



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
ING. MECÁNICA – DISEÑO MECÁNICO

MODELADO DE RUIDO EN ELECTRODOMÉSTICOS.

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

PRESENTA:
ROBERTO ZARATE ESPINOSA

TUTOR
DR. MARCELO LÓPEZ PARRA (FI)
COMITÉ TUTOR
DR. FRANCISCO CUENCA JIMENEZ (FI)
DR. RICARDO YAÑEZ VALDEZ (FI)
DR. ALEJANDRO CUAUHTÉMOC RAMÍREZ REIVICH (FI)
DR. JESÚS MANUEL DORADOR GONZÁLEZ (FI)
DR. MARTÍN ORTEGA BREÑA (MABE TYP, QUERÉTARO)

CIUDAD DE MÉXICO, AGOSTO, 2020



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Alejandro Cuauhtémoc Ramírez Reivich

Secretario: Dr. Jesús Manuel Dorador González

1 er. Vocal: Dr. Marcelo López Parra

2 do. Vocal: Dr. Francisco Cuenca Jiménez

3 er. Vocal: Dr. Ricardo Yáñez Valdez

Lugar o lugares donde se realizó la tesis:

Posgrado de Ingeniería, Ciudad Universitaria, México CDMX

TUTOR DE TESIS:

Dr. Marcelo López Parra

FIRMA

(Segunda hoja)

Lista de símbolos y acrónimos

Símbolos

Π_i	Potencia en el subsistema i
Π_{ij}	Potencia transmitida del subsistema i al j
$\langle E_i \rangle$	Energía promedio en el subsistema i
η_{ij}	Factor de pérdida por acoplamiento del subsistema i al j
ω	Frecuencia angular
n_i	Densidad modal del subsistema i
η_i	Factor de pérdida interna
$\overline{\delta f_i}$	Espaciamiento de frecuencia promedio entre la resonancia modal
$\tau_{ij,\infty}$	Coefficiente de transmisión de un sistema finito
f	Frecuencia de excitación
k_i	Número de ondas
L_j	Longitud de unión entre subsistemas
A_j	Área de unión entre subsistemas
θ, ϕ	Ángulo de incidencia de ondas
L_{pi}	Nivel de presión sonora
N	Número de puntos.
$\langle P_{RMS}^2 \rangle$	Valor cuadrado medio de la presión acústica medida
$\langle v_{RMS}^2 \rangle$	Valor cuadrado medio espacial de la velocidad medida
ρ_0	Densidad del aire
c_0	Velocidad del sonido en el aire
v_{Sf}	Velocidad libre de la fuente
Y_S	Movilidad de la fuente compleja
Y_R	Movilidad del receptor
Y_{ij}	Movilidad de transferencia entre el contacto
M_S	Masa total de la fuente

B_R	Módulo de la rigidez a flexión
ρ_s	Densidad superficial
E	Módulo de elasticidad del material
ρ	Densidad del material
μ	Módulo de Poisson
V_{cav}	Volumen de la cavidad
S_c	Área de unión entre cavidades

Acrónimos

SPL	Nivel de Presión Acústica
SEA	Análisis Estadístico de Energía.
CFD	Dinámica de Fluidos Computacional
FEM	Método de Elemento Finito.
BEM	Método de Elemento Frontera.
CLF	Factor de Pérdida por Acoplamiento.
DFM	Doble Formulación Modal
PIM	Método de Inyección de Potencia.
RPM	Método de Placa Receptora.
RMS	Valor Eficaz.
NAH	Fuente holografía Acústica de Campo Cercano.
IBEM	Método de Elemento Frontera Inverso.
DSM	Método de fuente artificial.
ESM	Métodos de Fuente Equivalente.
LSM	Minimización de Mínimos-Cuadrados
FFE	Ecuaciones de Campo-Completo,
ESEA	Análisis Estadístico de Energía Experimental
FRF	Función de Respuesta a la Frecuencia
SRI	Índice de Reducción de sonido

HPBM Método de ancho de banda de potencia media

NRC Coeficiente de reducción de ruido

STC Coeficientes de transmisión de sonido

STL Pérdida de transmisión de sonido

ATPA Análisis avanzado de la ruta de transferencia

Resumen / Abstract	1
Introducción	2
Objetivos	5
Hipótesis	5
Antecedentes	5
Planteamiento del problema	8
Contribuciones	8
1. Análisis Estadístico de Energía (SEA)	10
1.1 Introducción.	10
1.2 Fundamentos del SEA.	11
1.3 Factores de pérdida por acoplamiento (CLF).	13
2. Métodos de caracterización de fuentes	17
2.1 Resumen de métodos de caracterización de fuentes.	17
2.2 Caracterización de las fuentes acústicas: potencia acústica.	24
2.2.1 Descripción de mediciones experimentales acústicas.	26
2.2.2 Evaluación de SPL y potencia acústica.	27
2.3 Caracterización de las fuentes acústicas: a través de la estructura.	27
2.3.1 Descripción de mediciones experimentales a través de la estructura.	28
2.3.2 Estimación de potencia a través de la estructura.	29
2.3.2.1 Método de movilidad y método RPM.	30
2.3.2.2 Método basado en modelado SEA.	33
2.4 Caracterización de las fuentes: movilidad en diferentes posiciones del punto de contacto.	35
2.5 Comparación del método movilidad con el método basado en el SEA.	36
2.5.1 Efecto del material aislante en los puntos de contacto.	38
2.5.2 Efecto del amortiguamiento en el método SEA.	40
2.5.3 Discusión.	41
3. Caso de estudio 1 (Modelo SEA Refrigerador)	43
3.1 Métodos: Descripción del modelo SEA.	44
3.1.1 Definición de subsistemas.	45
3.1.2 Conexiones entre subsistemas.	46
3.2 Estimación de CLF para material multicapa.	51
3.2.1 Cálculo de CLF para cualquier tipo de unión.	51

3.2.1.1	Cálculos de energía.	53
3.2.2	CLF para la transmisión de vibración a flexión en uniones estructurales (En forma de L, T y X).	54
3.2.2.1	Modelo teórico para cálculo de CLF estructurales.	54
3.2.2.2	Medición experimental de CLF en forma de L.	57
3.2.2.2.1	Descripción de mediciones experimentales: CLF en forma de L.	58
3.2.2.2.2	Velocidad en las placas.	58
3.2.2.2.3	Medición de densidad modal y amortiguamiento.	60
3.2.2.3	Resultados y evaluación de los CLFs estructurales.	63
3.2.3	CLF para la transmisión acústico-estructural.	64
3.2.3.1	Modelo teórico para cálculo de CLF acústico-estructural.	64
3.2.3.2	Medición experimental de CLF acústico-estructural.	66
3.2.3.2.1	Descripción de mediciones experimentales: CLF acústico-estructural.	67
3.2.3.2.2	Presión acústica en la cavidad y velocidad en la placa.	68
3.2.3.2.2.1	Diseño y construcción caja (cámara de insonorización).	69
3.2.3.2.2.2	Evaluación de presión acústica y velocidad.	70
3.2.3.2.3	Medición de densidad modal, amortiguamiento y movilidad.	72
3.2.3.2.4	Propiedades acústicas de placas multicapa.	75
3.2.3.3	Resultados y evaluación de los CLF acústico-estructurales.	78
3.3	Caracterización de placas multicapa.	79
3.4	Descripción de las mediciones para obtener datos para el modelo.	82
3.4.1	Caracterización de las fuentes aisladas: SPL y potencia acústica.	82
3.4.2	Caracterización de las fuentes aisladas: A través de la estructura.	83
3.4.3	Caracterización de las fuentes aisladas: movilidad en diferentes puntos de contacto.	85
3.4.4	Estimación de potencia estructural.	87
3.5	Resultados.	88
3.5.1	Parámetros del modelo SEA.	88
3.5.2	Descripción de las mediciones del laboratorio.	89
3.5.2.1	Evaluación del ruido generado por el refrigerador dentro de un campo reverberante.	89
3.5.2.2	Análisis de las zonas de radiación de las frecuencias principales por intensidad acústica.	92
3.5.3	Comparación del modelo SEA con las mediciones experimentales.	94
3.5.3.1	Verificación de hipótesis del modelo SEA.	96
3.5.4	Simulación de la respuesta vibroacústica del refrigerador por medio del modelo SEA.	97
3.5.4.1	Caminos de transmisión dominantes.	97
3.5.4.2	Sensibilidad del ruido global a los caminos de transmisión de sonido directos (Apertura y Arreglo de agujeros).	98
3.5.4.3	Sensibilidad del ruido global a las arandelas de goma.	100
3.5.4.4	Influencia de los caminos principales en la respuesta vibroacústica. ...	101

