los cuales se nota que los mayores desplazamientos y los modos que excitan para las carcasas son:

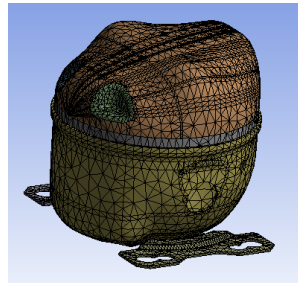
- Carcasa compresor MB:
Se observan los desplazamientos mayores en las bandas de frecuencias de 3.15 y 4 kHz y excitan los modos 7,9 y 10.
- Carcasa compresor MK:
Se observan los desplazamientos mayores en las bandas de frecuencias de 2.5 y 3.15 kHz y excitan los modos 7,8 y 9.
- Carcasa compresor competencia:

Se observan los desplazamientos mayores en las bandas de frecuencias de 4 y 5 kHz y excitan los modos 7,9 y 12.

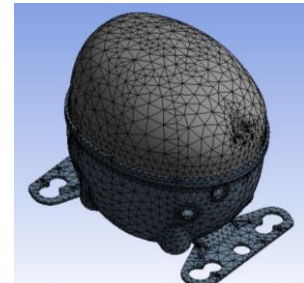
Se observa un comportamiento más similar entre la carcasa MB y la de la competencia. Y se observó que en la banda de 2.5 kHz se presentan altos valores de ruido en las mediciones, lo que se puede atribuir a la geometría de la carcasa.



Carcasa MB



Carcasa MK



Carcasa competencia

Modo	Frecuencia (HZ)	Presión Acústica máxima (Pa)	NPS (dB)
1	1.1411e-4	2490.1	161.90
2	220.21	5290.6	168.44
3	560.5	4864.3	167.72
4	577.16	4889.4	167.76
5	608.71	4630.4	167.29
6	974.79	8970.6	173.03
7	983.38	5373	168.58
8	990.27	5119.2	168.16
9	993.71	5947.1	169.46
10	1006.3	5991.6	169.53
11	1040.9	9847.2	173.84
12	1362.9	10330	174.26

Modo	Frecuencia (HZ)	Presión Acústica máxima (Pa)	NPS (dB)
1	4.1394e-5	2699.3	162.6
2	131.97	1.4575e-10	-102.74
3	329.43	1.4867e-9	-82.57
4	559.34	4679.6	167.38
5	596.13	8.4556e-9	-67.48
6	673.33	5467.4	168.73
7	677.7	5340.6	168.53
8	904.13	9847.9	173.84
9	1089.3	7018.7	170.90
10	1100.3	6252.6	169.90
11	1112.3	6578.6	170.34
12	1508.2	0.001382	36.79

Modo	Frecuencia (HZ)	Presión Acústica máxima (Pa)	NPS (dB)
1	0	2676.6	162.53
2	272.88	2.0708e-10	-99.69
3	320.79	3.3352e-10	-95.55
4	674.5	7290.6	171.23
5	689.36	5146.9	168.21
6	703.07	5564.6	168.88
7	732.33	6.6822e-9	-69.52
8	877.99	10667	174.54
9	937.89	2.8966e-8	-56.78
10	1100.7	6881	170.73
11	1109.7	7533.6	171.52
12	1124.1	8162.3	172.21

Tabla 4.10. Tablas de resultados del análisis modal acústico de las carcasas.

En la tabla 4.10 se muestran los resultados del análisis modal acústico para los tres modelos de placas de válvulas en los cuales se observan las presiones acústicas máximas y los niveles de presión sonora que se originan en los diferentes modos en los que se hizo el análisis, de ahí se obtienen los siguientes datos:

El primer análisis modal consideró el acoplamiento acústico-estructural de la carcasa competencia, obteniendo los primeros 12 modos de vibración del sistema acústico-estructural acoplado, como se indica en el anexo 11. La primera frecuencia natural ocurre

a 0 Hz tabla 4.10, lo que indica un modo de presión constante. En la banda de frecuencias de 1 kHz se observan los mayores valores de presión y ruido que se pueden encontrar.

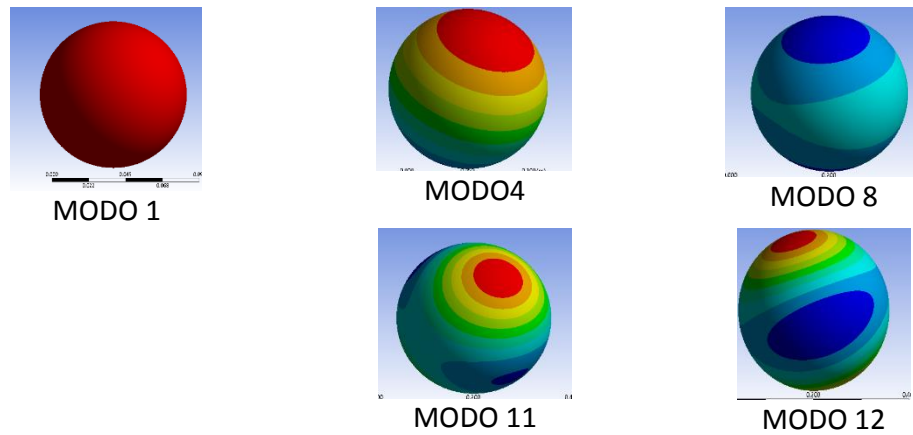


Tabla 4.11. Ilustraciones de los modos 1,4,8,11 y 12

En los modos 1,4,8,11 y 12 de resonancia del sistema acoplado (tabla 4.11), el campo estructural tiene una mayor influencia, a excepción de la primera frecuencia en donde predomina el campo acústico.

Para el análisis modal se consideró el acoplamiento acústico-estructural de la carcasa MK, obteniendo los primeros 12 modos de vibración del sistema acústico-estructural acoplado, como se indica en el anexo 9. La primera frecuencia natural ocurre a $4.14e-5$ Hz tabla 4.10, lo que indica un modo de presión constante. En la banda de frecuencias de 1 kHz se observan los mayores valores de presión y ruido que se pueden encontrar.

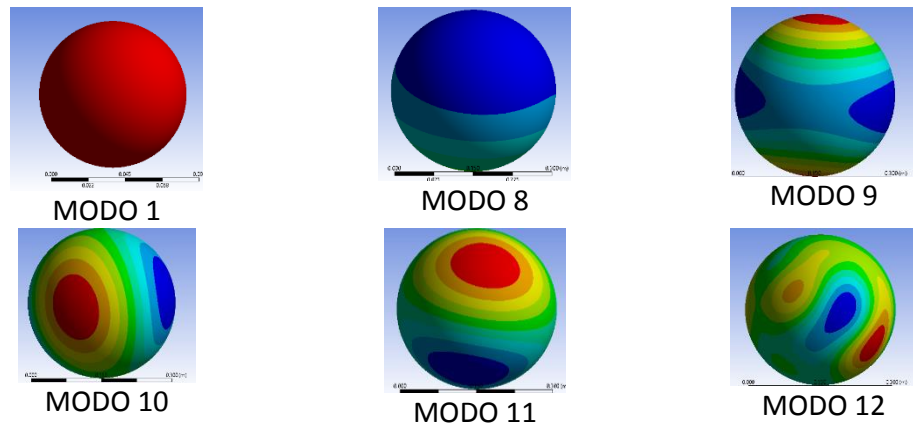


Tabla 4.12. Ilustraciones de los modos 1,8,9,10, 11 y 12

En los modos 1,8,9,10, 11 y 12 de resonancia del sistema acoplado (tabla 4.12), el campo estructural tiene una mayor influencia, a excepción de la primera frecuencia en donde predomina el campo acústico.

El siguiente análisis modal consideró el acoplamiento acústico-estructural de la carcasa MB, obteniendo los primeros 12 modos de vibración del sistema acústico-estructural acoplado, como se indica en el anexo 7. La primera frecuencia natural ocurre a $1.14e-4$ Hz tabla 4.10, lo que indica un modo de presión constante. En la banda de frecuencias de 1 kHz se observan los mayores valores de presión y ruido que se pueden encontrar.

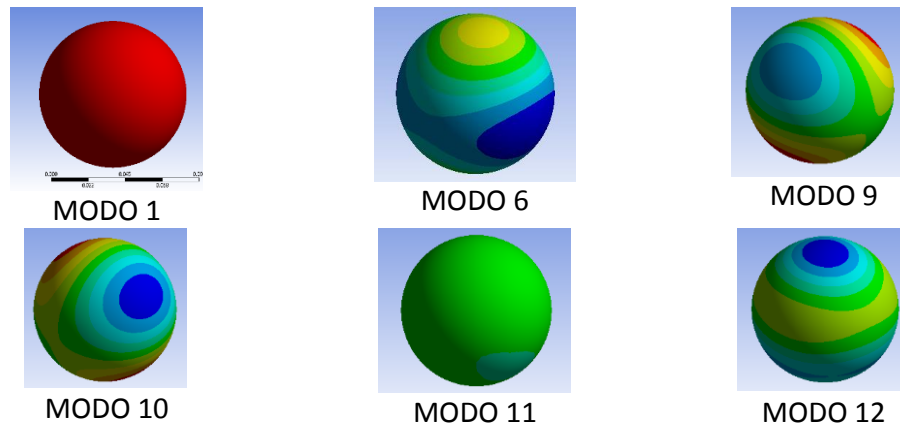


Tabla 4.13. Ilustraciones de los modos 1,6,9,10, 11 y 12

En los modos 1,6,9,10, 11 y 12 de resonancia del sistema acoplado (tabla 4.13), el campo estructural tiene una mayor influencia, a excepción de la primera frecuencia en donde predomina el campo acústico.

En este análisis se observó que la carcasa Panasonic es la que tiene una cantidad menor de modos que exciten de manera considerable, en segundo lugar, la carcasa MK y por último la carcasa MB.

Este análisis modal, tanto de carcasas como de placas de válvulas y armónico de muflas, contribuye a visualizar posibles zonas de ruido en el compresor de refrigerador cuando

existen perturbaciones en su estructura con frecuencias cercanas a su resonancia. Los ingenieros de diseño y manufactura pueden auxiliarse del análisis modal propuesto en la etapa del diseño acústico del compresor para conocer las posibles regiones de ruido acústico.

Conclusiones

Con el desarrollo de la presente tesis se logró alcanzar el objetivo principal de poder encontrar algunas de las principales fuentes generadoras de ruido del compresor de refrigerador, así como conocer las frecuencias en las que se presentan. En general, la interacción acústico-estructural presenta una variedad de posibilidades para poder conseguir la disminución del ruido dentro del compresor. Como resultado de esta investigación se obtuvo:

Las simulaciones de elementos finitos del acoplamiento acústico-estructural en 3D de modelos de muflas, placas de válvulas y carcasas fueron diseñadas para predecir el nivel de ruido en el compresor para refrigerador. El modelo fue realizado con el software ANSYS y presentó una configuración geométrica simple. Mediante este modelo se obtuvieron los modos de vibración estructural y acústico-estructural de los componentes del compresor para refrigerador. La distribución de la presión acústica en el exterior del refrigerador, provocada por sus modos de vibración, para las placas de válvulas y carcasas fueron analizadas en un rango de frecuencias de 0 a 10000 Hz.

La máxima presión acústica en el modelo de placa de válvulas DK que se usa es de 184.77 dB y se registró en el modo 10 a una frecuencia de 2510.1 Hz.

La máxima presión acústica en el modelo carcasa del compresor MK que se usa es 173.84 dB y se registró en el modo 8 a una frecuencia de 904.13 Hz. La simulación estructural de este modelo también presentó un dato interesante en los modos 5 y 6, se detectó un desplazamiento elevado perteneciente a la frecuencia de 2.5 kHz que es una de las más importantes en el nivel de presión medido, por lo cual se realizó un rediseño de la tapa en esta sección y se observó una mejora en el comportamiento global.

La pérdida por transmisión de la mufla MK para las bajas frecuencias (125-1250 Hz) presenta 16.83 dB, a frecuencias medias (1600-4000) 37.40 dB y a altas frecuencias (5000-10000) 31.50 dB.

Las simulaciones propuestas pueden ser utilizadas fácilmente por diseñadores para conocer las zonas críticas de ruido producido por un compresor de refrigerador, las cuales son producidas por diferentes excitaciones en la carcasa del compresor.

También se detectó en el rango de frecuencias de 500 a 1000 Hz, que el ruido eléctrico debido al motor eléctrico genera un nivel de ruido de 47.7 dB.

Algunas ventajas del método alternativo propuesto de medición con respecto al sistema tradicional son:

- No es necesario aislar la fuente dentro de una cámara para evitar contaminación de la señal; de esta manera se pueden obtener mediciones de los componentes en sus lugares de operación.
- Es un sistema el cual puede ser usado en zonas donde la temperatura es muy elevada.

Contribuciones

Detección de contaminación de mediciones de ruido por fuentes externas al compresor, dentro de la cámara anecoica.

Detección de las fuentes principales del compresor mediante un método alternativo de medición y propuestas de rediseño apoyadas por simulaciones por el método de elemento finito.

Sugerencias para trabajos futuros

En este trabajo se investigó la interacción de varios componentes para ver su respuesta en el dominio de la frecuencia, y en la contribución del nivel de ruido global dentro del compresor. Tanto las simulaciones y las mediciones ayudaron a identificar algunos de estos componentes, sin embargo, para poder realizar una mejor identificación y rediseño de todos los componentes, el trabajo a futuro que se visualiza es:

- Poder hacer las mediciones experimentales de la pérdida por transmisión de la mufla, así se podrá llevar a cabo una optimización de la misma y mejorar su eficiencia.
- Determinar las frecuencias y cambios de otros componentes, como los resortes y líneas de tubería de carga y descarga dentro del compresor que no se pudieron realizar y también afectan y pueden ser mejoradas.
- Desarrollar y mejorar el estudio de correlación para poder tener un sistema alternativo aún más eficiente, con el propósito de poder tener un sistema que, por medio de una interfaz gráfica, permita obtener de manera indirecta el valor de ruido sin el inconveniente de tener que aislar la fuente dentro de una cámara.

Bibliografía

- [1] Real academia de la lengua española. Diccionario De La Lengua Española -22ª edición. España. 2004.
- [2] Larsen, K, Ruido Ambiental. bruel&kjaer - sound and vibration measurement. Madrid, p. 71, 2000.
- [3] Fletcher, H. Munson, W.A. Loudness, its definition, measurement and calculation, The Journal of the Acoustical Society of America, vol. 5, issue 2, p. 82. 1933.
- [4] Bernal Vargas Eduardo. Equipo didáctico para el aprendizaje del ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Tesis de Maestría, Universidad Nacional Autónoma de México. 2013.
- [5] Garcia, P. Non-Destructive Failure Diagnostics for Ball/Roller-Bearing (Vol. I). Valdivia: UACH. 1994.
- [6] Carrola, M., & Guerra, C. Fundamentos de las Vibraciones mecánicas. Distrito Federal. 2005.
- [7] Gerges, S., & Arenas, J. Fundamentos y control de Ruido y Vibraciones (Vol. 1). Florianópolis: Editorial NR. 2004.
- [8] Fries, B., & Fries, M. Audio digital práctico. Madrid: Anaya Multimedia. 2005.
- [9] Möser, M., & Barros, J. Ingeniería Acústica: Teoría y Aplicaciones. 2ª Edición, Berlín. Editorial Springer. 2003
- [10] Oppenheim, A.V, Willsky A.S. Señales y sistemas. Prentice Hall Hispanoamerica.1994.
- [11] Davies, A. Handbook of Condition Monitoring (Vol. I). Oxford: Oxford. 1996.
- [12] Samir S. Soliman, Mandyam D. Srinath, “Señales y sistemas continuas y discretos”, 2ª edición, Prentice Hall , 1999.

-
- [13] Michael Möser, "Engineering Acoustics an Introduction to Noise Control", Springer, 2004.
- [14] Palomino, E. La medición y el análisis de vibraciones en el diagnóstico de máquinas rotatorias. Cuba. 1997.
- [15] Carl Q. H., Cazzolato B. S. Acoustic Analyses using MATLAB and ANSYS. CRC Press. 2014
- [16] ANSYS. Tutorial Ansys Acoustics ACTxR150. 2014
- [17] Kinsler L.E, Frey A.R. Fundamentos de acústica. 3ª. edición, Editorial Limusa, 1993
- [18] AHRI Standard 250-2008, Performance and Calibration of Reference Sound Sources, 2008, Air- Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute, 2111 Wilson Boulevard, Suite 500, Arlington, VA 22201, U.S.A.
- [19] ASHRAE Terminology of Heating, Ventilating, Air-Conditioning and Refrigeration, Second Edition, 1991, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1791 Tullie Circle, N.E., Atlanta, GA 30329 U.S.A.
- [20] Bruel&Kajer. Sound &Vibration Measurement A/S. 2000.
- [21] Pedro Flores Pereita, "Manual de Acústica, Ruido y vibraciones", 3ª. Edición, ISBN 84-87579-00-0
- [22] Recursos electrónicos consultados en noviembre de 2015:
- a) <http://evolution.skf.com/es/medicion-de-vibraciones-sin-contacto-para-la-monitorizacion-de-estado/>
- b) http://www.ljudlandskap.acoustics.nu/downloads/ljudbok/specialister/kapitel_3/rubrik11/11radiation_insulation.pdf

APÉNDICES

APÉNDICE A Calibración

Vibrómetro láser

Para verificar que el vibrómetro mantiene la sensibilidad especificada en su ficha técnica, se realizó una calibración de fábrica utilizando los siguientes elementos:

- Generador de señales doppler modulada: Polytec model VCS-310, s/n 5003002
- Multímetro digital: Keithley Model 2000, s/n 1068187
- Excitador de vibración: Metra model VC10, s/n 090923

Para la calibración se genera una señal doppler precisa sintetizada digitalmente usando un decodificador calibrado. La calibración se valida adicionalmente usando un excitador de vibración de referencia; este procedimiento se realiza a una temperatura de 25°C±5°C.

En la calibración se realiza una prueba de vibración, también una prueba óptica y por último de medición; de esta última prueba se muestran en la tabla A-1, los datos obtenidos durante la calibración.

Decodificador	Rango de Velocidad	Medida del factor Cal antes de la calibración (a 1kHz)	Medida del factor Cal después de la calibración (a 1kHz)	Porcentaje de diferencia
OVD-01	1 mm/s/V	1.00 mm/s/V	N/A	N/A
	5 mm/s/V	4.98 mm/s/V	N/A	N/A
	25 mm/s/V	25.0 mm/s/V	N/A	N/A
	125 mm/s/V	125.0 mm/s/V	N/A	N/A
	1000 mm/s/V	999.7 mm/s/V	N/A	N/A
OVD-02	5 mm/s/V	5.00 mm/s/V	N/A	N/A
	25 mm/s/V	25.1 mm/s/V	N/A	N/A
	125 mm/s/V	125.2 mm/s/V	N/A	N/A
	1000 mm/s/V	1002 mm/s/V	N/A	N/A

Tabla A-1. Datos de calibración para vibrómetro láser

Esta calibración es realizada por el fabricante del vibrómetro y se tiene su certificado. Ya para el uso del equipo es necesario colocar en la zona de medición y encender el cabezal y dejar que se energicen sus componentes electrónicos, lo cual puede tomar aproximadamente de 10 a 20 min.

Micrófonos

Las calibraciones pueden efectuarse utilizando pistófonos y otros calibradores de nivel sonoro que producen un nivel conocido. Tales aparatos se utilizan a menudo para verificar el calibrado de un micrófono a una sola frecuencia con una precisión de ± 0.3 dB. Para verificar el buen funcionamiento del micrófono se realiza una calibración usando un calibrador acústico RION NC73, cuyas características se muestran a continuación en la tabla A-2.

Frecuencia:	1000 Hz \pm 2
Nivel de presión sonora:	94 dB \pm 1.0 dB 94 dB \pm 0.5 dB
Distorsión:	Menos que 2%
Micrófono aplicado	1 in del micrófono $\frac{1}{2}$ in del micrófono
Peso:	240 g

Tabla A-2. Especificaciones calibrador RION NC73

La calibración final del micrófono se realiza según el fabricante a 1 kHz a 94 dB.

APÉNDICE B Norma AHRI Standard 530-2011

Requisitos generales de la prueba

1.1 Montaje del Compresor. El compresor a medir se montará sobre una masa de al menos cuatro veces la masa del compresor. Los aisladores utilizados serán los recomendados para ese compresor particulares del fabricante. Rigidez aisladora en N / m en la carga de trabajo.

1.2 Líneas de Conexiones del Compresor. Para reducir al mínimo la carga externa en el compresor, las líneas de descarga y aspiración se harán en el compresor con un tubo flexible, tal como un tubo de teflón extruido con una cubierta de trenza de alambre de acero inoxidable y una relación de longitud a diámetro de al menos 50. Las líneas necesitan estar apoyadas para reducir al mínimo la carga estática en el compresor.

Para proporcionar un flujo uniforme, las líneas deberán tener el mismo diámetro interior nominal al tamaño de la tubería recomendada por el fabricante del compresor. Si se utilizan conectores mecánicos, el diámetro interior del conector será el mismo que el diámetro interior de la tubería del refrigerante, a menos que el conector sea parte del conjunto de compresor.

En el caso de que las líneas flexibles no están disponibles comercialmente, un tubo rígido puede ser usado en una configuración que proporciona flexibilidad, ya sea para la succión y / o líneas de descarga. Un bosquejo detallado de la geometría de la tubería utilizada se facilitará y debe incluir los puntos de fijación, accesorios de succión y accesorios de descarga similares al dibujo genérico en la Figura B-1.

Todas las líneas de refrigerante que no forman parte del ensamble del compresor y son instaladas, deben tratar de minimizar su contribución acústica.

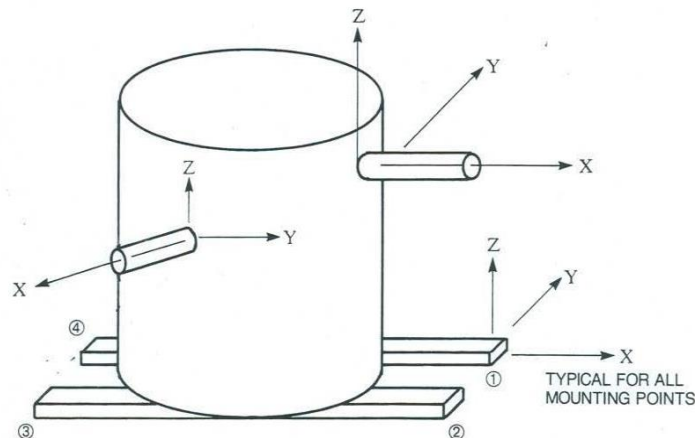


Figura B-1. Ubicación de las zonas de succión, descarga, y del montaje del compresor

1.3 Suministro de energía eléctrica. Tensión de prueba y la frecuencia será la especificada en la placa del compresor. Donde se muestran voltajes duales (es decir, 230/460 V), se puede utilizar cualquiera de estos voltajes. Cuando se especifica el voltaje extendido (es decir, 208/230 V), se utilizará el voltaje más alto. Cuando se indica doble frecuencia, las pruebas se llevarán a cabo en ambas frecuencias.

Tensión de prueba será de $\pm 1\%$ de la prevista y la frecuencia se celebrará a $\pm 0,5$ Hz Tolerancia.

1.4 Condiciones de la prueba. El compresor deberá ser probado después de haber alcanzado la estabilización térmica y de operación. El tipo de aceite y refrigerante utilizado para cada prueba deberá ser identificado.

1.5 Mediciones banda estrecha. Al utilizar los analizadores de Fourier digitales para medir las amplitudes de los componentes del espectro discretos, se utilizará una ventana plana. Registre la amplitud en cada pico. El ancho de banda será de no más de $1/5$ de la frecuencia fundamental, pero lo suficientemente amplia para que las bandas laterales no se puedan discernir de forma individual.

2 Medición del nivel de Sonido.

2.1 Requisitos de las pruebas de sonido. Las pruebas de sonido se realizarán en una cámara anecoica o semi-anecoica La cámara debe cumplir todos los requisitos establecidos en la norma ANSI S12.55/ISO 3745, también se puede usar una cámara de reverberación, la cual debe cumplir también todos los requisitos establecidos por la norma AHRI estándar 220. Los ensayos deberán realizarse en condiciones de funcionamiento especificadas en 1.3, 1.4 y 5.4.

2.1.1 Determinación de los niveles de potencia de sonido.

Los niveles de potencia sonora se determinarán en decibelios con relación a 1 pW para las bandas de un tercio de octava de 100 a 10.000 Hertz (50 a 80 Hertz es opcional). El nivel ponderado A global se calculará a partir de los de un tercio de banda de octava Niveles de potencia de sonido. Para el ensayo realizado en una cámara anecoica o semi-anecoica, las pruebas y los procedimientos de cálculo se especifican en la norma ANSI S12.55/ISO 3745 y se seguirá para determinar los niveles de potencia de sonido en el tercio de banda de octava requeridos y serán ponderados al Nivel A de potencia sonora. Para las pruebas hechas en una cámara reverberante, las pruebas y los procedimientos de cálculo como se especifica en AHRI Norma 220 se deberá seguirse para determinar la banda de tercio de octava requerida en niveles de potencia de sonido y el global con ponderación en el nivel de potencia acústica.

3. Medición de Vibración

3.1 Condiciones de funcionamiento. Las pruebas se llevarán a cabo en las condiciones operativas descritas en 1.3, 1.4 y 5.4.

3.2 Puntos de medición. Consulte la Figura 4. Las mediciones de vibración se tomarán en todas las ubicaciones de montaje (1, 2, 3, 4), tan cerca del punto de montaje posible. Además, las mediciones se tendrán también en la carcasa o la zona cerca de la ubicación de la succión y los accesorios de descarga del compresor.

3.3 Indicaciones de medición. Consulte la Figura 6. Las mediciones de vibración se tendrán en tres direcciones ortogonales en la succión, descarga y en tres direcciones ortogonales en las ubicaciones de montaje.

La ubicación de la succión y descarga debe ser ajustada, una dirección será paralela a la línea central del tubo ajustado. Una de las dos direcciones restantes debe describir el movimiento tangencial del cuerpo del compresor a la instalación, en su caso, y se describe en un boceto. La tercera dirección se define entonces por el requisito de ortogonalidad (Figura 6).

4. Medición de pulsaciones de gas

4.1 Las pruebas se llevarán a cabo en las condiciones operativas descritas en 1.3, 1.4 y 5.4.

4.2 Para evitar la acumulación de una onda estacionaria, que podría influir en los resultados, la longitud de la línea de refrigerante será de un mínimo de 12,2 m en el que no hay variaciones en el diámetro interior o curvas cerradas. Se recomienda que se utilice una espiral de tubo con un radio mínimo de 30 veces el diámetro de tubo. Para evitar la transferencia de calor con el entorno circundante, se recomienda la espiral este aislada o enterrada en la arena. Por lo menos dos lugares de prueba del transductor de presión se utilizan en esa línea. Ellos deben tener una separación de $\frac{1}{4}$ de longitud de onda aparte basado en la frecuencia de pulsación de los fundamentales para el diseño. La longitud de onda se puede calcular de la siguiente manera:

$$\lambda = c/f$$

Donde:

c = velocidad del sonido en el refrigerante en el punto, m / s de medición

f = frecuencia, Hz

λ = longitud de onda, m

4.3 El transductor de presión deberá tener un mínimo de 10 diámetros del tubo recto antes del punto de medición. El transductor más cercano puede no ser más de 20 diámetros de tubo de la conexión del compresor.

4.4 El transductor se monta en un adaptador de tal manera que la cara está en un plano, paralelo al flujo de gas y lo más cerca posible a la superficie interior del tubo de refrigerante. La cara del transductor no será más grande que el diámetro interior del tubo. La abertura entre la cara y el tubo no debe ser menor que el diámetro de la cara del transductor. Cualquier sistema transductor de presión y de medición utilizado deberá tener una respuesta plana $\pm 0,2$ dB de frecuencia de 5 a 5000 Hz.

5. Evaluación de Requerimientos

5.1 Valoraciones de nivel de potencia acústica. Se requieren niveles de banda de tercio de octava potencia sonora de 100 a 10.000 Hertz (de 50 a 10.000 Hertz es opcional) y el nivel ponderado A total resultante.

5.1.1 Niveles Compresor. Potencia de sonido para cada tercio de banda de octava se muestra en la Tabla 1 se determinarán de acuerdo con 4.2.1.1. Los datos de la prueba de nivel de potencia acústica se expresarán en dB re. 1 pW para cada tercio de banda de octava y se redondea al 0,1 dB más próximo.

5.1.2 A -nivel de potencia sonora ponderado. La ponderación-A este nivel de potencia acústica se calculará según la ecuación 2 y redondeada al decibelio más próximo.

$$L_{wA} = 10 \cdot \log \sum_{j=J_{\min}}^{j=J_{\max}} 10^{0.1(L_{w_j} - C_j)}$$

Donde:

C_j y j = Los valores dados en la Tabla B-1

J_{\min} y J_{\max} = Los valores dados en la Tabla 1 de j que corresponde, respectivamente, a la más baja (J_{\min}) y más alto (J_{\max}) bandas de tercio de octava de medida

L_{wA} = A- Nivel de ponderación de potencia acústica

L_{w_j} = Nivel de potencia de sonido en el j de un tercio de banda de octava

Tabla B-1. Bandas de tercio de octava y factores de ponderación, dB											
Número de banda	Octava de Banda Frecuencia central, Hz	A- Factor de ponderación dB	Número de banda	Octava de Banda Frecuencia central, Hz	A- Factor de ponderación dB	Número de banda	Octava de Banda Frecuencia central, Hz	A- Factor de ponderación dB	Número de banda	Octava de Banda Frecuencia central, Hz	A- Factor de ponderación dB
1	50	-30.2	7	200	-10.9	13	800	-0.8	19	3150	1.2
2	63	-26.2	8	250	-8.6	14	1000	0.0	20	4000	1.0
3	80	-22.5	9	315	-6.6	15	1250	0.6	21	5000	0.5
4	100	-19.1	10	400	-4.8	16	1600	1.0	22	6300	-0.1
5	125	-16.1	11	500	-3.2	17	2000	1.2	23	8000	-1.1
6	160	-13.4	12	630	-1.9	18	2500	1.3	24	10000	-2.5

5.3 Gas de pulsaciones de datos. Ancho de pulsación de presión de banda usando los datos dados por ANSI / ASA S2.1/ISO 2041 se obtuvo a partir de un análisis del espectro de la señal de pulsación. Si dos transductores, $\frac{1}{4}$ de longitud de onda aparte se utilizan, se utilizará el valor más alto de cualquiera de los transductores en cada pico de frecuencia. Estos datos se presentan como kPa rms, con fines de comparación. Los datos se obtuvieron en el rango de frecuencia de 5 a 1000 Hz.

Además, el dominio del tiempo de ciclo máximo de la presión de un solo pico a pico sobre cada uno de los transductores de presión utilizadas se medirá y su valor promedio reportado, con una parcela de la taza más próxima a la media.

5.4 Índice de Condiciones. Todas las pruebas en un compresor de desplazamiento positivo se llevarán a cabo con el compresor funcionando a las condiciones especificadas en el Estándar AHRI 540 para la aplicación específica. Para los compresores que no estén cubiertos por el Estándar AHRI 540, el equipo (sistema) deberá ser operado en las condiciones para las que el compresor se ha diseñado específicamente.

APÉNDICE C Gráficas de las mediciones con vibrómetro láser

Las figuras C-1, C-3, C-5 y C-7 muestran las zonas donde se realizó la medición en la superficie del compresor con el vibrómetro láser. Estas zonas corresponden a las direcciones donde se colocan los micrófonos en las pruebas dentro de la cámara anecoica.



Figura C-1 Medición en la ubicación del micrófono 1

Haciendo uso de la correlación anteriormente propuesta, se obtienen los datos de presión sonora con base en la velocidad de vibración captada por el vibrómetro láser y los espectros obtenidos se muestran en las figuras C-2, C-4, C-6 y C-8, donde se muestra también cómo van cambiando los niveles de ruido al generar los cambios de diseño en el compresor. Recordando que se hicieron cambio de mufla, placa de válvulas y desbalanceo del motor.