4. Caso de estudio 2 (Modelo SEA Campana de cocina)	103
4.1 Métodos: Descripción del modelo SEA.	104
4.1.1 Definición de subsistemas.	104
4.1.2 Conexiones entre subsistemas.	106
4.2 Descripción de las mediciones para obtener datos para el modelo.	110
4.2.1 Caracterización de las fuentes aisladas: SPL y potencia acústica.	110
4.2.2 Caracterización de las fuentes aisladas: A través de la estructura.	111
4.2.3 Caracterización de las fuentes aisladas: movilidad en diferentes puntos de contacto.	112
4.2.4 Estimación de potencia estructural.	113
4.3 Resultados.	114
4.3.1 Evaluación del ruido generado por una campana de cocina dentro de un campo reverberante.	114
4.3.2 Comparación del modelo SEA con las mediciones experimentales.	117
4.3.3 Explotación del modelo SEA.	119
4.3.3.1 Caminos de transmisión dominantes.	119
4.3.3.2 Sensibilidad del ruido global a los caminos de trasmisión de sonido directos (Apertura de salida y apertura de entrada).	120
4.3.3.3 Influencia de los caminos principales en la respuesta vibroacústica. ...	121
5. Propuestas de mejora	122
5.1 Análisis de resultados del caso de estudio 1.	122
5.1.1 Propuestas de mejora para la reducción de ruido usando modelo SEA.	123
5.1.2 Validación experimental de propuestas de mejora.	124
5.1.2.1 Influencia del arreglo de agujeros al ruido global del refrigerador.	125
5.2 Análisis de resultados del caso de estudio 2.	127
5.2.1 Propuestas de mejora para la reducción de ruido usando modelo SEA.	128
Conclusiones	130
Referencias	133
Anexos	144
A. Evaluación de la potencia transmitida a una placa usando el método de movilidad.	144
B. Evaluación de la potencia transmitida de una fuente a una placa usando el método basado en el modelado SEA.	147
C. Planos de caja (Cámara de insonorización).	153
D. Planos de accesorios para medición de ruido en campana.	154

Resumen / Abstract

Resumen

El trabajo reportado en esta tesis se enfoca en el desarrollo de dos modelos del Análisis Estadístico de Energía, para un refrigerador (tipo de congelador inferior) y una campana de cocina (tipo debajo del gabinete), que son usados para calcular el Nivel de Presión de Acústica generado en una habitación reverberante, respectivamente. Este es un indicador confiable del desempeño vibroacústico del refrigerador y la campana de cocina, y en algunos países es una prueba de pre-comercialización.

Las principales contribuciones del modelo de refrigerador son, la cuantificación de la potencia inyectada por las fuentes (compresor, ventilador condensador y ventilador evaporador) mediante experimentos de laboratorio, la caracterización de los factores de pérdida interna y de acoplamiento de la estructura del refrigerador (multicapa: HIPS, espuma de poliuretano y acero), y el modelado de componentes importantes como cavidades internas o rejillas de ventilación.

Los resultados de la simulación se comparan con éxito con las mediciones de laboratorio. Los modelos SEA se utilizan para comprender el comportamiento vibroacústico del refrigerador y la campanas de cocina para establecer los caminos de transmisión más críticos y los mecanismos de radiación.

Partes de este trabajo se han publicado en: "Statistical energy analysis model for sound pressure level prediction on refrigerators" en la revista Acoustics Australia, "Estimation of coupling loss factors employed in the statistical energy analysis of kitchen appliances" y "Design of quieter kitchen appliances: Sound pressure level modeling and validation of a household refrigerator using statistical energy analysis" en la memoria del congreso Acoustics 30 publicado por Acoustical Society of America.

Abstract

The work reported in this thesis focuses on the development of two Statistical Energy Analysis (SEA) models for a refrigerator (bottom freezer type) and a kitchen range hood (under cabinet type), that are used to calculate the Sound Pressure Level (SPL) generated on a reverberant room, respectively. This is a reliable indicator of the vibroacoustic performance of the refrigerator and the kitchen range hood, and in some countries it is used as a pre-commercialization test.

The main contributions of the refrigerator model are, the quantification of the power injected by the sources (compressor, condenser fan and evaporator fan) by means of laboratory experiments, the characterization of internal and coupling loss factors of the refrigerator structure (multilayer: HIPS, polyurethane foam and steel), and the modeling of important components such as internal cavities or ventilation gratings.

The simulation results are successfully compared with laboratory measurements. The SEA models are then used to understand the vibroacoustic behavior of the refrigerator and the kitchen range hood and to establish the most critical transmission paths and radiation mechanisms.

Parts of this work have been published in: "Statistical energy analysis model for sound pressure level prediction on refrigerators" in journal Acoustics Australia, "Estimation of coupling loss factors employed in the statistical energy analysis of kitchen appliances" and "Design of quieter kitchen appliances: Sound pressure level modeling and validation of a household refrigerator using statistical energy analysis" in proceedings of Meetings on Acoustics 30 published by the Acoustical Society of America

Publications:

R. Zarate, E. Matus, M. Lopez and, L. Ballesteros, "Design of quieter kitchen appliances: Sound pressure level modeling and validation of a household refrigerator using statistical energy analysis." Proceedings of Meetings on Acoustics 173EAA. Vol. 30. No. 1. Acoustical Society of America, 2017; <https://doi.org/10.1121/2.0000632>

R. Zarate, M. Lopez, and M. Ortega, "Estimation of coupling loss factors employed in the statistical energy analysis of kitchen appliances." Proceedings of Meetings on Acoustics 173EAA. Vol. 30. No. 1. Acoustical Society of America, 2017; <https://doi.org/10.1121/2.0000631>

R. Zarate, J. Poblet-Puig, M. Ortega and M. López-Parra, "Statistical Energy Analysis Model for Sound Pressure Level Prediction on Refrigerators." Acoustics Australia, 1-18, 2020; DOI: 10.1007/s40857-020-00188-0

Introducción

La cantidad de ruido generado por un electrodoméstico en una cocina es un factor que cada vez es más tomado en cuenta por los consumidores. Un sonido molesto puede ser asociado con una baja calidad, mientras que un sonido agradable puede relacionarse con una alta calidad de un producto, resultando en la satisfacción del consumidor. La generación de ruido no solo determina el éxito de venta de un producto, también puede evitar que el dispositivo entre a la venta si no cumple con los estándares de ruido. Los estándares para las emisiones de ruido máximas permitidas en los electrodomésticos se están volviendo cada vez más estrictos con el paso del tiempo. Estos tienden a limitar el nivel de presión acústica (SPL) global emitida por el dispositivo en un rango de frecuencias de 100 a 10,000 Hz. Un ejemplo es la Unión Europea (EU), que ha incluido la declaración obligatoria del nivel de potencia sonora de electrodomésticos [1, 2], donde un máximo de 40 dB está especificado para obtener la etiqueta ecológica para electrodomésticos de enfriamiento bajo la norma EN-60704:2014 [3]. En otros países donde hay una falta de regulaciones formales para los niveles de ruido en electrodomésticos, los requisitos del mercado son dictados por la competencia entre diferentes fabricantes. Para el mercado en Estados Unidos (US) es muy común que los fabricantes realicen la medición de ruido de referencia en algunos electrodomésticos de la competencia que aún no están regulados, para establecer un objetivo de estar por debajo de la media o ser el mejor producto de su clase, lo que permite afirmaciones de marketing relacionados con el bajo nivel de ruido. Por otro lado, Estados Unidos ha comenzado a regularizar algunos de los electrodomésticos en la reciente década, como las campanas de cocina [4], estableciendo una emisión de ruido máxima de 3 sonos con un flujo de 100 pies cúbicos por minuto (CFM) en baja velocidad, y en alta velocidad

una emisión de ruido máxima de 5.5 sones con un flujo de 200 CFM y evaluadas bajo la norma HVI-915 [5].

Actualmente las mediciones de ruido realizadas en estos productos llegan a superar los límites de nivel de ruido permitidos, con un ruido global de 45 dB (A) en los refrigeradores tipo congelador inferior (bottom-freezer) de 510 litros y una emisión de 3.25 sones en campanas de cocina a baja velocidad.

En la industria una práctica muy común es realizar la reducción de ruido es en la etapa final de diseño, cuando el producto está ensamblado. Usando métodos experimentales para la evaluación del SPL generado por el producto completo dentro de cámaras especializadas y después obtener las frecuencias principales del sistema que pueden ser asociadas a las frecuencias de trabajo de las fuentes y los caminos transmisores. Finalmente, conociendo las frecuencias principales de ruido, una técnica de prueba y error es utilizada para proponer varias soluciones sobre la reducción de ruido, como son cambiar la frecuencia de operación de la fuente, agregar material absorbente de ruido, o la modificación de ensambles mecánicos. El método antes mencionado presenta una gran desventaja para todas las soluciones, debido a que las modificaciones de ensamble mecánicos y el agregar material de absorción de ruido resultan en un alto costo, prototipos y modificación de herramientas finales. Es necesario usar modelos numéricos en etapas tempranas de diseño para predecir la radiación de sonido al entorno. Aunque las predicciones son un aproximado del ruido generado, proveen información del comportamiento vibro-acústico del producto y varias soluciones viables pueden ser aplicadas rápidamente, reduciendo el tiempo y costo. Algunas técnicas de modelado numérico de radiación de ruido y vibración pueden ser realizadas por medio de la combinación de simulación y mediciones experimentales, obteniendo una manera eficiente de modelar el comportamiento vibro-acústico de un producto para generar soluciones óptimas para la reducción de ruido. Estas técnicas pueden incluir datos de entrada de mediciones sin mayores dificultades, como son excitaciones de fuentes complejas, rigidez, coeficiente de absorción de sonido y valores de amortiguamiento.