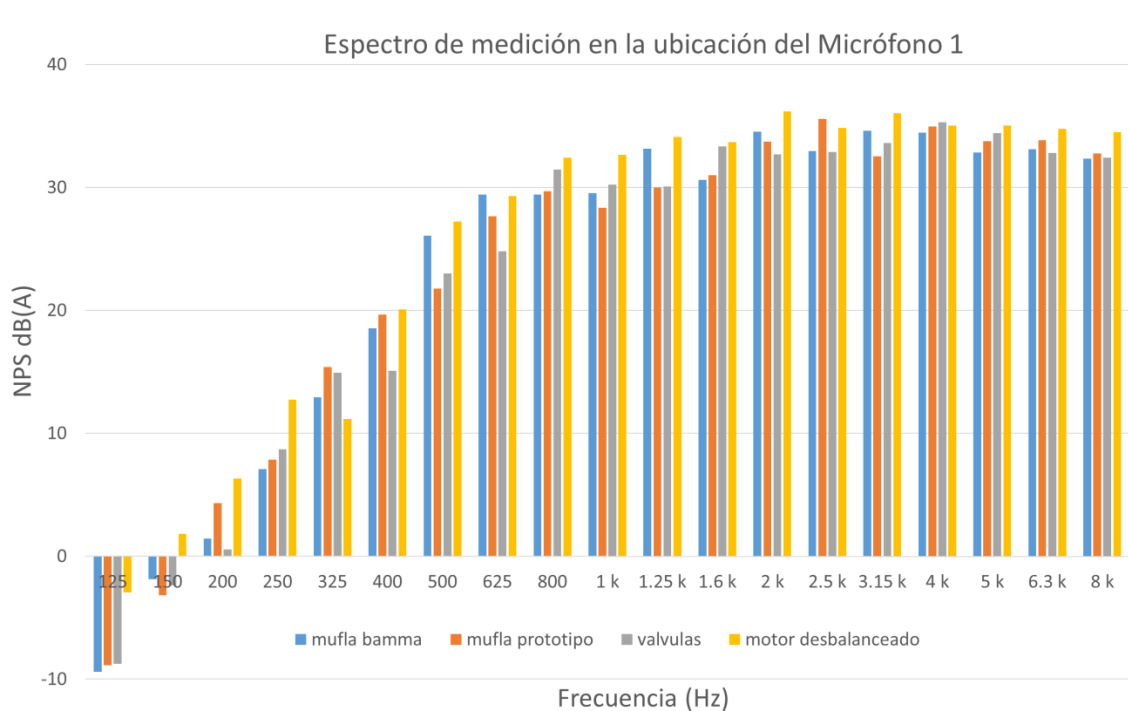


Figura C-2 Gráfica de nivel de presión sonora en la ubicación del micrófono 1



Figura C-3. Medición en la ubicación del micrófono 2

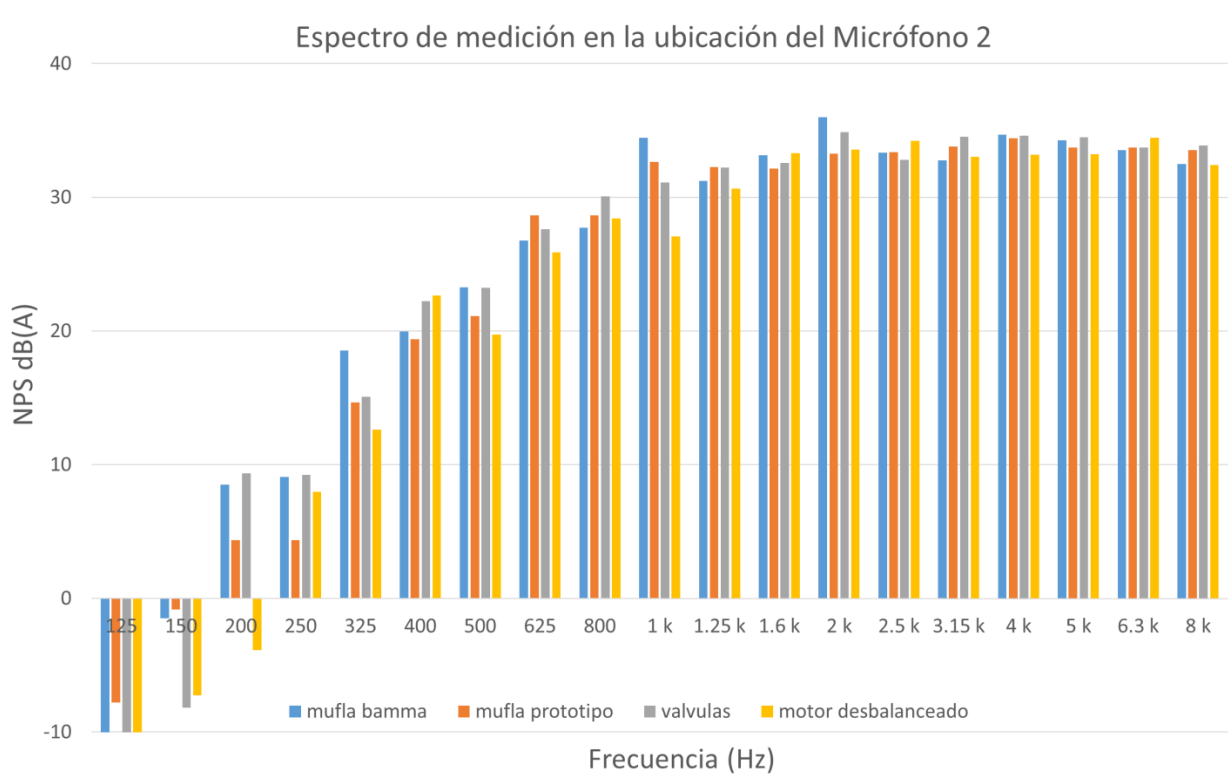


Figura C-4. Gráfica de nivel de presión sonora en la ubicación del micrófono 2



Figura C-5. Medición en la ubicación del micrófono 3

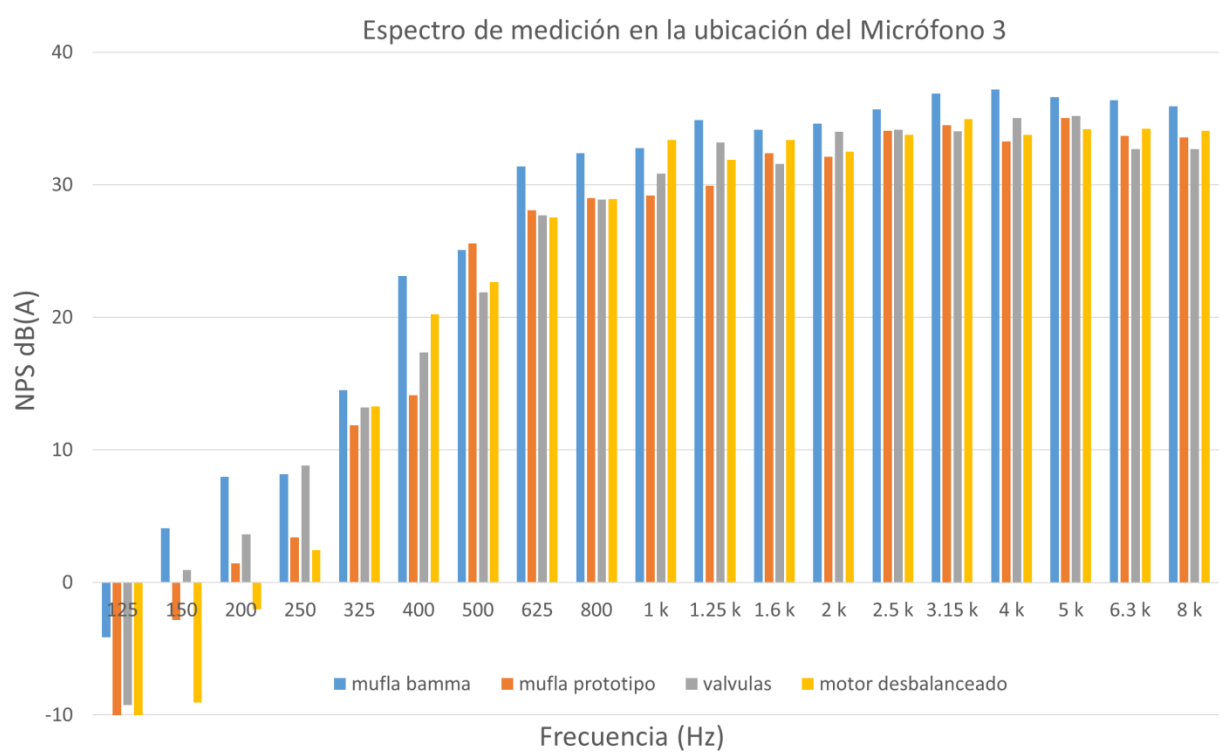


Figura C-6. Gráfica de nivel de presión sonora en la ubicación del micrófono 3



Figura C-7. Medición en la ubicación del micrófono 4

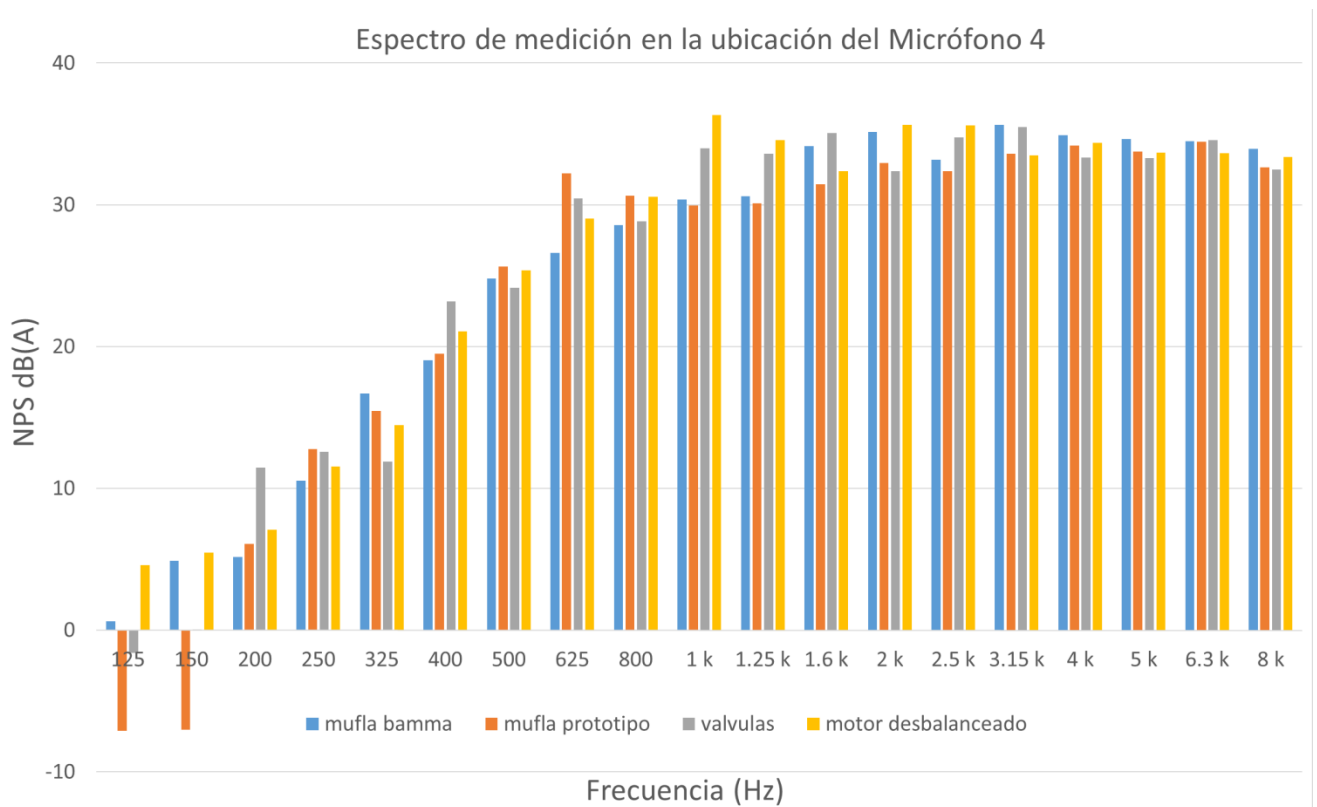


Figura C-8. Gráfica de nivel de presión sonora en la ubicación del micrófono 4

APÉNDICE D Reporte simulación mufla Bamma

1. Software ANSYS

Model
M00
Tipo de Análisis

Filename
Mufla Bamma
Armónico

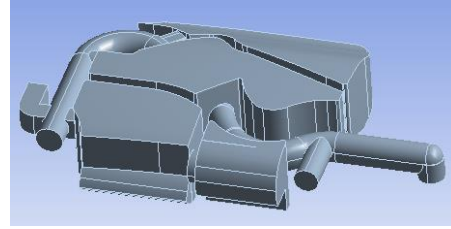
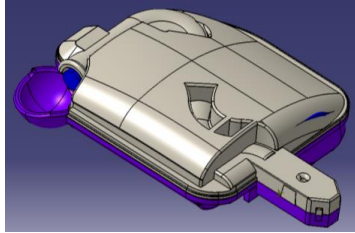


Fig. D-1 Modelo de ensamble y fluido dentro de la mufla

2. Malla / tipo de elemento & Material

Propiedades de Materiales

Refrigerante R134a	
Densidad	4.25 kg/m ³
Masa molar	0.10203 KJ/mol°K
Cp/Cv @70°C	1.0985
Velocidad del sonido	175.26 m/s

Tabla. D-1 Propiedades del refrigerante R134a

Mallado

Para el mallado se tomo encuentra la frecuencia máxima a calcular y la velocidad del sonido en el fluido.

Frecuencia máxima 10000 Hz
 Velocidad del sonido en el refrigerante 175.26 m/s
 Longitud de onda $\lambda = \frac{c}{f} = \frac{175.26}{10000} = 0.017526$
 Tamaño de elemento $n_e = \frac{\lambda}{6} = \frac{0.017526}{6} = 2.921 \times 10^{-3} m$

Entidad	Tamaño
Nodos	10089
Elementos	5239

Tabla. D-2 Cantidad de nodos y elementos usados en la simulación

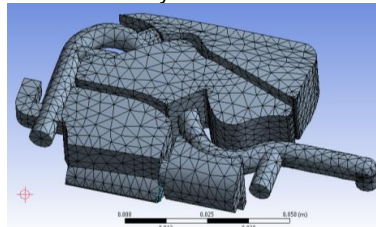


Fig. D-2 Fluido mallado

3. Condición de Restricción

Área de la tubería $4.1157 \times 10^{-3} \text{ m}^2$

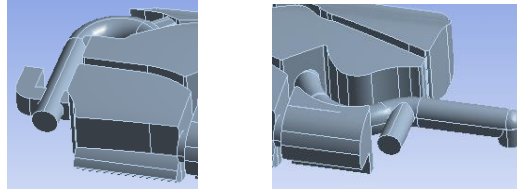


Fig. D-3 Diámetro de la tubería de entrada y salida de la mufla

4. Condición de cargas

En el modelo se aplicó una presión a la entrada de la mufla de 115.5 kPa, la solución es calculada en un rango de 0 a 10 kHz.