Esta investigación surge a partir de la necesidad de mejorar la calidad de sonido y reducir las emisiones de ruido para cumplir con los estándares internacionales en refrigeradores y campanas de cocina. Estas regulaciones se han vuelto más estrictas en los últimos años, haciendo que los diseños actuales de estos electrodomésticos no cumplan con las emisiones de ruido máximas permitidas para la venta en el mercado extranjero.

Para este fin, se desarrollan modelos numéricos para calcular el SPL generado por el refrigerador y la campana en una cámara donde se realizan las pruebas regulatorias en un rango de 100 a 10,000 Hz. Así mismo se calcula la distribución de energía, los principales caminos de transmisión de sonido y recomendaciones para lograr un diseño vibro-acústico óptimo con bajas emisiones de ruido en corto tiempo para cada caso de estudio. Los modelos propuestos deben de ser rápidos de modificar y con un tiempo computacional bajo, ya que el diseño acústico de los electrodomésticos es un proceso iterativo.

La modelación de la estructura del refrigerador (caso de estudio 1) presenta también otro reto, debido a que está compuesta de placas de material multicapa (HIPS, espuma de poliuretano y acero) y en la literatura no se han reportados modelos para la obtención de los factores de pérdida por acoplamiento de la transmisión de vibración a flexión en uniones

estructurales y para la transmisión acústico-estructural de estos elementos multicapa. Estos factores de acoplamiento son necesarios para desarrollar un modelo numérico (usando el análisis estadístico de energía). Por lo que se desarrollará una metodología para la obtención de estos factores de pérdida y se validará por medio de técnicas experimentales.

En el primer capítulo se presenta el trasfondo teórico para el modelado de sistemas vibroacústicos usando el análisis estadístico de energía y se describe cómo ha evolucionado esta técnica con el paso del tiempo, hasta ser combinada con métodos numéricos, aumentando su aplicabilidad para modelar diferentes rangos de frecuencia. También se presentan diferentes técnicas para modelar y medir los factores de pérdida por acoplamiento.

En el segundo capítulo se presenta una descripción de los métodos empleados para caracterizar las fuentes de ruido y vibración de los electrodomésticos. Los datos obtenidos de las mediciones experimentales serán usados como entradas de excitación a los modelos numéricos desarrollados en el tercer y cuarto capítulo. Se caracteriza experimentalmente: la potencia acústica (potencia sonora transmitida por el aire) y la potencia mecánica (potencia sonora transmitida por la estructura) de cada fuente. También se presenta un método alternativo basado en la técnica análisis estadístico de energía para el cálculo de la potencia mecánica transmitida de una fuente a un subsistema receptor y es comparado con un método estandarizado.

En el tercer capítulo se desarrolla un modelo del análisis estadístico de energía de un refrigerador tipo congelador inferior, usado para calcular el nivel de presión acústica generado por el refrigerador en una cavidad reverberante en un rango de 100 a 10000 Hz. Al mismo tiempo es presentada una metodología para la obtención de los factores de pérdida por acoplamiento (para uniones estructurales y acústico-estructurales) de las placas multicapa que componen la estructura del refrigerador y es validada usando diferentes técnicas experimentales. También son caracterizados los factores de pérdida de energía de las placas multicapa (amortiguamiento y absorción acústica) y las fuentes de ruido y vibración usando el método descrito en el capítulo dos para definir las entradas de potencia al modelo numérico. Para validar el modelo, se realizan mediciones del nivel de presión sonora generada por un refrigerador en una cámara reverberante. Además se llevó a cabo un análisis de las zonas de radiación de ruido en las caras de refrigerador por medio de mediciones de intensidad acústica.

Una vez validado el modelo con datos experimentales, se realiza una exploración del modelo, obteniendo los principales caminos de flujo de energía del refrigerador a la cámara y se investigó la sensibilidad de estos al ruido global del refrigerador.

En el cuarto capítulo se desarrolla un modelo del análisis estadístico de energía de una campana de cocina tipo debajo de gabinete, usado para calcular el nivel de presión acústica generado por la campana en una cavidad reverberante un rango de 100 a 10000 Hz. Después se caracterizan las fuentes de ruido y vibración usando el método descrito en el capítulo dos para definir las entradas de potencia al modelo numérico. Para validar el modelo, se realizan mediciones del nivel de presión sonora generada por una campana en una cámara reverberante. Una vez validado el modelo con datos experimentales, se realiza una exploración del modelo, obteniendo los principales caminos de flujo de energía de la campana a la cámara y se investigó la sensibilidad de estos al ruido global de la campana.

Como parte final del trabajo, en el quinto capítulo se presenta un análisis de los resultados obtenidos en el tercer y cuarto capítulo, para realizar propuestas de mejora que ayuden a disminuir las emisiones del ruido generado en los dos casos de estudio de este trabajo.

Por último se presentan conclusiones del trabajo, haciendo énfasis en los resultados obtenidos y posibles mejoras a los electrodomésticos.

Objetivos

Desarrollar un modelo numérico para el cálculo del nivel de presión acústica generado por los casos de estudio (refrigerador y campana) dentro de un campo reverberante, en el rango de frecuencias de 100 a 10,000 Hz. Los modelos están basados en la técnica del Análisis Estadístico de Energía (por sus siglas en inglés SEA) que es adecuada para este rango de frecuencias. Las entradas (acústicas y mecánicas) de los modelos se encuentran caracterizadas experimentalmente bajo la norma ISO-3745 [6] y el método de movilidad.

Los objetivos específicos de esta investigación se pueden resumir de la siguiente manera:

- Validación de los modelos SEA con datos experimentales.
- Cálculo de factores de pérdida interna y por acoplamiento y de placas multicapa.
- Propuesta para mejorar el diseño vibro-acústico en cada caso de estudio, que conducen a bajas emisiones de ruido y mejora de la calidad de sonido.

Hipótesis

Es posible formular modelos SEA para cada uno de los caso de estudio (refrigerador y campana) con una buena calidad de predicción de ruido en los rangos de frecuencias antes citados, si se tiene una subdivisión adecuada de los sistemas en combinación con una correcta evaluación de aspectos de modelado como: los factores de pérdida por acoplamiento, factores de pérdida internos (amortiguamiento y absorción acústica) y las entradas de potencia al modelo usando datos experimentales. Adicionalmente a la predicción de ruido, se puede identificar la fuente principal y los principales caminos de transmisión de sonido que contribuyen con la mayor amplitud de ruido en el sistema. Se podrán proponer cambios al diseño de componentes, partes y/o ensambles de tal manera que se disminuya el ruido global del electrodoméstico, para así cumplir los estándares internacionales que se quieren alcanzar y la mejora en la calidad de sonido.

Antecedentes

Con el paso del tiempo la industria de electrodomésticos ha tomado interés por comprender y dominar con mayor precisión el fenómeno de ruido emitido por algún producto desde etapas tempranas del diseño, llevando a cabo estudios para identificar y cuantificar las principales fuentes de ruido en el refrigerador, realizando mediciones con micrófonos.

Algunos investigadores han realizado estudios para determinar cuáles electrodomésticos tienen la mayor contribución de ruido en una cocina, donde el refrigerador es identificado como el mayor contribuidor de ruido [7]. También el SPL de varios tipos de refrigeradores han sido investigados y reportados usando una cámara anecoica y también medido en algunos apartamentos [8], siendo el refrigerador el único aparato en la cocina que funciona todo el día. Otros autores han utilizado una cámara anecoica y/o reverberante para localizar e identificar las principales fuentes de ruido: compresor, ventilador condensador y ventilador evaporador [9, 10, 11, 12]. Varios de estos estudios están enfocados en calcular las frecuencias naturales de las cavidades del refrigerador y la influencia de las frecuencias pico en las mediciones experimentales de SPL [13, 14]. Muchos investigadores han concentrado sus esfuerzos en lograr reducir el ruido del compresor [15], modificando algunos componentes del compresor como las muflas, aplicando el Método de Elemento Frontera (por sus siglas BEM) combinado con el Método del Elemento Finito (por sus siglas FEM) para predecir el funcionamiento acústico, calculando valores de pérdida de transmisión y con esto han obtenido un nuevo diseño de mufla con propiedades acústicas [16, 17], y una carcasa de acero [18], aplicando FEM y técnicas de análisis modal. Otros métodos de reducción de ruido emplean diferentes paneles de aislamiento de sonido con agujeros o perforaciones para remplazar la cubierta, la cual es usada en la cavidad inferior del gabinete refrigerador para reducir el ruido generado por el compresor [19].