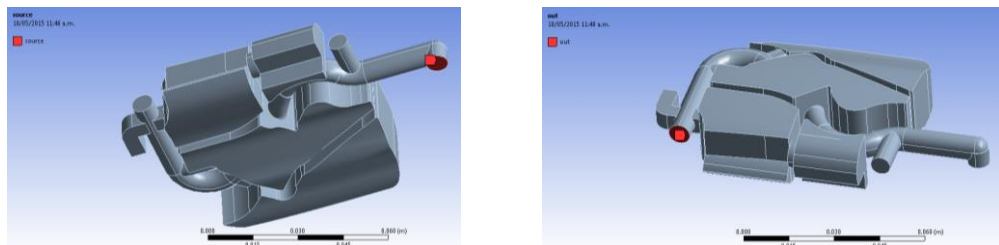


Fig. D-4 Entrada y salida de la mufla

5. Solución del modelo

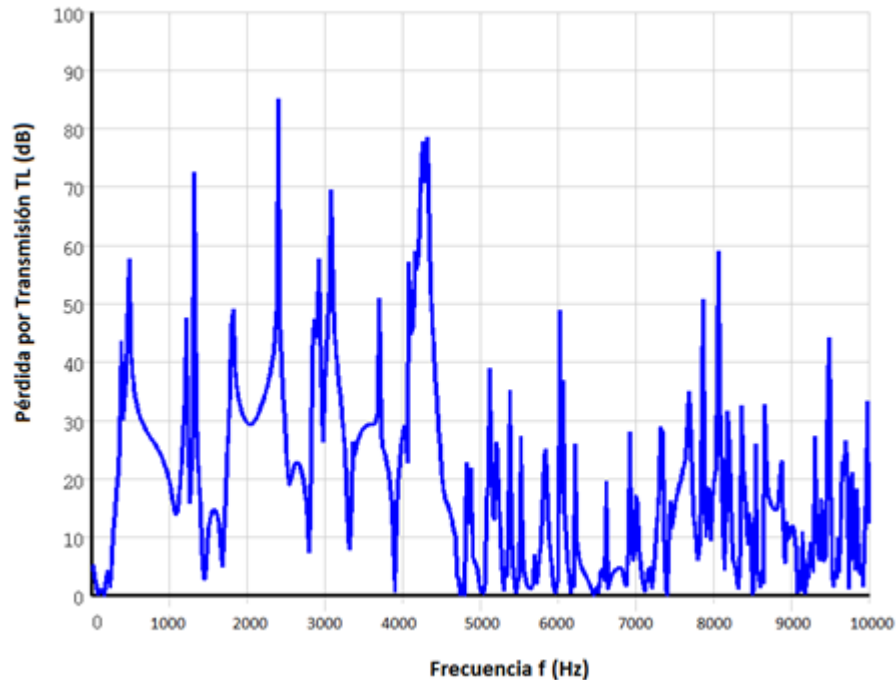


Fig. D-5 Gráfica de Pérdida por transmisión (dB) vs Frecuencia (Hz)

APÉNDICE E Reporte simulación mufla MK

1. Software ANSYS

Model	Filename
M00	Mufla MK modificada
Tipo de Análisis	Armónico

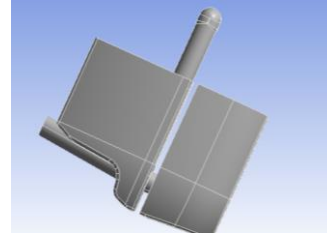
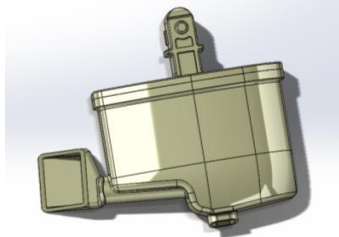


Fig. E-1 Modelo de ensamble y fluido dentro de la mufla

2. Malla / tipo de elemento & Material

Propiedades de Materiales

Refrigerante R134a	
Densidad	4.25 kg/m ³
Masa molar	0.10203 KJ/mol°K
Cp/Cv @70°C	1.0985
Velocidad del sonido	175.26 m/s

Tabla. E-1 Propiedades del refrigerante R134a

Mallado

Para el mallado se tomo en cuenta la frecuencia máxima a calcular y la velocidad del sonido en el fluido.

Frecuencia máxima	10000 Hz
Velocidad del sonido en el refrigerante	175.26 m/s
Longitud de onda	$\lambda = \frac{c}{f} = \frac{175.26}{10000} = 0.017526$
Tamaño de elemento	$n_e = \frac{\lambda}{6} = \frac{0.017526}{6} = 2.921 \times 10^{-3} m$

Entidad	Tamaño
Nodos	15317
Elementos	8359

Tabla. E-2 Cantidad de nodos y elementos usados en la simulación

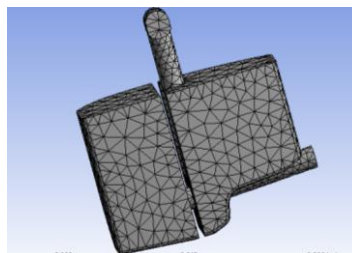


Fig. E-2 Fluido mallado

3. Condición de Restricción

Área de la tubería $4.1157 \times 10^{-3} \text{ m}^2$

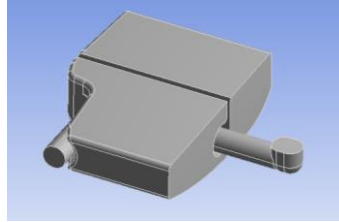


Fig. E-3 Diámetro de la tubería de entrada y salida de la mufla

4. Condición de cargas

En el modelo se aplicó una presión a la entrada de la mufla de 115.5 kPa, la solución es calculada en un rango de 0 a 10 kHz.

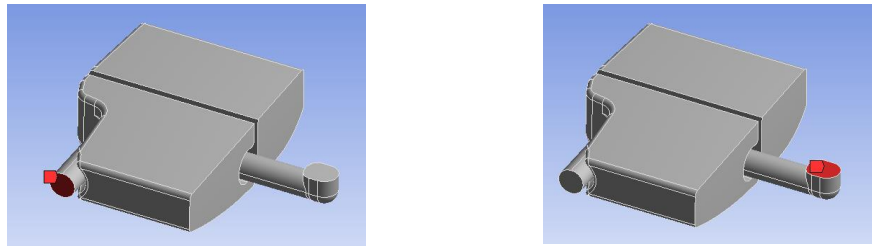


Fig. E-4 Entrada y salida de la mufla

5. Solución del modelo

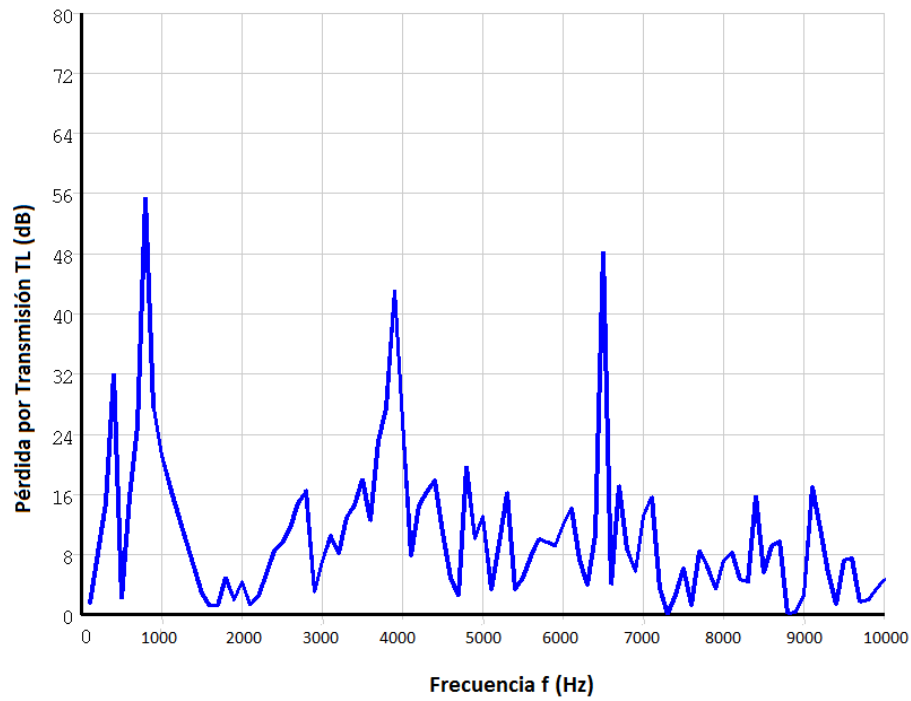


Fig. E-5 Gráfica de Pérdida por transmisión (dB) vs Frecuencia (Hz)

APÉNDICE F Reporte simulación carcasa MB modal

1. Software ANSYS

Model	Filename
M00	Carcasa MB
Tipo de Análisis	Modal



2. Malla / tipo de elemento & Material

Propiedades de Materiales

Structural Steel > Constants	
Density	7.85e-006 kg mm ⁻³
Coefficient of Thermal Expansion	1.2e-005 C ⁻¹
Specific Heat	4.34e+005 mJ kg ⁻¹ C ⁻¹
Thermal Conductivity	6.05e-002 W mm ⁻¹ C ⁻¹
Resistivity	1.7e-004 ohm mm

Tabla. F-1 Propiedades del acero

Mallado

Entidad	Tamaño
Nodos	53686
Elementos	28193

Tabla. F-2 Cantidad de nodos y elementos usados en la simulación

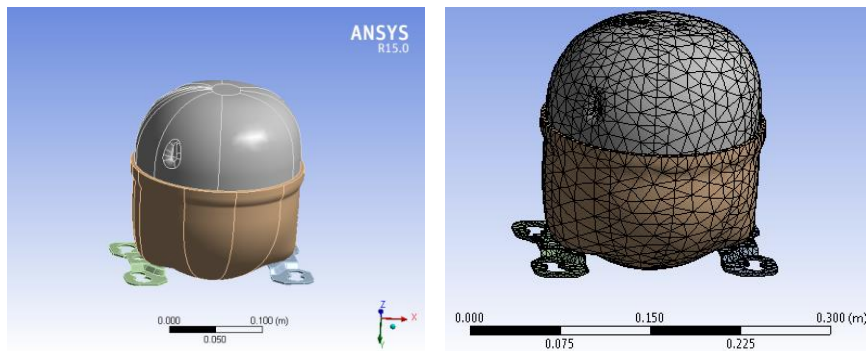


Fig. F-1 Carcasa mallada

3. Condición de Restricción

Tipo de Contacto	Piezas
Fixed	Soporte 1- ground
Fixed	Soporte 2- ground
bonded	Carcasa inferior – carcasa superior
bonded	Carcasa inferior – soporte 1
bonded	Carcasa inferior – soporte 2

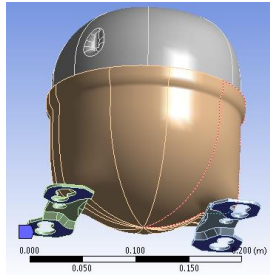


Fig. F-2 Fijación de las caras de los soportes de la carcasa

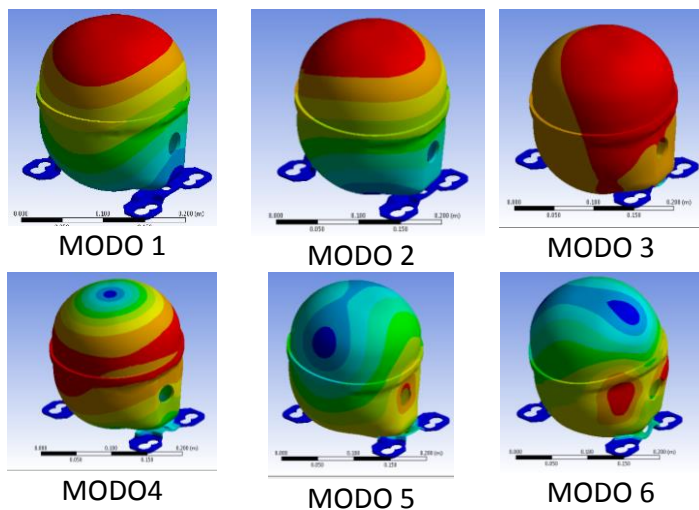
4. Condición de cargas

En el modelo no se aplicó ninguna condición de carga, y solo se espera que aparezcan los valores de las frecuencias naturales del sistema. Solo se hizo el análisis para calcular los 12 modos y así para obtener más información de frecuencias.

5. Solución del modelo

Modo	Frecuencia (HZ)	Deformación máxima (m)
1	198.65	0.7895
2	664.75	0.7915
3	1298	0.5814
4	2004.4	0.6495
5	2539	0.8840
6	3173.3	0.8759
7	3297.2	2.8634
8	3592	1.8895
9	3902.5	2.1191
10	3982.8	1.906
11	4455.3	1.5498
12	4484.7	1.4566

Tabla. F-3 Tabla de frecuencias y deformaciones máximas obtenidas en la simulación



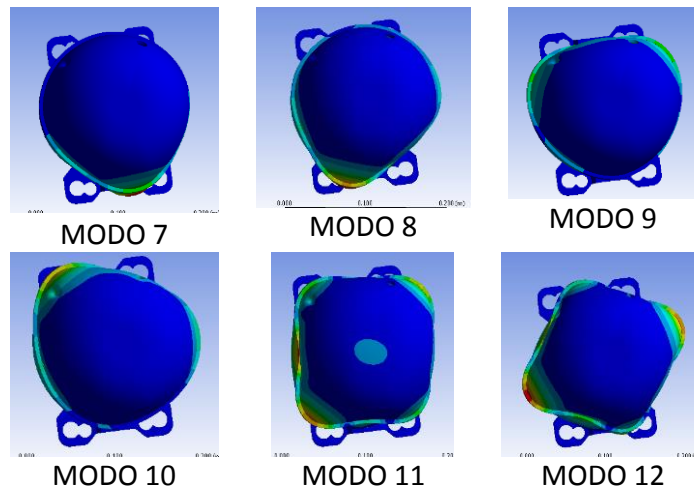


Fig. F-3 Figuras de los modos de vibración

APÉNDICE G Reporte simulación carcasa MB modal acústico

1. Software ANSYS

Model **Filename**
 M00 Carcasa MB
 Tipo de Análisis Modal Acústico



2. Malla / tipo de elemento & Material

Propiedades de Materiales

Structural Steel > Constants

Density	7.85e-006 kg mm ⁻³
Coefficient of Thermal Expansion	1.2e-005 C ⁻¹
Specific Heat	4.34e+005 mJ kg ⁻¹ C ⁻¹
Thermal Conductivity	6.05e-002 W mm ⁻¹ C ⁻¹
Resistivity	1.7e-004 ohm mm

Object Name	Acoustic Body	Acoustic FSI Interface	Scale FSI Matrices for Modal
State	Fully Defined		
Scope			
Scoping Method	Geometry Selection		
Geometry	1 Body	1316 Faces	
Definition			
Temperature Dependency	No		
Frequency Dependency	No		
Mass Density	1.2041 [kg m ⁻¹ m ⁻¹ m ⁻¹]		
Sound Speed	343.24 [m sec ⁻¹]		
Dynamic Viscosity	0 [Pa sec]		
Bulk Viscosity	0 [Pa sec]		
Thermal Conductivity	0 [W m ⁻¹ C ⁻¹]		
Specific Heat Cp	0 [J kg ⁻¹ C ⁻¹]		
Specific Heat Cv	0 [J kg ⁻¹ C ⁻¹]		
Reference Pressure	2E-05 [Pa]		
Reference Static Pressure	101325 [Pa]		
Acoustic-Structural Coupled Body Options	Uncoupled		
Active Matrices Scaling			Yes

Tabla. G-1 Propiedades del refrigerante R134a

Mallado

Entidad	Tamaño
Nodos	53686
Elementos	28193

Tabla. G-2 Cantidad de nodos y elementos usados en la simulación

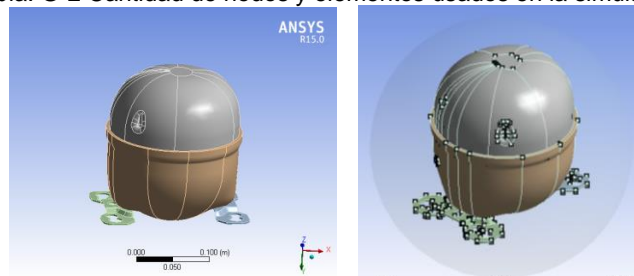


Fig. G-1 Carcasa mallada

3. Condición de Restricción

Tipo de Contacto	Piezas
Fixed	Soporte 1- ground
Fixed	Soporte 2- ground
bonded	Carcasa inferior – carcasa superior
bonded	Carcasa inferior – soporte 1
bonded	Carcasa inferior – soporte 2

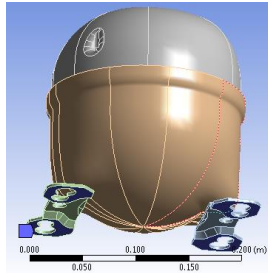


Fig.G- 2 Fijación de las caras de los soportes de la carcasa

4. Condición de cargas

En el modelo no se aplicó ninguna condición de carga, y solo se espera que aparezcan los valores de las frecuencias naturales del sistema. Solo se hizo el análisis para calcular los 12 modos y así para obtener más información de frecuencias.