Con el fin de reducir el ruido del ventilador evaporador y el ventilador condensador, se llevan a cabo mediciones de SPL generados por los ventiladores, aislándolos del refrigerador. Por medio del uso de espectros de frecuencia, se determinan los principales parámetros que pueden ser modificados como son: la velocidad de rotación, número de alabes, líneas del borde posterior de las aspas del ventilador, forma del alabe [20] y restricciones de los pasos de flujo de aire [21]. Una combinación de técnicas numéricas para el análisis de ruido en ventiladores es usada como herramienta de diseño, calculando el campo de flujo por Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), después utilizando los datos del campo de flujo para modelar la fuente de ruido a través de la analogía acústica [22], y finalmente el campo acústico es predicho por la combinación de la fuente de ruido modelada con la ecuación de onda. Después de calcular el SPL, se comparan las predicciones con las mediciones, obteniendo una buena correlación en los rangos de bajas y medias frecuencias, por lo que se puede desarrollar un ventilador con bajas emisiones de ruido [23, 24, 25, 26].

Otro de los estudios desarrollados con mayor énfasis es la evaluación de percepción de sonido en el oído humano en espacios residenciales como departamentos, donde se caracterizaron parámetros psicoacústicos (sonoridad y agudeza) de diferentes electrodomésticos e identifican la campana de cocina como uno de los electrodomésticos más molestos en departamentos de 231 m² por medio de un test de calidad de sonido [27]. También se han enfocado en desarrollar un nuevo procedimiento en la evaluación de la sonoridad en campanas de cocina basados en los estándares ya existentes [28], que se puedan utilizar para identificar y reducir el ruido que se irradia desde la campana a las cocinas por medio de mejoras de diseño, además de mejorar la calidad del sonido que puede causar pérdida de audición o alto estrés.

El SEA es una técnica de medias y altas frecuencias descrita por Lyon [29, 30, 31], la cual ha sido utilizada para modelar y simular el comportamiento de sistemas dinámicos. Esta

puede también incluir información experimental de mediciones de laboratorios sin mayores dificultades. El SEA ha sido aplicado en la industria aeroespacial [32], prediciendo los niveles de vibración estructural y la radiación de ruido estructural dentro de una cabina. En la industria automotriz [33], para predecir el ruido radiado dentro de un vehículo en el rango de frecuencias de 500 a 6300 Hz. El análisis SEA es usado para predecir la respuesta estructural y la potencia radiada por un barco [34], calculando el factor de pérdida por acoplamiento entre la carcasa y el pesado fluido de masa añadida, obteniendo una predicción en los rangos de frecuencia de 400 a 500 Hz. El SEA también ha sido utilizado en la industria ferroviaria [35], modelando el campo interior de un vehículo ferroviario con cinco cavidades conectadas por medio de aperturas, formando una serie de cavidades de aire acopladas y siendo validado en una escala 1:5 obteniendo una buena predicción en las bandas octava de 500 a 4000 Hz. Otra de las aplicaciones en esta industria ha sido el modelar el SPL interior de un tren [36], combinado el SEA con datos experimentales (niveles de pérdida de transmisión de sonido, densidades modales y factores de pérdida por amortiguamiento) para modelar los componentes estructurales del cuerpo del carro, calculando los factores de pérdida por acoplamiento entre estructuras y usando los resultados del campo experimental como entradas de potencia al modelo, obteniendo una diferencia máxima global de 3 dB(A) entre la predicción y las mediciones experimentales de los niveles de presión acústica en el rango de frecuencias de 100 a 3150 Hz. Lo anterior demuestra que si un modelo SEA es alimentado con datos experimentales, es posible obtener una mejor predicción en bajas frecuencias.

Una aplicación en la industria de electrodomésticos es mostrada con una metodología para identificar las fuentes de ruido y vibración en una lava-secadora de carga frontal [37], usando análisis SEA en el panel frontal y una breve revisión de diferentes materiales para la mitigación efectiva de ruido. El SEA también ha sido usado en un refrigerador para predecir el SPL del ensamble del ventilador evaporador. El análisis se llevó a cabo para estimar el nivel de presión acústica generado, comparando los resultados del modelo SEA con resultados obtenidos por experimentación, resultando en una buena correlación [38]. Sin embargo, para obtener una reducción de sonido en un refrigerador completo utilizando SEA, es necesario tener en cuenta todas las fuentes y toda la estructura del refrigerador.

El diseño acústico de los electrodomésticos es un proceso iterativo, obteniendo una cierta comprensión del fenómeno por medio de los modelos de predicción que se pueden utilizar para mejorar los prototipos y comenzar de nuevo. La gran cantidad de iteraciones requiere que los modelos deban ser bastante rápidos en términos de modificación y tiempo computacional. Además, el modelo debe dar respuestas en todo el rango de frecuencias (100 Hz – 10 kHz). El análisis estadístico de energía es una técnica adecuada ya que es válida para ruido de media y alta frecuencia (gran número de ondas y alta densidad modal), que corresponde a nuestro rango de frecuencia de interés. Este problema es difícil de resolver con FEM y CFD en estas frecuencias con tiempos computacionales razonables.

La información presentada hasta aquí puede concluir que el SEA no es la mejor técnica de modelado en los rango de baja frecuencia, donde FEM o BEM son mejores técnicas, sin embargo, las regulaciones [3, 5] no consideran el ruido de baja frecuencia en los parámetros de salida.

Planteamiento del problema

Los diseños actuales de refrigeradores tipo congelador inferior con una capacidad de 510 litros y campanas con un flujo mínimo de 100 CFM no cumplen con los estándares internacionales [3, 5], con un ruido global actual de 45 dB (A) para refrigeradores y una emisión de 4.17 sonos para campanas, estas regulaciones en especial se han vuelto más estrictas en los últimos años. El problema a resolver en este trabajo consiste en mejorar la calidad de sonido y reducir las emisiones de ruido para cumplir con los estándares internacionales en refrigeradores y campanas de cocina. Para esto se propone desarrollar un modelo numérico para calcular el SPL generado por los electrodomésticos actuales en rangos de frecuencia de 100 Hz a 10 kHz, a través del cual se pueda proveer recomendaciones para lograr un diseño vibroacústico óptimo con bajas emisiones de ruido en corto tiempo y ayude a prevenir fallas futuras en etapas tempranas de diseño.

Conscientes de estas necesidades, es fundamental desarrollar modelos numéricos para predecir el SPL de cada caso de estudio utilizando la técnica SEA que es adecuada para los rangos de frecuencia de 100 Hz a 10 kHz. Estos modelos SEA dependen de una correcta estimación de los factores de pérdida por acoplamiento, caracterización de los factores de pérdida y la caracterización de sus fuentes; para obtener una buena concordancia entre la predicción y los datos experimentales con esta técnica.

El poder realizar una modelación correcta de estos electrodomésticos permite disminuir el número de prototipos, el número de unidades re-trabajadas que presenten esta falla usando parche o material especial para la contención de ruido agregando un costo adicional a la unidad y aumenta la certidumbre acerca del desempeño final del producto. Los modelos propuestos, deben de reproducir y predecir el comportamiento vibroacústico de estos electrodomésticos en sus condiciones de operación, además de que deben de ser rápidos de modificar y con un tiempo computacional bajo, ya que el diseño acústico de los electrodomésticos es un proceso iterativo. Esto permitirá realizar una optimización de los diseños actuales.

Contribuciones

Las principales contribuciones proporcionadas por esta investigación se pueden resumir de la siguiente manera:

- Los modelos SEA desarrollados deben de tener en cuenta el caso de estudio y la cámara reverberante donde se realizan las pruebas regulatorias. En adición de las emisiones de ruido del caso de estudio, el modelo debe de proveer información de la distribución de energía y los principales caminos de transmisión de sonido.
- Estimación de los factores de pérdida por acoplamiento (por sus siglas en inglés CLF) para la transmisión de vibración a flexión en uniones estructurales (En forma de L, T y X) y los CLF para la transmisión acústico-estructural de elementos no

reportados en la literatura (placas de material multicapa, estos están compuestos de tres diferentes materiales: HIPS, espuma de poliuretano y acero). La mayoría de los modelos reportados en la literatura restringen el estudio de la transmisión de vibraciones a uniones formadas por placas homogéneas en cada una de sus partes.

- La medición de los factores de pérdida (coeficiente de absorción de sonido) para los elementos no reportados en la literatura (placas de material multicapa).
- Caracterización experimental de todas las fuentes de ruido y vibraciones en un refrigerador y una campana de cocina.
- Medición de las fuentes vibroacústicas aisladas del refrigerador. Por un lado, medir la emisión acústica en términos de SPL y potencia acústica emitida. Por otro lado, medir la transmisión por medio de la estructura, en términos de vibración inducida y la potencia mecánica inyectada.
- Medición de las movilidades en diferentes puntos de soporte de las fuentes y caracterizar las diferencias entre los puntos de medición.
- Medición del SPL del refrigerador con solo una de las fuentes activas, para identificar la fuente con mayor contribución de ruido al sistema total.
- Verificación y comparación de las mediciones de potencia con mediciones de intensidad. La intensidad proporciona información gráfica sobre la zona donde se genera y se irradia la potencia. Esto confirma, si el ruido se genera en la fuente como se esperaba.
- Comparación de la potencia de ruido estructural transmitida utilizando el método de movilidad con un método alternativo basado en la técnica SEA.
- Proporcionar salidas que pueden ser útiles no solo para caracterizar las fuentes vibroacústicas, sino también para alimentar modelos de simulación (sean datos de entrada) basados en técnicas como SEA.