5. Solución del modelo

Modo	Frecuencia (Hz)	Presión Acústica máxima (Pa)	NPS (dB)
1	1.1411e-4	2490.1	161.90
2	220.21	5290.6	168.44
3	560.5	4864.3	167.72
4	577.16	4889.4	167.76
5	608.71	4630.4	167.29
6	974.79	8970.6	173.03
7	983.38	5373	168.58
8	990.27	5119.2	168.16
9	993.71	5947.1	169.46
10	1006.3	5991.6	169.53
11	1040.9	9847.2	173.84
12	1362.9	10330	174.26

Tabla. G-3 Tabla de frecuencias y deformaciones máximas obtenidas en la simulación

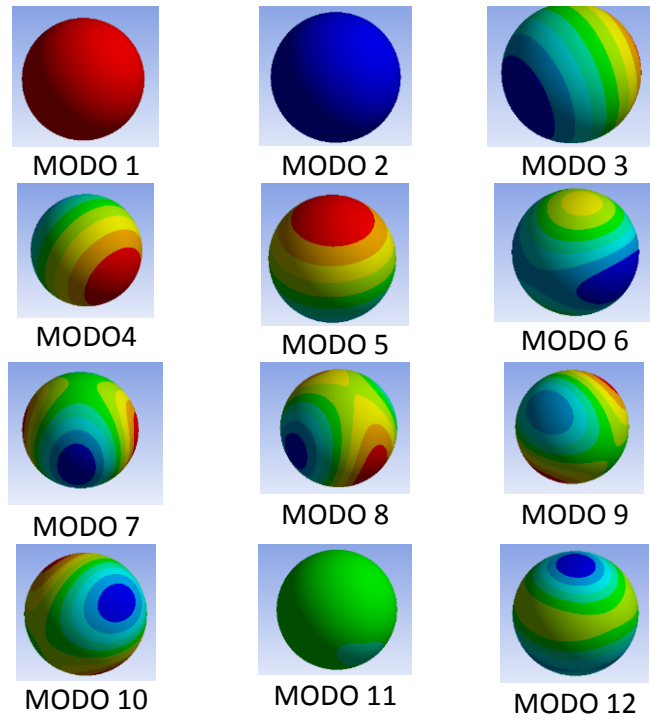


Fig. G-3 Figuras de los modos de vibración acústica

APÉNDICE H Reporte simulación carcasa MK modal

1. Software ANSYS

Model	Filename
M00	Carcasa MK
Tipo de Análisis	Modal



2. Malla / tipo de elemento & Material

Propiedades de Materiales

Structural Steel > Constants	
Density	7.85e-006 kg mm ⁻³
Coefficient of Thermal Expansion	1.2e-005 C ⁻¹
Specific Heat	4.34e+005 mJ kg ⁻¹ C ⁻¹
Thermal Conductivity	6.05e-002 W mm ⁻¹ C ⁻¹
Resistivity	1.7e-004 ohm mm

Tabla. H-1 Propiedades del acero

Mallado

Entidad	Tamaño
Nodos	82981
Elementos	43936

Tabla. H-2 Cantidad de nodos y elementos usados en la simulación

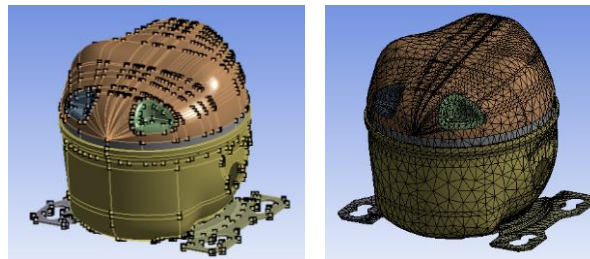


Fig.H- 1 Carcasa mallada

3. Condición de Restricción

Tipo de Contacto	Piezas
Fixed	Soporte 1- ground
Fixed	Soporte 2- ground
bonded	Carcasa inferior – carcasa superior
bonded	Carcasa inferior – soporte 1
bonded	Carcasa inferior – soporte 2

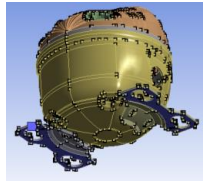


Fig. H-2 Fijación de las caras de los soportes de la carcasa

4. Condición de cargas

En el modelo no se aplicó ninguna condición de carga, y solo se espera que aparezcan los valores de las frecuencias naturales del sistema. Solo se hizo el análisis para calcular los 12 modos y así para obtener más información de frecuencias.

5. Solución del modelo

Modo	Frecuencia (HZ)	Deformación máxima (m)
1	99.528	1.1163
2	295.46	1.0859
3	550.95	0.77317
4	1435.9	0.93159
5	2517.4	2.3599
6	2530.4	3.8493
7	2751	6.4197
8	3056.5	16.599
9	3246.1	16.165
10	3444.6	3.8431
11	4047.2	3.6566
12	4390.8	3.711

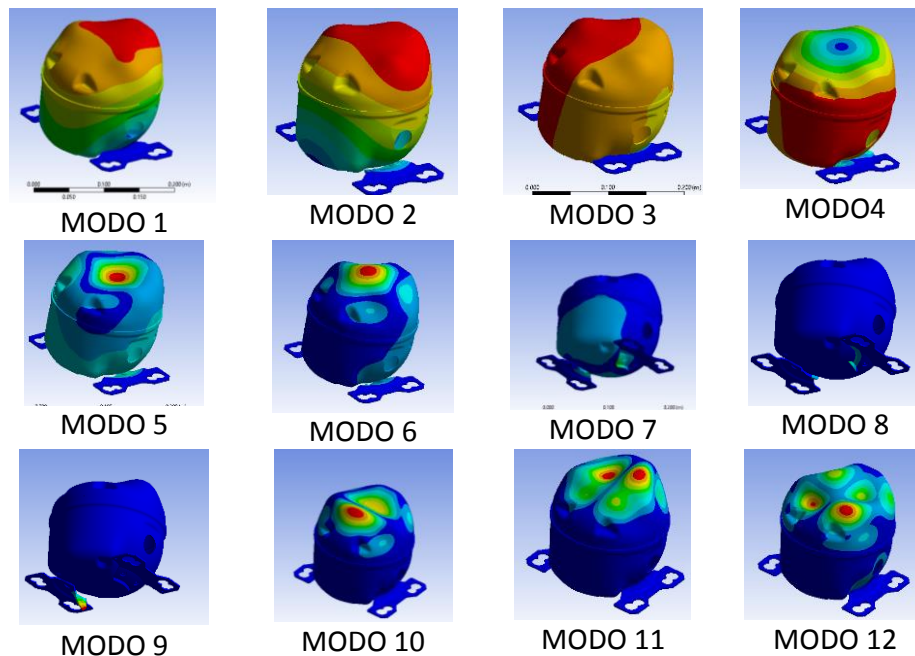


Fig. H-3 Figuras de los modos de vibración

APÉNDICE I Reporte simulación carcasa MK modal acústico

1. Software ANSYS

Model M00
Filename Carcasa MK
Tipo de Análisis Modal Acústico



2. Malla / tipo de elemento & Material

Propiedades de Materiales

Structural Steel > Constants

Density	7.85e-006 kg mm ⁻³
Coefficient of Thermal Expansion	1.2e-005 C ⁻¹
Specific Heat	4.34e+005 mJ kg ⁻¹ C ⁻¹
Thermal Conductivity	6.05e-002 W mm ⁻¹ C ⁻¹
Resistivity	1.7e-004 ohm mm

Object Name	Acoustic Body	Acoustic FSI Interface	Scale FSI Matrices for Modal
State	Fully Defined		
Scope			
Scoping Method	Geometry Selection		
Geometry	1 Body	1316 Faces	
Definition			
Temperature Dependency	No		
Frequency Dependency	No		
Mass Density	1.2041 [kg m ⁻³]		
Sound Speed	343.24 [m sec ⁻¹]		
Dynamic Viscosity	0 [Pa sec]		
Bulk Viscosity	0 [Pa sec]		
Thermal Conductivity	0 [W m ⁻¹ C ⁻¹]		
Specific Heat Cp	0 [J kg ⁻¹ C ⁻¹]		
Specific Heat Cv	0 [J kg ⁻¹ C ⁻¹]		
Reference Pressure	2E-05 [Pa]		
Reference Static Pressure	101325 [Pa]		
Acoustic-Structural Coupled Body Options	Uncoupled		
Active Matrices Scaling			Yes

Tabla.I-1 Propiedades del refrigerante R134a

Mallado

Entidad	Tamaño
Nodos	164179
Elementos	94399

Tabla. I-2 Cantidad de nodos y elementos usados en la simulación

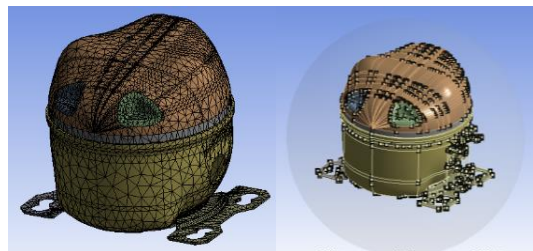


Fig. I-1 Carcasa mallada

3. Condición de Restricción

Tipo de Contacto	Piezas
Fixed	Soporte 1- ground
Fixed	Soporte 2- ground
bonded	Carcasa inferior – carcasa superior
bonded	Carcasa inferior – soporte 1
bonded	Carcasa inferior – soporte 2

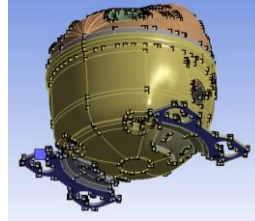


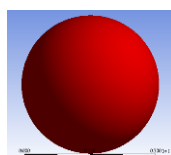
Fig. I-2 Fijación de las caras de los soportes de la carcasa

4. Condición de cargas

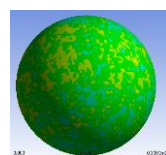
En el modelo no se aplicó ninguna condición de carga, y solo se espera que aparezcan los valores de las frecuencias naturales del sistema. Solo se hizo el análisis para calcular los 12 modos y así para obtener más información de frecuencias.

5. Solución del modelo

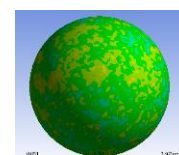
Modo	Frecuencia (HZ)	Presión Acústica máxima (Pa)	NPS (dB)
1	4.1394e-5	2699.3	162.6
2	131.97	1.4575e-10	-102.74
3	329.43	1.4867e-9	-82.57
4	559.34	4679.6	167.38
5	596.13	8.4556e-9	-67.48
6	673.33	5467.4	168.73
7	677.7	5340.6	168.53
8	904.13	9847.9	173.84
9	1089.3	7018.7	170.90
10	1100.3	6252.6	169.90
11	1112.3	6578.6	170.34
12	1508.2	0.001382	36.79



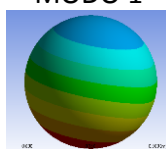
MODO 1



MODO 2



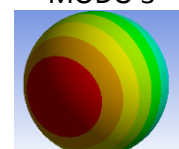
MODO 3



MODO 4



MODO 5



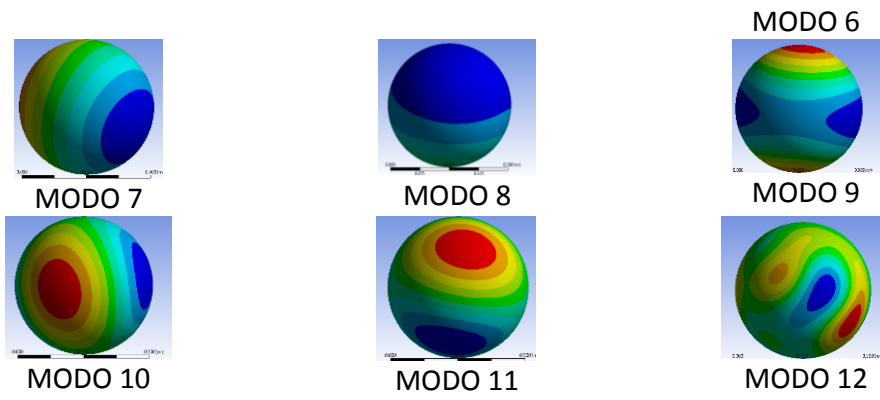


Fig. I-3 Figuras de los modos de vibración acústica

APÉNDICE J Reporte simulación carcasa competencia Modal

1. Software ANSYS

Model	Filename
M00	Carcasa competencia
Tipo de Análisis	Modal



2. Malla / tipo de elemento & Material

Propiedades de Materiales

Structural Steel > Constants	
Density	7.85e-006 kg mm ⁻³
Coefficient of Thermal Expansion	1.2e-005 C ⁻¹
Specific Heat	4.34e+005 mJ kg ⁻¹ C ⁻¹
Thermal Conductivity	6.05e-002 W mm ⁻¹ C ⁻¹
Resistivity	1.7e-004 ohm mm

Tabla. J-1 Propiedades del acero

Mallado

Entidad	Tamaño
Nodos	93217
Elementos	50723

Tabla. J-2 Cantidad de nodos y elementos usados en la simulación

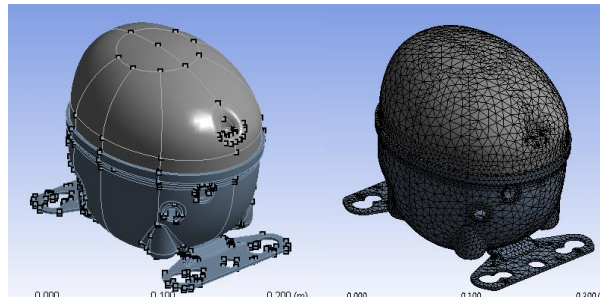


Fig. J-1 Carcasa mallada

3. Condición de Restricción

Tipo de Contacto	Piezas
Fixed	Soporte 1- ground
Fixed	Soporte 2- ground
bonded	Carcasa inferior – carcasa superior
bonded	Carcasa inferior – soporte 1
bonded	Carcasa inferior – soporte 2

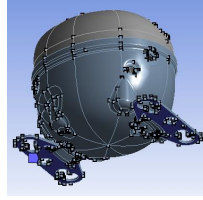


Fig. J-2 Fijación de las caras de los soportes de la carcasa

4. Condición de cargas

En el modelo no se aplicó ninguna condición de carga, y solo se espera que aparezcan los valores de las frecuencias naturales del sistema. Solo se hizo el análisis para calcular los 12 modos y así para obtener más información de frecuencias.

5. Solución del modelo

Modo	Frecuencia (HZ)	Deformación máxima (m)
1	192.33	1.0125
2	433.58	1.0057
3	947.64	0.6760
4	1619.5	0.8820
5	2863.2	1.0637
6	2879.3	1.0147
7	3771	3.4432
8	4046.1	2.1981
9	4195.2	2.7487
10	4378.8	2.0416
11	4810.3	2.248
12	4975.3	2.428

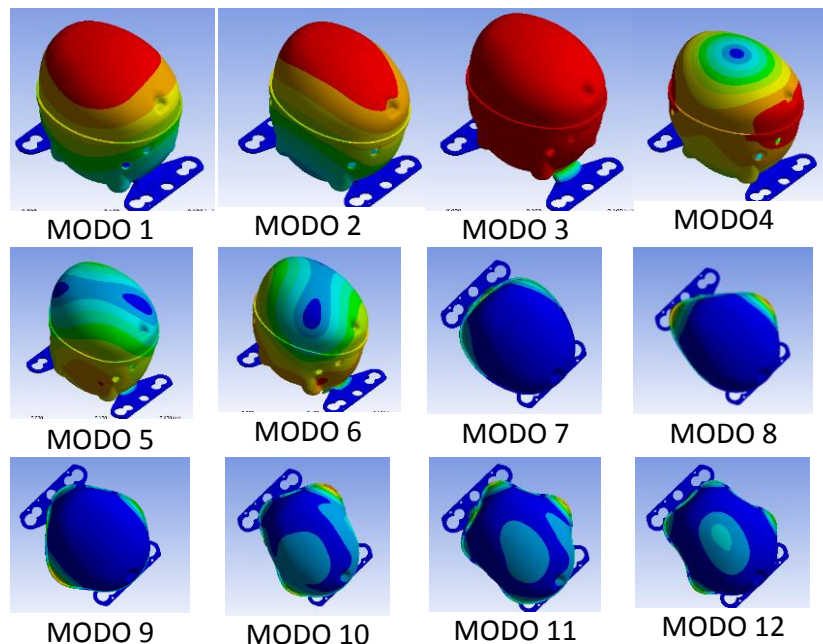


Fig. J-3 Figuras de los modos de vibración

APÉNDICE K Reporte simulación carcasa competencia modal acústico

1. Software ANSYS

Model	Filename
M00	Carcasa Panasonic
Tipo de Análisis	Modal Acústico



2. Malla / tipo de elemento & Material

Propiedades de Materiales

Structural Steel > Constants	
Density	7.85e-006 kg mm ⁻³
Coefficient of Thermal Expansion	1.2e-005 C ⁻¹
Specific Heat	4.34e+005 mJ kg ⁻¹ C ⁻¹
Thermal Conductivity	6.05e-002 W mm ⁻¹ C ⁻¹
Resistivity	1.7e-004 ohm mm

Object Name	Acoustic Body	Acoustic FSI Interface	Scale FSI Matrices for Modal
State	Fully Defined		
Scope			
Scoping Method	Geometry Selection		
Geometry	1 Body	1316 Faces	
Definition			
Temperature Dependency	No		
Frequency Dependency	No		
Mass Density	1.2041 [kg m ⁻³ m ⁻¹ m ⁻¹]		
Sound Speed	343.24 [m sec ⁻¹]		
Dynamic Viscosity	0 [Pa sec]		
Bulk Viscosity	0 [Pa sec]		
Thermal Conductivity	0 [W m ⁻¹ C ⁻¹]		
Specific Heat Cp	0 [J kg ⁻¹ C ⁻¹]		
Specific Heat Cv	0 [J kg ⁻¹ C ⁻¹]		
Reference Pressure	2E-05 [Pa]		
Reference Static Pressure	101325 [Pa]		
Acoustic-Structural Coupled Body Options	Uncoupled		
Active Matrices Scaling			Yes

Tabla. K-1 Propiedades del refrigerante R134a

Mallado

Entidad	Tamaño
Nodos	92452
Elementos	69410

Tabla. K-2 Cantidad de nodos y elementos usados en la simulación

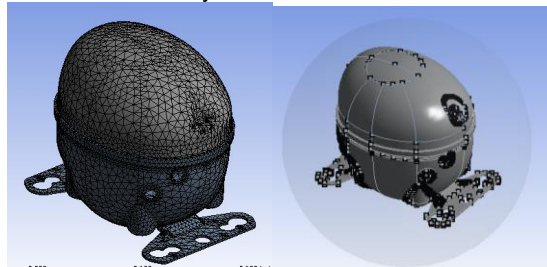


Fig.K- 1 Carcasa mallada

3. Condición de Restricción

Tipo de Contacto	Piezas
Fixed	Soporte 1- ground
Fixed	Soporte 2- ground
bonded	Carcasa inferior – carcasa superior
bonded	Carcasa inferior – soporte 1
bonded	Carcasa inferior – soporte 2

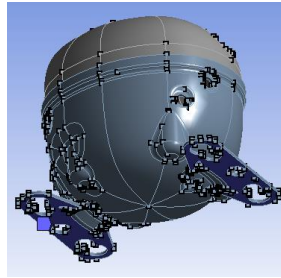


Fig.K- 2 Fijación de las caras de los soportes de la carcasa

4. Condición de cargas

En el modelo no se aplicó ninguna condición de carga, y solo se espera que aparezcan los valores de las frecuencias naturales del sistema. Solo se hizo el análisis para calcular los 12 modos y así para obtener más información de frecuencias.