Capítulo 1 Análisis Estadístico de Energía (SEA)

El análisis estadístico de energía es un método basado en el análisis de energía para calcular la potencia transmitida entre subsistemas conectados. Es muy utilizado en problemas vibroacústicos, por ejemplo, la transmisión de sonido y vibración inducida dentro de edificios, vehículos y otros sistemas.

1.1 Introducción

Las primeras aportaciones realizadas que utilizan SEA aparecen en el año de 1962 en dos trabajos independientes desarrollados por Lyon y Maidanik [30] y Smith [31] respectivamente. Lyon propone el cálculo del flujo de potencia entre 2 osciladores lineales acoplados, excitados por fuentes independientes de ruido blanco. Lyon encontró que el flujo de potencia entre los osciladores puede ser relacionado al desacoplamiento de energía de los osciladores; el flujo de potencia siempre va de los osciladores de alta energía a los de baja energía, y el flujo de potencia es proporcional a la diferencia en el desacoplamiento de energía. Este método es muy utilizado debido a su bajo costo computacional, como lo muestran Crocker y Price en 1969 [40].

La idea principal es que un sistema vibro-acústico pueda ser dividido en subsistemas, que son caracterizados por su densidad modal (colección de modos resonantes) y sus factores de pérdida internos. El flujo de potencia entre estos subsistemas puede ser expresado en términos de sus energías promedio con la ayuda de los factores de pérdida por acoplamiento CLF, que juegan un gran papel en esta metodología. Conociendo la potencia de entrada al sistema, un conjunto de ecuaciones puede ser derivado del balance de potencia de los subsistemas, de tal manera que la única incógnita del problema son sus energías promedio.

Estas ecuaciones de flujo de potencia son válidas si los subsistemas son reverberantes y por lo tanto el campo de presión o vibración en ellos puede ser considerado difuso. Esto puede ser comprobado si los subsistemas SEA cumplen con un cierto conjunto suposiciones, conocidas como las *hipótesis SEA*. Estas hipótesis se resumen de la forma siguiente [29]:

1. **Fuerzas de excitación estadísticamente independientes:** las fuerzas externas no excitan un modo particular. Esto es necesario para tener vibraciones modales no correlacionadas.
2. **Probabilidad igual de que modos ocurran en un cierto rango de frecuencia:** todos los modos dentro de un determinado subsistema y rango de frecuencia ocurren con la misma probabilidad. Esto también contribuye para garantizar el supuesto de campo difuso.
3. **Equipartición de energía modal en un subsistema, y la respuesta modal incoherente entre los modos en los subsistemas acoplados:** la equipartición de la energía modal significa que cada modo tiene la misma energía. La respuesta modal

incoherente es la aproximación modal para el supuesto del campo difuso (ningún modo domina la dinámica del sistema), inherente al método estadístico.

4. **Débil (o ligero) acoplamiento entre subsistemas:** el flujo de intercambio de energía es menor comparado con la disipación interna de energía.

1.2 Fundamentos del SEA

El método consiste en el balance de potencia de los subsistemas acoplados. Para un subsistema particular i , este balance es expresado como [29]:

$$\Pi_i^{Entrada} = \Pi_i^{Disipada} + \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^n \Pi_{ij}, \quad i = 1, \dots, n, \quad (1.1)$$

donde $\Pi_i^{Entrada}$ es la potencia externa que ingresa al subsistema, $\Pi_i^{Disipada}$ es la potencia disipada en los subsistemas y Π_{ij} es la potencia intercambiada entre el subsistema i y j .

Partiendo de dos subsistemas i, j conectados como se muestra en la figura 1.1, se puede escribir como un balance de energía por el movimiento estacionario en cada subsistema, produciendo un sistema de ecuaciones lineales donde la incógnita es la energía total entre el subsistema i y j , que puede ser expresado en términos de su energía promedio como:

$$\Pi_{ij} = \omega(\eta_{ij}\langle E_i \rangle - \eta_{ji}\langle E_j \rangle) \quad (1.2)$$

donde $\langle E_i \rangle$ y $\langle E_j \rangle$ es la energía promedio para cada subsistema, $\omega = 2\pi f$ es la frecuencia de excitación y η_{ij} y η_{ji} son los factores de pérdida por acoplamiento. Estos factores satisfacen la relación de consistencia [29]:

$$\eta_{ij}n_i = \eta_{ji}n_j \quad (1.3)$$

donde n_i densidad modal del subsistema i respectivamente. Los subsistemas i y j son considerados para aplicar la relación del balance de energías, donde las ecuaciones de balance de energía pueden escribirse como:

$$\Pi_i^{Entrada} = \omega\eta_i\langle E_i \rangle + \omega n_i \left(\frac{\eta_{ij}\langle E_i \rangle}{n_i} - \frac{\eta_{ji}\langle E_j \rangle}{n_j} \right) \quad (1.4)$$

$$\Pi_j^{Entrada} = \omega\eta_j\langle E_j \rangle + \omega n_j \left(\frac{\eta_{ji}\langle E_j \rangle}{n_j} - \frac{\eta_{ij}\langle E_i \rangle}{n_i} \right) \quad (1.5)$$

donde η_i es el factor de pérdida interna del subsistema i respectivamente.

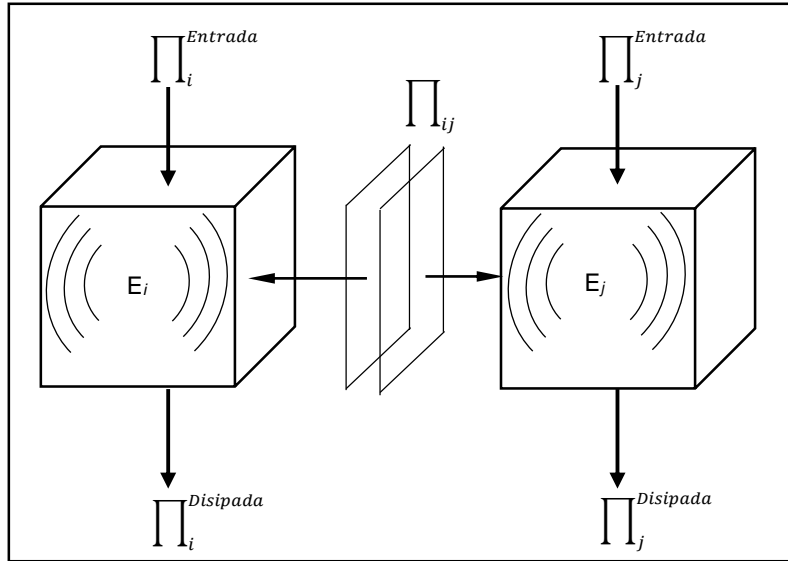


Figura 1.1 Acoplamiento de subsistemas.

En general, los subsistemas pueden ser considerados débilmente acoplados si la excitación de un subsistema provoca una respuesta relativamente baja en el otro. Por lo tanto, para cada subsistema, el balance de energías puede ser reescrito en términos de energía de los subsistemas como:

$$\Pi_i^{Entrada} = \omega \eta_i \langle E_i \rangle + \omega \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^n (\eta_{ij} \langle E_i \rangle - \eta_{ji} \langle E_j \rangle) \quad i = 1, \dots, n, \quad (1.6)$$

Juntando los balances de energía de todos los subsistemas, se obtiene la siguiente relación en forma matricial:

$$\begin{pmatrix} \sum_{i=1}^n \eta_{1i} & -\eta_{21} & -\eta_{31} & \cdots & -\eta_{n1} \\ -\eta_{12} & \sum_{i=1}^n \eta_{2i} & -\eta_{32} & \cdots & -\eta_{n2} \\ -\eta_{13} & -\eta_{23} & \sum_{i=1}^n \eta_{3i} & \cdots & -\eta_{n3} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -\eta_{1n} & -\eta_{2n} & -\eta_{3n} & \cdots & \sum_{i=1}^n \eta_{ni} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \langle E_1 \rangle \\ \langle E_2 \rangle \\ \langle E_3 \rangle \\ \vdots \\ \langle E_n \rangle \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \langle \Pi_1^{Entrada} \rangle \\ \langle \Pi_2^{Entrada} \rangle \\ \langle \Pi_3^{Entrada} \rangle \\ \vdots \\ \langle \Pi_n^{Entrada} \rangle \end{pmatrix} \quad (1.7)$$

Este sistema lineal es usado para obtener el promedio evaluado de la energía en cada subsistema para una dada configuración de energía entrante.

La formulación de un modelo SEA de un sistema vibro-acústico envuelve los siguientes pasos:

- Dividir el sistema en subsistemas.

- Obtener los factores de pérdida internos de cada subsistema.
- Obtener los factores de pérdida por acoplamiento de cada parte del subsistema intercambiando energía.
- Añadir las entradas de excitación al modelo.
- Resolver el sistema lineal para obtener la energía promedio para todo el sistema.
- Calcular las salidas de energía del promedio total.

La formulación de modelos simples siguiendo estos pasos no presentan ninguna dificultad, pero estos pasos no son suficientes para sistemas complejos. Las principales dificultades cuando se utiliza el método SEA es el modelado de dominios vibro-acústicos con heterogeneidades, geometrías complejas o alternaciones de sólidos y dominios de fluidos con pequeñas dimensiones, tales como paredes de mampostería o paneles en forma de nido de abeja. En estos casos, la división dentro de subsistemas no puede ser sencilla y no hay expresiones analíticas para los factores de pérdida internos o de acoplamiento [41]. Los CLF pueden definir la precisión del modelo SEA, obteniendo mejor precisión con resultados experimentales. Los CLFs son definidos acorde al tipo de elemento a unir (placas, vigas, cavidades, etc.) y el tipo de conexión (punto, línea y área).

1.3 Factores de pérdida por acoplamiento (CLF)

El CLF es un parámetro único en el SEA y es asociado con un resultado central del SEA, que es el flujo de potencia promedio entre grupos de modos acoplados proporcional a la diferencia en la energía modal promedio de los grupos de modos, con los factores de proporcionalidad (los cuales incluyen el CLF) siendo independientes de los niveles de energía [29].

Para la estimación de los CLFs surgen dos aproximaciones teóricas generales, la aproximación de onda y la aproximación modal [29]; ambas pueden ser representadas como una superposición de ondas o como una suma de modos. La expresión CLF es derivada por combinar los coeficientes de transmisión y la intensidad incidente desde la fuente. La intensidad incidente está acorde a la distribución de energía total en todas las direcciones en la fuente y es proporcional al producto de densidad de energía (energía por unidad de área). Acorde a las aproximaciones teóricas hay tres tipos de uniones entre dos subsistemas acoplados; punto, línea y área. Estas aproximaciones son válidas para rangos de frecuencias medias y altas, debido a la densidad modal.

El CLF para dos subsistemas acoplados unidos por un punto usando la aproximación de ondas, está dado por:

$$\eta_{punto}^{1D} = \frac{\overline{\delta f_i} \tau_{ij,\infty}}{\pi f (2 - \tau_{ij,\infty})} \quad (1.8)$$

donde $\overline{\delta f_i}$ es el espaciado de frecuencia promedio entre la resonancia modal para subsistemas unidimensionales y $\tau_{ij,\infty}$ es el coeficiente de transmisión de un sistema finito.

Asumiendo que la energía está uniformemente distribuida con el ángulo entre los dos subsistemas, el CLF para dos subsistemas acoplados unidos por una línea, está dado por:

$$\langle \eta_{ij} \rangle_{\theta}^{linea} = \frac{2}{\pi} \int_0^{\pi/2} \frac{\overline{\delta f_{lu}} k_i L_j \cos(\theta)}{\pi f} \frac{\tau_{ij,\infty}(\theta)}{(2 - \tau_{ij,\infty}(\theta))} d\theta \quad (1.9)$$

donde $\overline{\delta f_{lu}}$ es el espaciamiento de frecuencia promedio entre la resonancia modal para subsistemas bidimensionales y k_i es el número de ondas. Asumiendo que la energía es uniformemente distribuida con el ángulo entre los dos subsistemas, el CLF para dos subsistemas acoplados unidos por un área, está dado por:

$$\langle \eta_{ij} \rangle_{\phi}^{area} = \int_0^{\pi/2} \frac{\overline{\delta f_{lu}} k_i^2 A_j \cos(\phi)}{\pi f} \frac{\tau_{ij,\infty}(\phi)}{2 - \tau_{ij,\infty}(\phi)} \sin(\phi) d\phi \quad (1.10)$$

donde $\overline{\delta f_{lu}}$ es el espaciamiento de frecuencia promedio entre la resonancia modal para subsistemas tridimensionales.

Tomando como base la aproximación de ondas para la estimación de los factores de pérdida por acoplamiento Craik [42] y Cremer [43], obtienen un conjunto de expresiones analíticas para casos típicos de dos subsistemas unidos por una conexión simple implicando las propiedades de los materiales para casos más específicos de subsistemas (vigas, placas y elementos acústicos). Otros estudios se han centrado principalmente en aplicación del SEA usando acoplamientos fuertes y débiles [44, 45], además del estudio de las hipótesis SEA mediante comparaciones de las expresiones empíricas [46, 47].

Otros investigadores han hecho uso de técnicas numéricas para la obtención de los CLFs. Algunas aproximaciones de estas han incorporado el Método de Elemento Finito (por sus siglas en inglés FEM) [48, 49, 50], calculando numéricamente la respuesta de dos subsistemas acoplados y donde el CLF pueda ser deducido, con la ventaja que presenta de poder ser utilizado para rangos de frecuencias bajas. Esta también presenta desventajas en rangos de frecuencia alta, requiriendo un alto costo y tiempo computacional.

Otra de las aproximaciones numéricas es la Doble Formulación Modal (por sus siglas en inglés DFM) [51, 52]. La formulación del DFM parte de la obtención de las ecuaciones modales del movimiento de dos subsistemas acoplados por un elemento giroscópico que puede ser representado como conjunto de osciladores acoplados (modos) como se muestra en figura 1.2. Esta también toma como base las ecuaciones básicas del SEA que representan el cambio de flujo de energía entre dos subsistemas acoplados y el FEM para el modelado y cálculo de la información modal de los subsistemas. Esta aproximación fue usada para la predicción de energía vibratoria entre dos placas acopladas, obteniendo una buena estimación en el rango de frecuencia de 315 Hz a 2500 Hz. Basado en la aproximación DFM surge la formulación del Análisis de la Distribución Estadística de Energía (por sus siglas en inglés SmEdA) [53], una reformulación del SEA tomando la distribución de la

energía modal en cuenta. Muchos estudios están basados en la dependencia directa o indirecta de los CLFs en las propiedades modales del sistema [54].

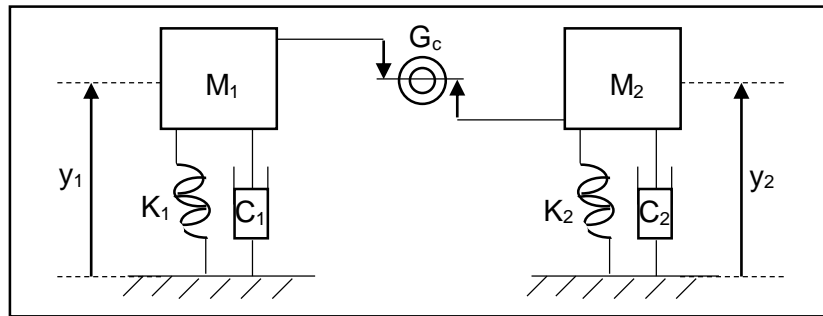


Figura 1.2 Subsistemas acoplados por un elemento giroscópico.

Las simulaciones numéricas también se pueden combinar directamente con el SEA. C. Díaz, J. Poblet y A. Rodríguez [55], presentan un estudio sobre el procedimiento para la obtención del CLF con tres diferentes formas de aislarlo. Además de la energía de un sistema SEA con dos subsistemas (uno excitado, los otros no) son obtenidas de una simulación determinística, usando un caso típico de un muro doble con una cavidad de aire en medio.

Otra de las formas de obtener estos parámetros es utilizando aproximaciones experimentales para la evaluación de los CLFs utilizando métodos de energía almacenada [29, 56], desarrollados considerando dos subsistemas acoplados, aplicando una entrada de excitación en el subsistema fuente para que la potencia sea transmitida a través de la unión al subsistema receptor, donde la respuesta es introducida como se muestra en la figura 1.3.

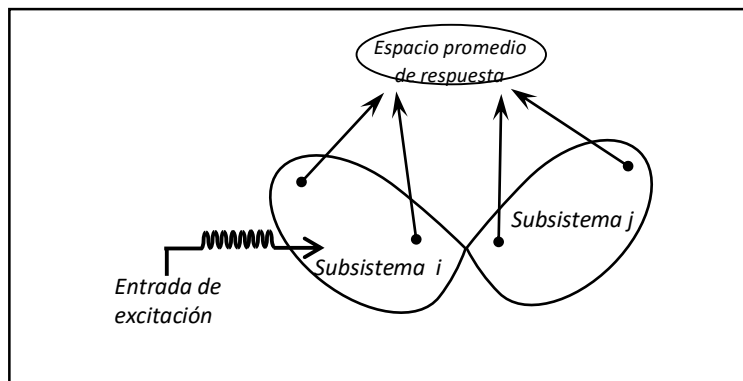


Figura 1.3 Representación esquemática de la medición de los factores de pérdida por acoplamiento.

Este método ha sido utilizado en placas rectangulares [57], o mediante mediciones puntuales con el concepto de movilidad energética [58]. Otra aproximación experimental es llamada Método de Inyección de Potencia (por sus siglas en inglés PIM) [31, 59, 60], donde las ecuaciones del SEA son invertidas y usadas con la medición de potencia de

entrada sobre los subsistemas acoplados por una excitación aleatoria, pero esta aproximación presenta una dificultad en el número de funciones de transferencia usadas para la medición. Las aproximaciones experimentales son más usadas en la industria, pero requieren tener la estructura mecánica, por lo que no es una aproximación predictiva. En base a las mediciones experimentales y simulaciones numéricas, surge otra técnica que propone una formulación de nuevos factores de pérdida por acoplamiento teniendo en cuenta la transmisión resonante y no-resonante [61].