5. Solución del modelo

Modo	Frecuencia (HZ)	Presión Acústica máxima (Pa)	NPS (dB)
1	0	2676.6	162.53
2	272.88	2.0708e-10	-99.69
3	320.79	3.3352e-10	-95.55
4	674.5	7290.6	171.23
5	689.36	5146.9	168.21
6	703.07	5564.6	168.88
7	732.33	6.6822e-9	-69.52
8	877.99	10667	174.54
9	937.89	2.8966e-8	-56.78
10	1100.7	6881	170.73
11	1109.7	7533.6	171.52
12	1124.1	8162.3	172.21

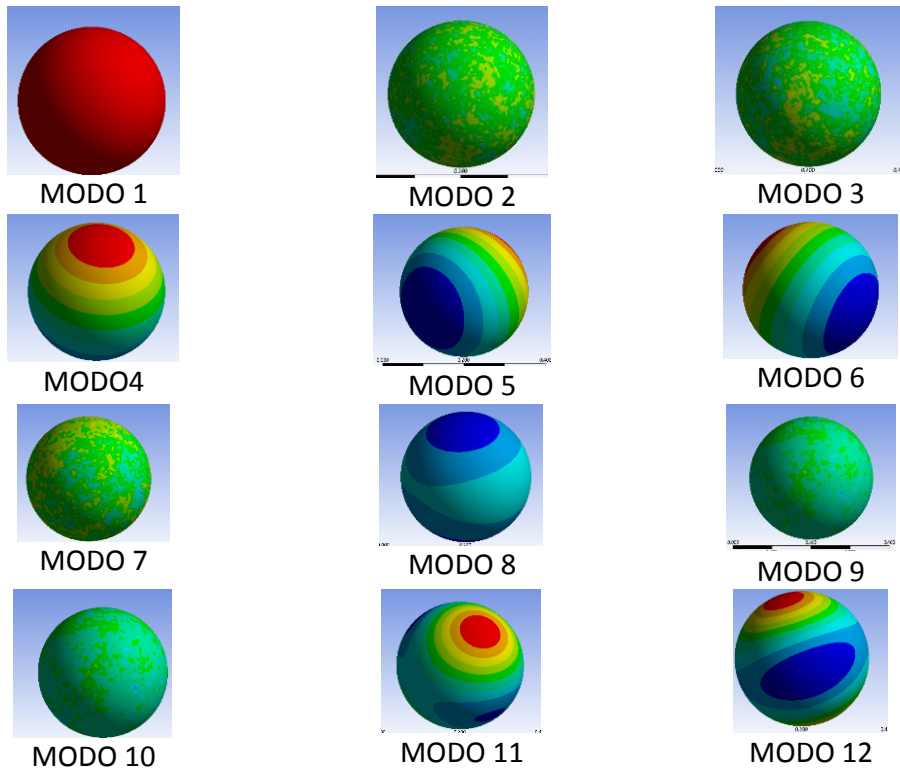


Fig. K-3 Figuras de los modos de vibración acústica

APÉNDICE L Reporte simulación placa de válvulas ASSYMK Modal

1. Software ANSYS

Model	Filename
M00	placa válvulas ASSYMK
Tipo de Análisis	Modal



2. Malla / tipo de elemento & Material

Propiedades de Materiales

Structural Steel > Constants	
Density	7.85e-006 kg mm ⁻³
Coefficient of Thermal Expansion	1.2e-005 C ⁻¹
Specific Heat	4.34e+005 mJ kg ⁻¹ C ⁻¹
Thermal Conductivity	6.05e-002 W mm ⁻¹ C ⁻¹
Resistivity	1.7e-004 ohm mm

Tabla. L-1 Propiedades del acero

Mallado

Entidad	Tamaño
Nodos	39623
Elementos	20119

Tabla. L-2 Cantidad de nodos y elementos usados en la simulación

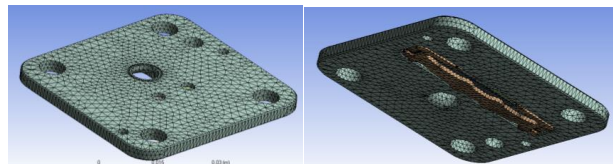


Fig.L- 1 placa de válvulas mallada

3. Condición de Restricción

Tipo de Contacto	Piezas
Fixed	Stopper discharge
Fixed	Valve plate mk
bonded	Valve plate mk- valve discharge 1
bonded	Valve plate mk- valve discharge 2
bonded	Valve discharge 1 – spring discharge
bonded	Stopper discharge – valve plate mk
bonded	Stopper discharge – valve discharge 2

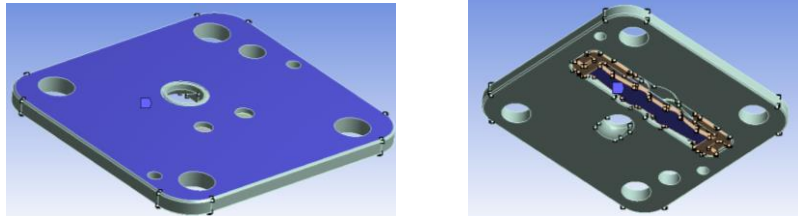


Fig.L- 2 Fijación de las caras de los soportes de la carcasa

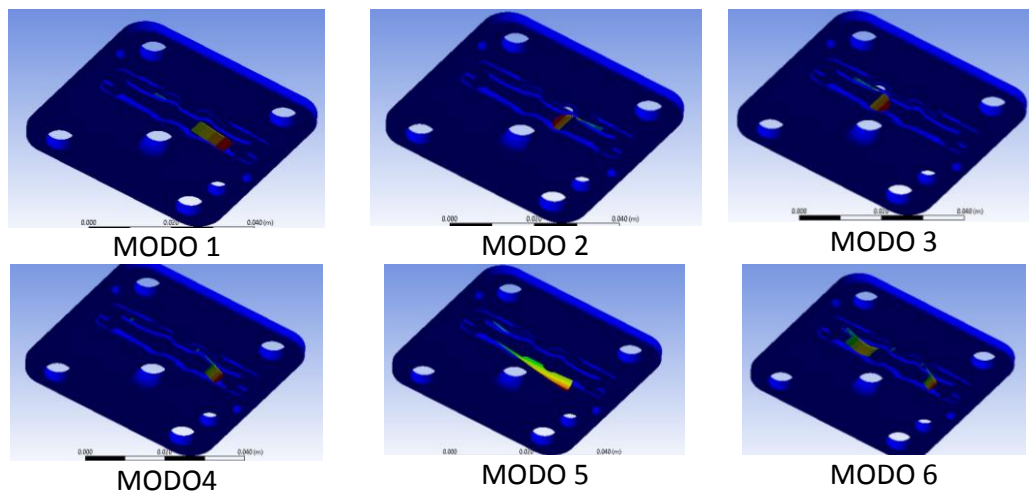
4. Condición de cargas

En el modelo no se aplicó ninguna condición de carga, y solo se espera que aparezcan los valores de las frecuencias naturales del sistema. Solo se hizo el análisis para calcular los 12 modos y así para obtener más información de frecuencias.

5. Solución del modelo

Modo	Frecuencia (HZ)	Deformación máxima (m)
1	126.16	164.18
2	345.18	202.79
3	380.33	207.26
4	790.17	165.95
5	1732	176.29
6	2228	170.78
7	2355.2	195.44
8	2512.3	308.85
9	2587.5	219.13
10	2637.6	303.56
11	2886	219.94
12	4381.2	173.21

Tabla.L-3 Tabla de frecuencias y deformaciones máximas obtenidas en la simulación



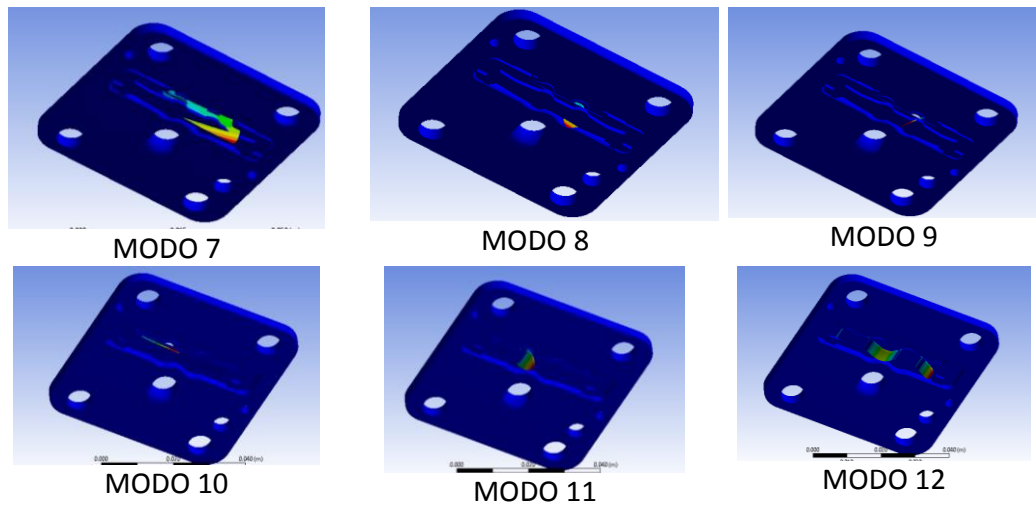


Fig.L- 3 Figuras de los modos de vibración

APÉNDICE M Reporte simulación placa de válvulas ASSYMK Modal Acústico

1. Software ANSYS

Model	Filename
M00	placa válvulas ASSYMK
Tipo de Análisis	Modal-Acústico



2. Malla / tipo de elemento & Material

Propiedades de Materiales

Density	7.85e-006 kg mm ⁻³
Coefficient of Thermal Expansion	1.2e-005 C ⁻¹
Specific Heat	4.34e+005 mJ kg ⁻¹ C ⁻¹
Thermal Conductivity	6.05e-002 W mm ⁻¹ C ⁻¹
Resistivity	1.7e-004 ohm mm

Object Name	Acoustic Body	Acoustic FSI Interface	Scale FSI Matrices for Modal
State	Fully Defined		
Scope			
Scoping Method	Geometry Selection		
Geometry	1 Body	1316 Faces	
Definition			
Temperature Dependency	No		
Frequency Dependency	No		
Mass Density	1.2041 [kg m ⁻³ m ⁻¹ m ⁻¹]		
Sound Speed	343.24 [m sec ⁻¹]		
Dynamic Viscosity	0 [Pa sec]		
Bulk Viscosity	0 [Pa sec]		
Thermal Conductivity	0 [W m ⁻¹ C ⁻¹]		
Specific Heat Cp	0 [J kg ⁻¹ C ⁻¹]		
Specific Heat Cv	0 [J kg ⁻¹ C ⁻¹]		
Reference Pressure	2E-05 [Pa]		
Reference Static Pressure	101325 [Pa]		
Acoustic-Structural Coupled Body Options	Uncoupled		
Active Matrices Scaling			Yes

Tabla. M-1 Propiedades del refrigerante R134a

Mallado

Entidad	Tamaño
Nodos	149696
Elementos	90482

Tabla. M-2 Cantidad de nodos y elementos usados en la simulación

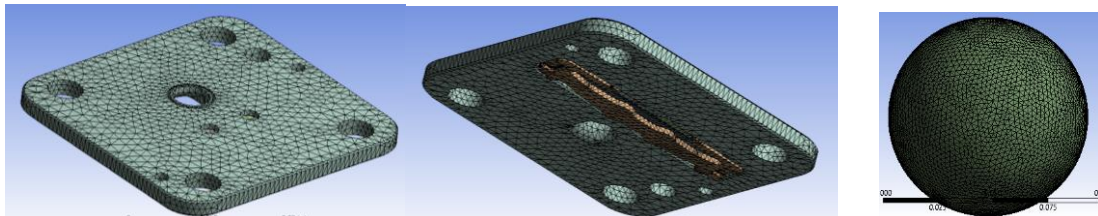


Fig. M-1 Placa de válvulas mallada

3. Condición de Restricción

Tipo de Contacto	Piezas
Fixed	Stopper discharge
Fixed	Valve plate mk
bonded	Valve plate mk- valve discharge 1
bonded	Valve plate mk- valve discharge 2
bonded	Valve discharge 1 – spring discharge
bonded	Stopper discharge – valve plate mk
bonded	Stopper discharge – valve discharge 2

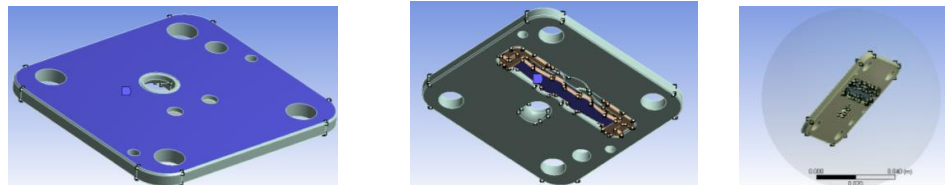


Fig. M-2 Fijación de las caras de los soportes de la carcasa

4. Condición de cargas

En el modelo no se aplicó ninguna condición de carga, y solo se espera que aparezcan los valores de las frecuencias naturales del sistema. Solo se hizo el análisis para calcular los 12 modos y así para obtener más información de frecuencias.

5. Solución del modelo

Modo	Frecuencia (HZ)	Presión Acústica máxima (Pa)	NPS (dB)
1	1.4877e-4	17494	178.84
2	149.01	1.666e-8	-61.59
3	1137.7	4.3892e-7	-33.17
4	2122.4	29104	183.26
5	2219.3	3.0797e-7	-36.25
6	2480.3	33777	184.55
7	2484	33852	184.57
8	3153.7	1.3407e-7	-43.47
9	3578.8	6.329e-7	-29.99
10	3817.3	37748	185.52
11	3840.8	38464	185.68
12	3972.3	41086	186.25

Tabla. M-3 Tabla de frecuencias y deformaciones máximas obtenidas en la simulación

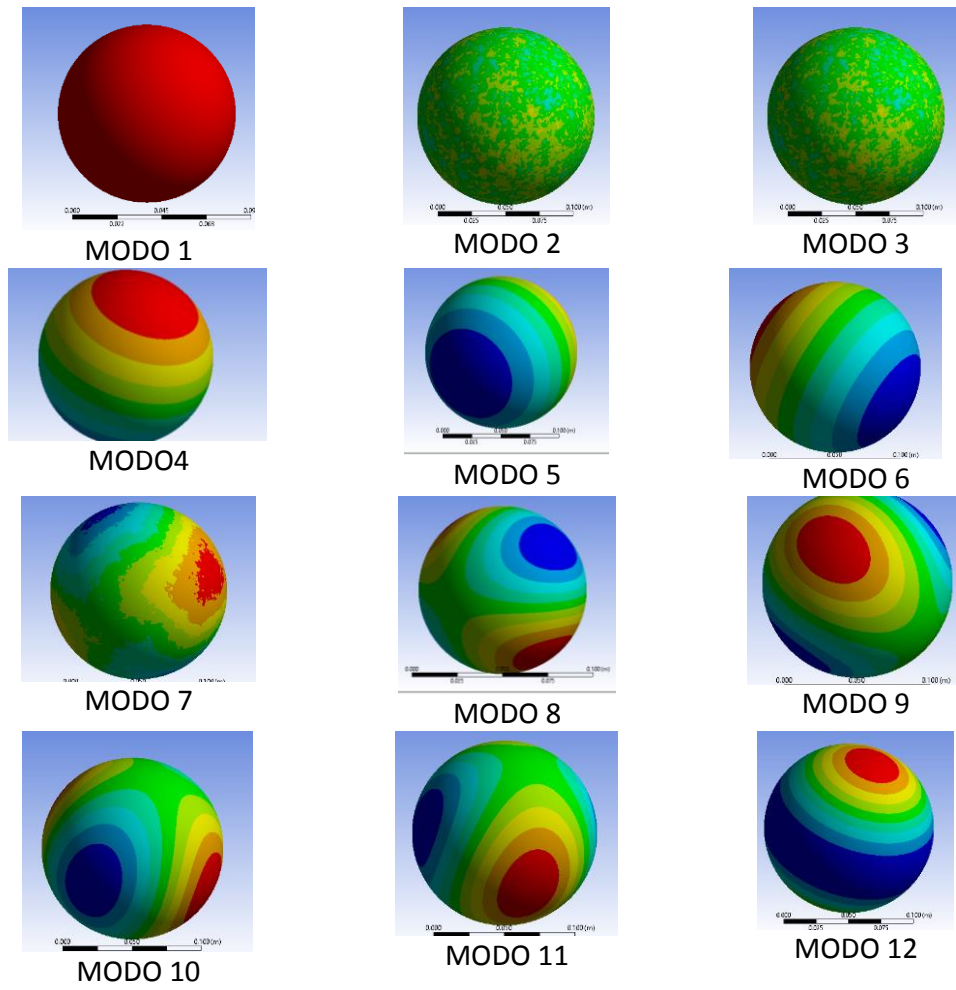


Fig. M-3 Figuras de los modos de vibración acústica

APÉNDICE N Reporte simulación placa de válvulas DK Modal

1. Software ANSYS

Model	Filename
M00	placa válvulas DK
Tipo de Análisis	Modal



2. Malla / tipo de elemento & Material

Propiedades de Materiales

Structural Steel > Constants	
Density	7.85e-006 kg mm ⁻³
Coefficient of Thermal Expansion	1.2e-005 C ⁻¹
Specific Heat	4.34e+005 mJ kg ⁻¹ C ⁻¹
Thermal Conductivity	6.05e-002 W mm ⁻¹ C ⁻¹
Resistivity	1.7e-004 ohm mm

Tabla. N-1 Propiedades del acero

Mallado

Entidad	Tamaño
Nodos	64832
Elementos	30406

Tabla.N-2 Cantidad de nodos y elementos usados en la simulación

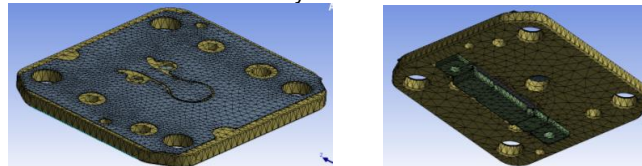


Fig. N-1 Placa de válvulas mallada

3. Condición de Restricción

Tipo de Contacto	Piezas
Fixed	Stopper discharge dkk
Fixed	Valve plate dkk
bonded	Stop discharge dkk1-separator dkk-1
bonded	Stop discharge dkk1- discharge valve dkk-2
bonded	Stop discharge dkk1-valve plate dkk-1
bonded	Stop discharge dkk1-spring valve dkk-1
bonded	Separator dkk-1- valve plate dkk-1
bonded	Separator dkk-1- spring valve dkk-1
bonded	Separator dkk-1- discharge valve dkk-1
bonded	discharge valve dkk-2- valve plate dkk-1
bonded	valve plate dkk-1- spring valve dkk-1
bonded	valve plate dkk-1- discharge valve dkk-1
bonded	valve plate dkk-1-suction valve-1

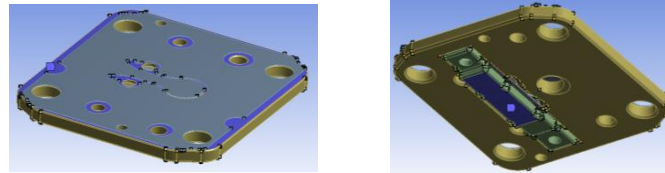


Fig. N-2 Fijación de las caras de los soportes de la carcasa

4. Condición de cargas

En el modelo no se aplicó ninguna condición de carga, y solo se espera que aparezcan los valores de las frecuencias naturales del sistema. Solo se hizo el análisis para calcular los 12 modos y así para obtener más información de frecuencias.

5. Solución del modelo

Modo	Frecuencia (HZ)	Deformación máxima (m)
1	161.62	123.64
2	256.87	151.47
3	1010.2	129.41
4	1159.8	163.69
5	1669.3	221.02
6	2289.3	155
7	2836.4	126.49
8	3003.7	172.69
9	5576.5	130.64
10	6145	147.88
11	6401.8	188.81
12	7178.2	176.67

Tabla. N-3 Tabla de frecuencias y deformaciones máximas obtenidas en la simulación

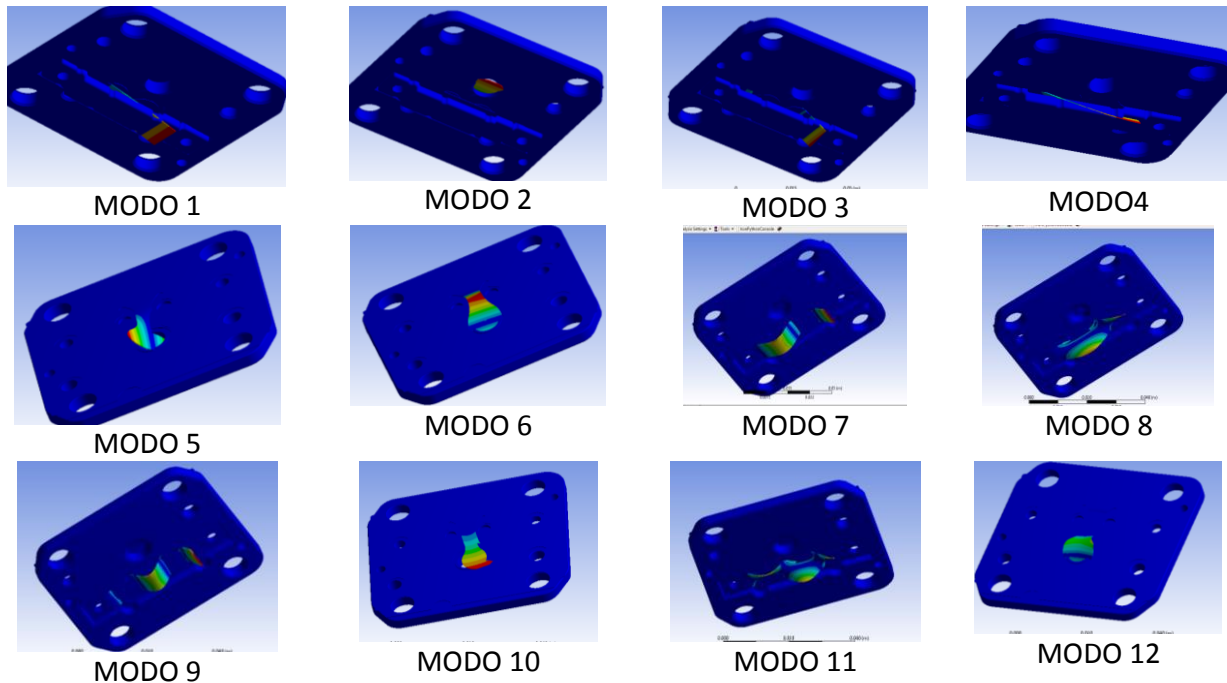


Fig. N-3 Figuras de los modos de vibración

APÉNDICE O Reporte simulación placa de válvulas DK Modal Acústico

1. Software ANSYS

Model	Filename
M00	placa válvulas DK
Tipo de Análisis	Modal-Acústico



2. Malla / tipo de elemento & Material

Propiedades de Materiales

Structural Steel > Constants	
Density	7.85e-006 kg mm ⁻³
Coefficient of Thermal Expansion	1.2e-005 C ⁻¹
Specific Heat	4.34e+005 mJ kg ⁻¹ C ⁻¹
Thermal Conductivity	6.05e-002 W mm ⁻¹ C ⁻¹
Resistivity	1.7e-004 ohm mm

Object Name	Acoustic Body	Acoustic FSI Interface	Scale FSI Matrices for Modal
State	Fully Defined		
Scope			
Scoping Method	Geometry Selection		
Geometry	1 Body	1316 Faces	
Definition			
Temperature Dependency	No		
Frequency Dependency	No		
Mass Density	1.2041 [kg m ⁻¹ m ⁻¹ m ⁻¹]		
Sound Speed	343.24 [m sec ⁻¹]		
Dynamic Viscosity	0 [Pa sec]		
Bulk Viscosity	0 [Pa sec]		
Thermal Conductivity	0 [W m ⁻¹ C ⁻¹]		
Specific Heat Cp	0 [J kg ⁻¹ C ⁻¹]		
Specific Heat Cv	0 [J kg ⁻¹ C ⁻¹]		
Reference Pressure	2E-05 [Pa]		
Reference Static Pressure	101325 [Pa]		
Acoustic-Structural Coupled Body Options	Uncoupled		
Active Matrices Scaling			Yes

Tabla. O-1 Propiedades del refrigerante R134a

Mallado

Entidad	Tamaño
Nodos	149696
Elementos	90482

Tabla.O-2 Cantidad de nodos y elementos usados en la simulación

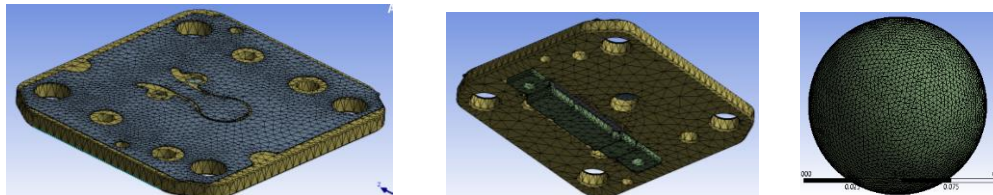


Fig. O-1 Placa de válvulas mallada

3. Condición de Restricción

Tipo de Contacto	Piezas
Fixed	Stopper discharge dkk
Fixed	Valve plate dkk
bonded	Stop discharge dkk1-separator dkk-1
bonded	Stop discharge dkk1- discharge valve dkk-2
bonded	Stop discharge dkk1-valve plate dkk-1
bonded	Stop discharge dkk1-spring valve dkk-1
bonded	Separator dkk-1- valve plate dkk-1
bonded	Separator dkk-1- spring valve dkk-1
bonded	Separator dkk-1- discharge valve dkk-1
bonded	discharge valve dkk-2- valve plate dkk-1
bonded	valve plate dkk-1- spring valve dkk-1
bonded	valve plate dkk-1- discharge valve dkk-1
bonded	valve plate dkk-1-suction valve-1

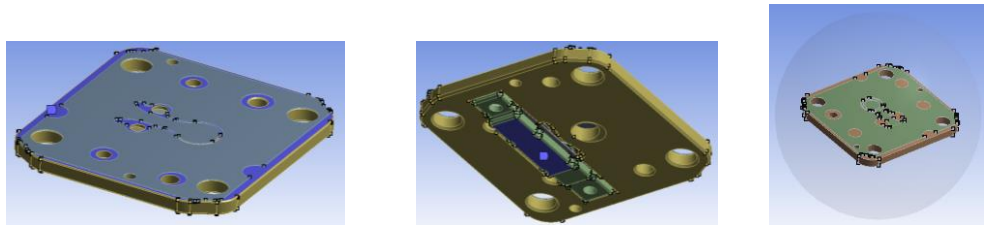


Fig.O- 2 Fijación de las caras de los soportes de la carcasa

4. Condición de cargas

En el modelo no se aplicó ninguna condición de carga, y solo se espera que aparezcan los valores de las frecuencias naturales del sistema. Solo se hizo el análisis para calcular los 12 modos y así para obtener más información de frecuencias.

5. Solución del modelo

Modo	Frecuencia (HZ)	Presión Acústica máxima (Pa)	NPS (dB)
1	1.5044e-4	17869	179.02
2	198.24	2.0502e-9	-79.78
3	539.54	4.6384e-8	-52.69
4	615.64	5.2269e-8	-51.66
5	1207.6	4.6309e-8	-52.71
6	1325.1	1.0654e-7	-45.47
7	2086	29081	183.25
8	2238.2	3.48e-8	-55.19
9	2504.7	34474	184.73
10	2510.1	34647	184.77
11	2745.9	1.8109e-7	-40.86
12	3527.7	3.5656e-5	5.02

Tabla. O-3 Tabla de frecuencias y presiones acústicas máximas obtenidas en la simulación

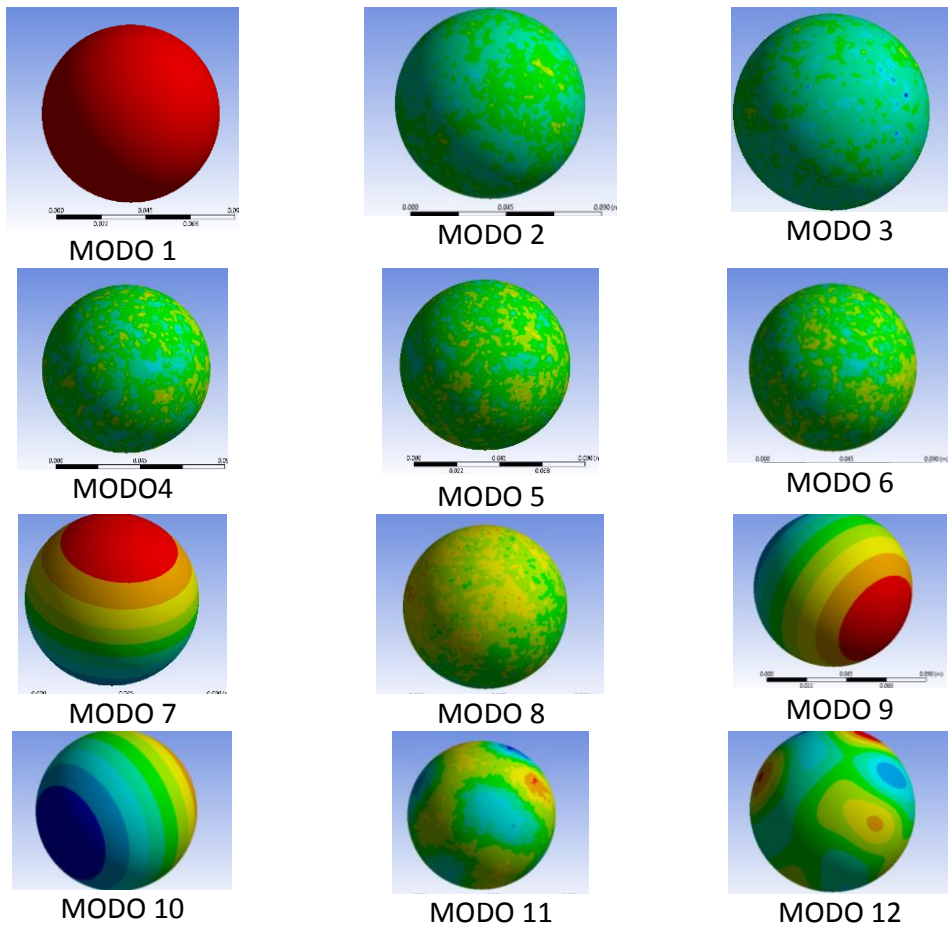


Fig. O-3 Figuras de los modos de vibración acústica

APÉNDICE P Reporte simulación placa de válvulas MASSY Modal

1. Software ANSYS

Model	Filename
M00	placa válvulas MASSY
Tipo de Análisis	Modal



2. Malla / tipo de elemento & Material

Propiedades de Materiales

Structural Steel > Constants	
Density	7.85e-006 kg mm ⁻³
Coefficient of Thermal Expansion	1.2e-005 C ⁻¹
Specific Heat	4.34e+005 mJ kg ⁻¹ C ⁻¹
Thermal Conductivity	6.05e-002 W mm ⁻¹ C ⁻¹
Resistivity	1.7e-004 ohm mm