En resumen, las aproximaciones para obtener los CLFs son técnicas muy buenas en diferentes rangos de frecuencia. La aproximación de ondas presenta buena precisión en rangos de frecuencia altas y medias debido a la súper posición modal y a que no se consideran todos los efectos de pérdida de energía. Por otro lado, las aproximaciones numéricas presentan buena precisión en rangos de frecuencia baja, solucionando el problema de subsistemas que presentan una baja densidad modal, una geometría compleja y que pueden estar débilmente acoplados, con una transmisión de energía deficiente en los rangos de baja frecuencia, pero con la desventaja en rangos de frecuencia alta debido a las longitudes de onda, requiriendo mallas más finas que pueden conducir a error, demandando un alto costo y tiempo computacional. La información anterior demuestra que un procedimiento óptimo puede ser desarrollando para la obtención de los CLFs, y que puedan ser utilizados en modelos SEA dentro de un rango de frecuencia de 100 Hz a 10 kHz [62].

Capítulo 2 Métodos de caracterización de fuentes

En esta sección se presenta una descripción de los métodos empleados para caracterizar las fuentes de ruido y vibración de los electrodomésticos. Los datos obtenidos de las mediciones experimentales serán usados como entradas de excitación a los modelos SEA. Serán caracterizados experimentalmente: la potencia acústica (potencia sonora transmitida por el aire) y la potencia mecánica (potencia sonora transmitida por la estructura) de cada fuente de los casos de estudio. Para el caso de estudio uno (refrigerador), descrito en el capítulo 3 se caracterizarán tres diferentes fuentes: compresor, ventilador condensador y ventilador evaporador. Para el caso de estudio dos (campana de cocina), descrito en el capítulo 4 se caracterizará una fuente, el ventilador de extracción.

Este estudio se enfocará en la caracterización de las principales fuentes de ruido de un refrigerador y una campana de cocina. Hay tres tipos de refrigerador para el hogar con un sistema de convección forzada en el mercado: "bottom-freezer", "top-freezer" y "side-by-Side" o "duplex" que son de nivel superior. Las técnicas experimentales presentadas aquí son empleadas para caracterizar un "bottom-freezer" particularmente, pero se puede utilizar para cualquier tipo de refrigerador, debido a que todos estos tienen las mismas fuentes solo cambia la posición del ventilador evaporador.

También se presenta una discusión para determinar cuál de los métodos descritos en la Sección 2.3.1 es el más apropiado para la evaluación de entrada de la potencia mecánica en los modelos SEA presentados en este trabajo.

2.1 Resumen de métodos de caracterización de fuentes

El desarrollo e innovación en electrodomésticos modernos que son capaces de realizar diferentes tareas en una cocina, ha tomado más importancia para los consumidores, resultando en la incorporación de varias fuentes de ruido para el sistema como son motores eléctricos, ventiladores, compresores, válvulas, engranajes, paneles vibratorios y ejes, dando como resultado productos más ruidosos que pueden producir una experiencia de uso incómoda, que es también asociada con la calidad del producto. Las industrias manufactureras de electrodomésticos se han enfocado en producir productos con una menor emisión de ruido que satisfaga al consumidor. Las exigencias de los clientes no solo determinan el éxito de ventas de un producto, también ayuda a cumplir con los estándares de regulación de ruido.

Comúnmente, la reducción del ruido generado por un producto se lleva a cabo después de ensamblar, midiendo los niveles de presión generados por el producto, dejando a conocer las frecuencias más altas del sistema que pueden asociarse a la frecuencia de trabajo de las fuentes y las rutas de transmisión. Una vez conocido esto, se pueden hacer varias propuestas de solución usando un método de prueba y error que da como opciones: la

reducción de ruido de la fuente; cambiar las rutas de transmisión; modificar las características del receptor agregando material absorbente o aislante. Esto presenta una gran desventaja debido a que en etapas finales de diseño es difícil modificar alguno de los elementos transmisores y agregar parches implica un alto costo al producto final. Para evitar soluciones costosas y que requieren más tiempo, es necesario generar modelos numéricos en etapas tempranas de diseño para predecir la radiación de sonido al entorno que los rodea, antes de tener el ensamble ya construido. Aunque las predicciones puedan ser solo aproximaciones del ruido real generado, proporcionan información valiosa del comportamiento vibroacústico del producto y se pueden aplicar varias soluciones viables rápidamente, por lo tanto se ahorra tiempo y costo.

La combinación de simulación y mediciones experimentales proporcionan una manera eficiente de modelar el comportamiento vibro-acústico de un producto para generar soluciones óptimas de reducción de ruido. Generalmente, las etapas de diseño parten de fuentes de ruido definidas previamente para cumplir las funciones que realizará el sistema, debido a esto, uno de los primeros pasos para construir un modelo de ruido es la caracterización de las fuentes del sistema, esto se puede realizar por medio de mediciones experimentales.

Una fuente puede irradiar ruido a través de varios caminos de transmisión, transmitido a través de la estructura o transmitido a través de un fluido (llamados en inglés "Structural-borne noise" y "Air-borne noise"), para los casos más comunes es el sonido que se emite a través del aire y llega hasta los oídos del ser humano. En la figura 2.1, se puede visualizar la interfaz de estos dos caminos de transmisión de ruido como entrada a un modelo numérico, para predecir el comportamiento vibro-acústico del sistema total.

Interface de una fuente a un sistema total (receptor).

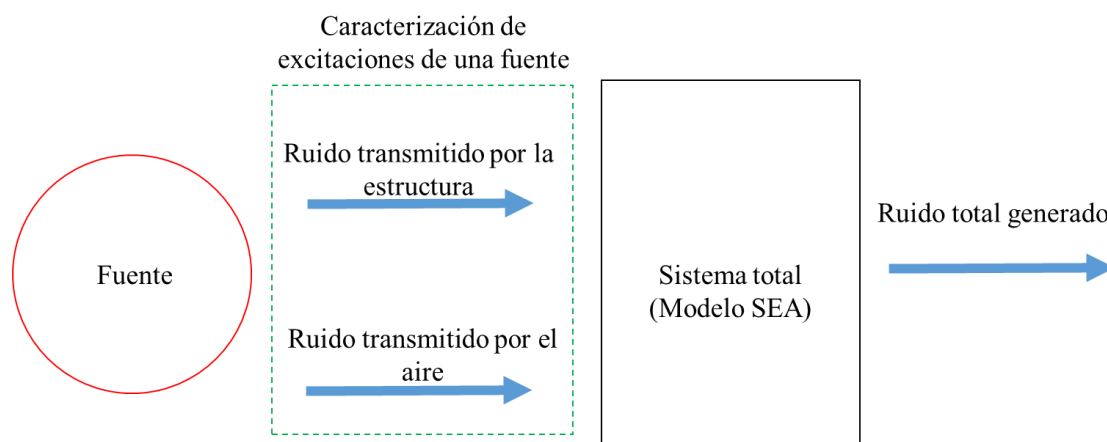


Figura 2.1. Interfaz de una fuente a un sistema total receptor.

Si se caracterizan los caminos de transmisión de ruido de la fuente, estos se pueden asociar a elementos receptores del modelo numérico donde son localizadas las fuentes. El ruido

trasmitido por el aire es asociado a la cavidad que rodea a la fuente, para el ruido transmitido por la estructura la asociación se hace a través de un elemento estructural donde es colocada o montada por lo general es en placas receptoras.

Para la **caracterización del ruido transmitido a través del aire** existen varios métodos, los más utilizados son los métodos estandarizados de espacios abiertos basados en medición de la presión de sonido para la determinación de los niveles de potencia sonora. Cuatro diferentes grupos de procesos estandarizados para determinar la potencia sonora usan cantidades del ruido transmitido por el aire, son [63]:

- a) El método de presión sonora de una superficie de desarrollo para la medición de los valores de presión en RMS bajo condiciones de un campo libre o en condiciones de un campo libre aproximado (acorde a las normas ISO-3744 [64], ISO-3745 [6] y ISO-3746 [65]).
- b) El método de intensidad sonora de una superficie de desarrollo para la medición de la intensidad sonora en un tiempo promedio perpendicular a la superficie de medición total. Este procedimiento puede ser aplicado en cualquier ambiente, es decir, en todas las gamas de un campo libre a condiciones reverberantes (acorde a norma ISO-9614 parte 1, 2 y 3 [66]).
- c) El procedimiento en un campo reverberante se puede llevar a cabo en una cámara reverberante calificada (acorde a la norma ISO-3741 [67]).
- d) El proceso de comparación en un campo reverberante requiere el uso de una fuente sonora de referencia calibrada, teniendo un nivel de potencia sonora conocida. El procedimiento puede ser aplicado bajo cualquier condición ambiental pero requiere un bajo nivel de ruido de fondo de la cámara y algunas especificaciones de posición espacial y las dimensiones de la fuente deben de ser consideradas (acorde a la norma ISO-3741 [67]).

La potencia obtenida puede ser usada para la predicción de ruido usando métodos como el Análisis Estadístico de Energía [29, 30], la cual está basada en balances de potencia con subsistemas acoplados.