Tabla. P-1 Propiedades del acero

Mallado

Entidad	Tamaño
Nodos	88415
Elementos	40543

Tabla.PF-2 Cantidad de nodos y elementos usados en la simulación

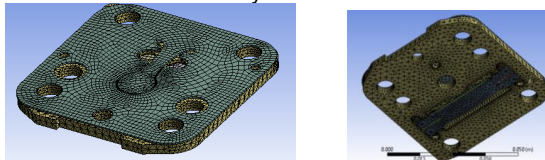


Fig.P- 1 placa de válvulas mallada

3. Condición de Restricción

Tipo de Contacto	Piezas
Fixed	35-neuerF_5_dnger-1
Fixed	Valve plate machined-1
bonded	Valve plate machined-1-spring discharge valve 2
bonded	Valve plate machined-1-35-neuerF_5_dnger-1
bonded	Valve plate machined-1- spring discharge valve 4
bonded	Valve plate machined-1- spring discharge valve 5
bonded	Discharge valve-2- spring discharge valve 5
bonded	Discharge valve-2- 35-neuerF_5_dnger-1
bonded	spring discharge valve 2 - spring discharge valve 4
bonded	35-neuerF_5_dnger-1 - spring discharge valve 4
bonded	35-neuerF_5_dnger-1 - spring discharge valve 5
bonded	Valve plate machined-1- Discharge valve-1
bonded	Valve plate machined-1- suction valve sanyo-1
bonded	Discharge valve-2 - Valve plate machined-1

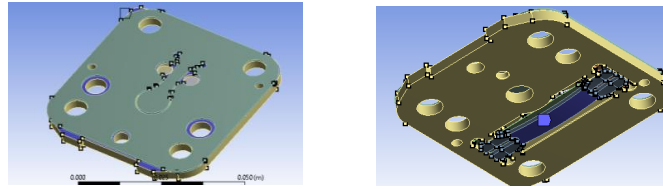


Fig. P-2 Fijación de las caras de los soportes de la carcasa

4. Condición de cargas

En el modelo no se aplicó ninguna condición de carga, y solo se espera que aparezcan los valores de las frecuencias naturales del sistema. Solo se hizo el análisis para calcular los 12 modos y así para obtener más información de frecuencias.

5. Solución del modelo

Modo	Frecuencia (HZ)	Deformación máxima (m)
1	141.27	123.33
2	722.71	200.6
3	725.8	
4	884.59	126.18
5	1149.7	157.18
6	2484	128.49
7	2688.5	249.91
8	2694.7	250.01
9	3553.9	158.01
10	3649.9	114.46
11	4882.8	133.07
12	4955.8	243.97

Tabla.P-3 Tabla de frecuencias y deformaciones máximas obtenidas en la simulación

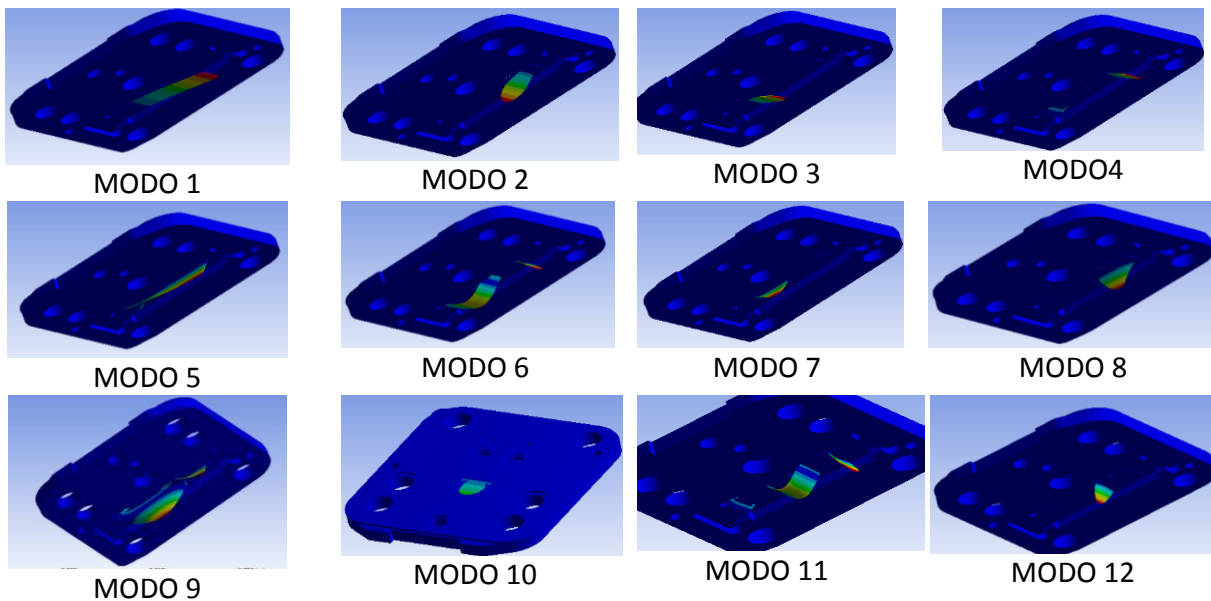


Fig. P-3 Figuras de los modos de vibración

APÉNDICE Q Reporte simulación placa de válvulas MASSY Modal Acústico

1. Software ANSYS

Model	Filename
M00	placa válvulas MASSY
Tipo de Análisis	Modal-Acústico



2. Malla / tipo de elemento & Material

Propiedades de Materiales

Structural Steel > Constants	
Density	7.85e-006 kg mm ⁻³
Coefficient of Thermal Expansion	1.2e-005 C ⁻¹
Specific Heat	4.34e+005 mJ kg ⁻¹ C ⁻¹
Thermal Conductivity	6.05e-002 W mm ⁻¹ C ⁻¹
Resistivity	1.7e-004 ohm mm

Object Name	Acoustic Body	Acoustic FSI Interface	Scale FSI Matrices for Modal
State	Fully Defined		
Scope			
Scoping Method	Geometry Selection		
Geometry	1 Body	1316 Faces	
Definition			
Temperature Dependency	No		
Frequency Dependency	No		
Mass Density	1.2041 [kg m ⁻³ m ⁻¹ m ⁻¹]		
Sound Speed	343.24 [m sec ⁻¹]		
Dynamic Viscosity	0 [Pa sec]		
Bulk Viscosity	0 [Pa sec]		
Thermal Conductivity	0 [W m ⁻¹ C ⁻¹]		
Specific Heat Cp	0 [J kg ⁻¹ C ⁻¹]		
Specific Heat Cv	0 [J kg ⁻¹ C ⁻¹]		
Reference Pressure	2E-05 [Pa]		
Reference Static Pressure	101325 [Pa]		
Acoustic-Structural Coupled Body Options	Uncoupled		
Active Matrices Scaling			Yes

Tabla. Q-1 Propiedades del refrigerante R134a

Mallado

Entidad	Tamaño
Nodos	149696
Elementos	90482

Tabla. Q-2 Cantidad de nodos y elementos usados en la simulación

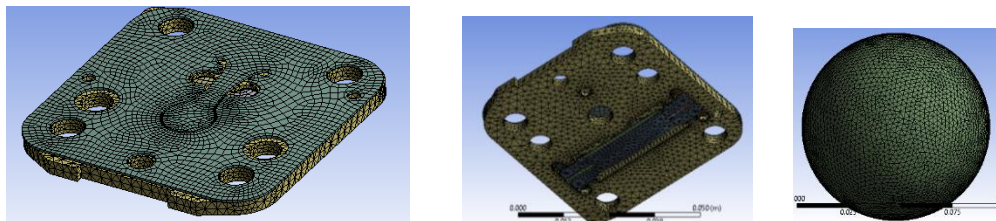


Fig. Q-1 Placa de válvulas mallada

3. Condición de Restricción

Tipo de Contacto	Piezas
Fixed	35-neuerF_5_dnger-1
Fixed	Valve plate machined-1
bonded	Valve plate machined-1-spring discharge valve 2
bonded	Valve plate machined-1-35-neuerF_5_dnger-1
bonded	Valve plate machined-1- spring discharge valve 4
bonded	Valve plate machined-1- spring discharge valve 5
bonded	Discharge valve-2- spring discharge valve 5
bonded	Discharge valve-2- 35-neuerF_5_dnger-1
bonded	spring discharge valve 2 - spring discharge valve 4
bonded	35-neuerF_5_dnger-1 - spring discharge valve 4
bonded	35-neuerF_5_dnger-1 - spring discharge valve 5
bonded	Valve plate machined-1- Discharge valve-1
bonded	Valve plate machined-1- suction valve sanyo-1
bonded	Discharge valve-2 - Valve plate machined-1

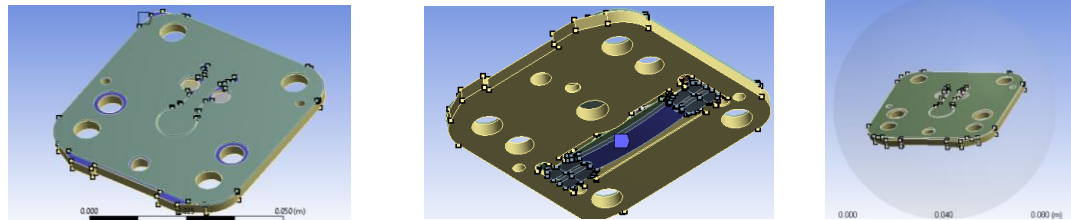


Fig.Q- 2 Fijación de las caras de los soportes de la carcasa

4. Condición de cargas

En el modelo no se aplicó ninguna condición de carga, y solo se espera que aparezcan los valores de las frecuencias naturales del sistema. Solo se hizo el análisis para calcular los 12 modos y así para obtener más información de frecuencias.

5. Solución del modelo

Modo	Frecuencia (HZ)	Presión Acústica máxima (Pa)	NPS (dB)
1	2.8569e-4	0	-
2	1530.8	1.429e-7	-42.92
3	2062.9	28031	182.93
4	2431.3	32789	184.29
5	2432.2	32864	184.31
6	3339.1	7.0231e-7	-29.09
7	3748.6	37119	185.37
8	3765.8	36890	185.32
9	3890.9	39425	185.89
10	3919.1	40173	186.06
11	3936.5	24513	181.77
12	4330.1	1.6478e-6	-21.68

Tabla. Q-3 Tabla de frecuencias y presiones acústicas máximas obtenidas en la simulación

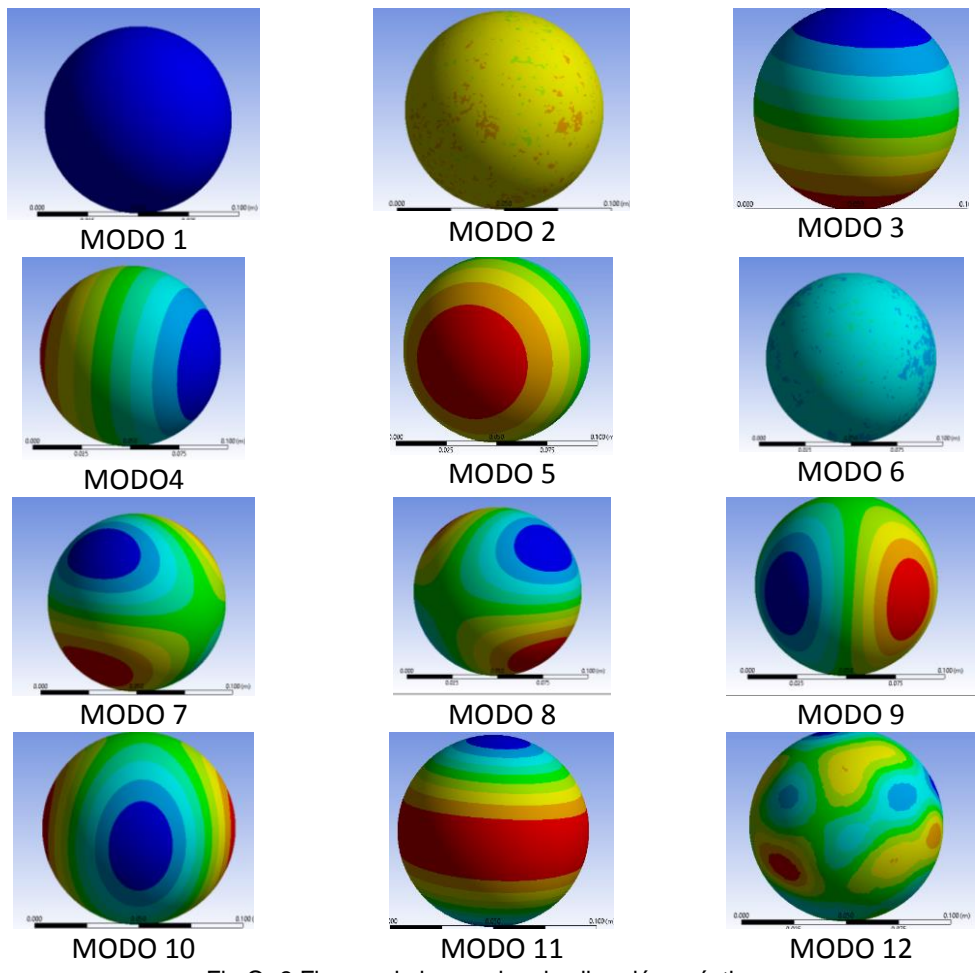


Fig.Q- 3 Figuras de los modos de vibración acústica

APÉNDICE R La transformada rápida de Fourier (FFT)

Una de las herramientas más poderosas en el análisis de señales es el análisis por Fourier, estando sustentadas por las siguientes relaciones:

$$Y(k) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} y(n) * e^{-j\frac{2\pi kn}{N}} \quad (1.1)$$

$$y(n) = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} Y(k) * e^{j\frac{2\pi kn}{N}} \quad (1.2)$$

Siendo N el número de muestras discretas de un segmento de la señal de vibración acústica. En lo sucesivo, a este conjunto de N muestras discretas se le denomina segmento.

En el caso particular de las vibraciones como señales a procesar, $y(n)$ es real y $Y(k)$ es compleja. Las ecuaciones (1.1) y (1.2) se conocen con el nombre de la Transformada discreta de Fourier (DFT) [14].

FFT es la abreviación usual (del inglés Fast Fourier Transform) de un algoritmo eficiente que permite calcular la Transformada Discreta de Fourier (DFT) y su inversa. Así entonces, se considera nuevamente la secuencia de N números complejos $X = x_0, x_1, \dots, x_{N-1}$, la cual debe transformarse en la secuencia de N números complejos $F = f_0, f_1, \dots, f_{N-1}$ según la fórmula en la ecuación (1.1).

La evaluación directa de esa fórmula requiere $O = (N^2)$ operaciones aritméticas.

Mediante un algoritmo FFT se puede obtener el mismo resultado con sólo $O = (N \log N)$ operaciones. En general, dichos algoritmos funcionan para una N , potencia de 2. Aunque también existen versiones menos rápidas para cualquier N par.

La idea que permite esta optimización es la descomposición de la transformada a tratar en otras transformadas más simples y éstas a su vez en otras más simples hasta llegar a transformadas de 2 elementos ($N = 2$). Una vez resueltas las transformadas más simples hay que agruparlas en otras de nivel superior que deben resolverse de nuevo y así sucesivamente hasta llegar al nivel más alto. Al final de este proceso, los resultados obtenidos deben reordenarse.

Dado que la Transformada Discreta Inversa de Fourier es análoga a la Transformada Discreta de Fourier, con distinto signo en el exponente y un factor $(1/N)$, cualquier algoritmo FFT puede ser fácilmente adaptado para el cálculo de la transformada inversa.