Algunos investigadores [68], plantean que no solo la potencia de sonido es una cantidad conveniente para caracterizar intrínsecamente de una fuente acústica, especialmente cuando se trata de espacios pequeños, ya que estos métodos no toman en cuenta el espacio circundante donde la fuente emite su sonido y su interacción con este. Los investigadores han desarrollado varios métodos de caracterización de fuentes, los cuales se clasifican como: métodos de reconstrucción de fuentes y los métodos de fuente equivalente. Estos métodos están apoyados de varios puntos de medición experimentales y técnicas numéricas.

Los métodos de reconstrucción de fuentes apuntan a la reconstrucción de la velocidad vibratoria a través de las superficies límite de una fuente original, luego la radiación de sonido debido a la vibración de la fuente original en un espacio arbitrario puede ser predicha a partir de la velocidad superficial reconstruida. Esto quiere decir que las velocidades reconstruidas en las superficies de la fuente es un modelo suficiente para predecir la radiación sonora. Existen dos métodos clásicos de reconstrucción de fuente, el primero es el método de Holografía Acústica de Campo Cercano (por sus siglas en inglés NAH) presentado por Maynard [69], este método espacial está basado en la transformada de Fourier que se aplica principalmente a fuentes con geometrías simples, como planos o un cilindro circular. Esta limitación es debida a la fuente y que las mediciones de las superficies deben ajustarse a la superficie nivelada de un sistema de coordenadas separable, haciendo extremadamente difícil de utilizar para geometrías de forma arbitraria [70, 71, 72, 73]. También ha sido empleado para la reconstrucción de las cantidades vibro-acústicas en una estructuras de forma arbitraria y un cilindro alargado utilizado método de NAH híbrido [74], el NAH híbrido está basado en el método de mínimos cuadrados modificando la ecuación de Helmholtz que expresa la presión acústica en términos de expansiones de ondas salientes y entrantes [75].

Por otro lado, el Método de Elemento Frontera Inverso (por sus siglas en inglés IBEM) está más adaptado a fuentes de geometrías complejas. Este fue propuesto inicialmente para superar los límites del NAH, es decir, tratar con fuentes de formas arbitrarias y complejas [76, 77, 78], el IBEM está basado en la introducción de la ecuación integral de Kirchhoff-Helmholtz al mismo modelo de radiación de NAH, y con esto, teóricamente la superficie límite de una fuente de forma arbitraria se pueden discretizar en pequeñas secciones, por lo tanto, la propagación hacia adelante o hacia atrás es alcanzable [68]. Las ventajas que presenta este método son: permite la reconstrucción de las cantidades acústicas en una estructura de forma arbitraria; no tiene restricciones en la ubicación de los puntos de medición en una superficie de holograma, siempre que estén en un campo cercano; no tiene restricciones en la ubicación de los puntos de reconstrucción, ya sea en una superficie de fuente arbitraria o en un campo libre; es adecuado para regiones exteriores e interiores [79]. Este método presenta una desventaja, ya que las cantidades acústicas se obtienen a través de una discretización espacial, se debe requerir un número mínimo de nodos por longitud de onda, típicamente 2π o 6, para garantizar una resolución espacial satisfactoria en la reconstrucción [79]. Para una estructura compleja como la de un automóvil o un refrigerador, el número de nodos discretos necesarios para reconstruir las cantidades acústicas de la superficie pueden ser muy grandes. En consecuencia, el número total de puntos de medición puede ser excesivo, lo que hace que el proceso de reconstrucción sea extremadamente lento, lo que es especialmente cierto en el rango de medias y altas frecuencias. Este método ha sido aplicado en una cubierta de motor y un grupo electrógeno para predecir la presión de sonido en el campo lejano [80], obteniendo buenos resultados que indican que este método puede usarse para predecir con precisión la presión de sonido de campo lejano. Otra de las técnicas desarrolladas recientemente, es el método de fuente artificial, tiene como objetivo la reconstrucción de la fuente utilizando simplificaciones aplicables en aplicaciones industriales. Debido a que el IBEM requiere un gran número de

puntos de medición, surge el método de fuente artificial (por sus siglas en inglés DSM) [81, 82], utilizando un enfoque similar al IBEM pero usando una simplificación de la forma de la fuente, así como una discretización de la vibración de la superficie gruesa para evitar el inconveniente. Lo artificial es un gabinete cerrado de tamaño similar pero con una forma mucho más simple que la fuente real, equipado con una serie de controladores de altavoces empotrados. Representa tanto la radiación sonora como la difracción por la fuente.

Otros métodos desarrollados para la caracterización de fuentes son los métodos de fuente equivalente, este método surge explorando la idea de reducir los puntos de medición requeridos similar a la de IBEM [79], a diferencia de los métodos de reconstrucción de fuentes estos trabajan en reemplazar la fuente de sonido actual por un conjunto de fuentes elementales adecuadamente ubicadas como mono-polos y di-polos. Sin embargo, los métodos de fuente equivalente no son específicamente para caracterizar de forma independiente las fuentes de sonido con respecto a los diferentes espacios circundantes. El Método de Fuente Equivalente (por sus siglas en inglés ESM), también es conocido como "Método de superposición de onda" y "Aproximación de fuente substituta". La idea básica de este método es que el campo sonoro de la fuente original que pueda ser simulado por un número finito de fuentes elementales, tales como mono-polos y di-polos [83, 84], localizados en una superficie auxiliar interior. Si la fuente solo consiste en mono-polos, el método es llamado método de capa única; si la fuente es una combinación híbrida de mono-polos y di-polos, el método es llamado método de doble capa [85]. Para estudiar la estabilidad numérica y robustez de la formulación fuente equivalente se ha presentado un modelo híbrido combinando el método capa única y el método de doble capa [86]. Pero el método ESM presenta varias desventajas, una de ellas es que este método no puede tener en cuenta la difracción alrededor de las fuentes como las fuentes equivalentes puntuales. Además se basa en la experiencia para encontrar posiciones óptimas de las fuentes equivalentes, ya que no existe una regla general para construir el sistema fuente [68]. También han sido presentadas dos variantes del ESM en términos de inestabilidad numérica: Minimización de Mínimos-Cuadrados (por sus siglas en inglés LSM) y Ecuaciones de Campo-Completo (por sus siglas en inglés FFE) [87]. El ESM ha sido para usado para calcular el ruido del motor de una aeronave [83], introduciendo el efecto de los flujos principales al ESM por medio de la transformada de Lorentz, también son considerados los efectos de flujo no uniformes, teniendo un buen acuerdo entre la simulación y las mediciones características de radiación y niveles absolutos de presión sonora, con una variación máxima entre lo predicho y las mediciones experimentales de 1 y 3 dB. Otra de las aplicaciones del ESM ha sido para la predicción de la radiación sonora de llamas [88], y comparadas con el BEM mostrando un buen acuerdo entre el ESM y el BEM. El acuerdo entre la simulación y las mediciones es bueno en un amplio rango de frecuencias con una ligera sobreestimación alrededor de 3 y 5 dB.

Existe otro grupo de métodos, los métodos de caracterización de fuente acoplada que caracterizan intrínsecamente evitando reconstruir la fuente. Estos métodos son aplicables a fuentes de geometrías complejas y a fuentes que producen sonido por otros mecanismos distintos a la vibración [68]. Estos métodos presentan técnicas de caracterización

independientes para la caracterización del ruido transmitido por la estructura, el ruido transmitido por un fluido y el ruido transmitido por el aire, respectivamente.

Para la caracterización del ruido transmitido a través de la estructura existen varios métodos, uno de los más usados es el método de movilidad [39, 89] que se basa en el “enfoque de movilidad”. Este método utiliza el concepto de movilidad mecánica de una estructura vibratoria [90, 68], la idea parte de un sistema compuesto por dos elementos acoplados entre ellos; lado fuente y lado receptor, donde la excitación en el sistema se encuentra en la fuente, dada por una fuerza. Con las propiedades de las movilidades se puede obtener la respuesta de velocidad, la movilidad describe características invariantes de la estructura. Idealmente, la movilidad de la fuente es independiente de la estructura del receptor. La caracterización de la fuente se lleva a cabo por medio de propiedades activas que son las velocidades libres (velocidad de la fuente antes del acoplamiento) y las propiedades pasivas que es la movilidad de la fuente. El receptor se caracteriza pasivamente por su movilidad. Si el receptor es bloqueado en la conexión, entonces la movilidad del receptor tiende a cero y se genera una fuerza de bloqueo, que es relacionada con la velocidad libre de la fuente vía la movilidad de la fuente por medio de la introducción de una movilidad del receptor igual a cero. Derivando un sistema de ecuaciones para un contacto de un solo grado de libertad, esto se puede aplicar completamente a múltiples puntos, contactos con múltiples grados de libertad. Una vez establecidas estas relaciones, es necesario caracterizar por medio de mediciones las propiedades de la fuente o el receptor, es decir, las movilidades de la fuente y el receptor, la velocidad libre de la fuente o la fuerza de bloqueo.

Varios investigadores han concentrado sus esfuerzos en la medición de movilidad en un estado acoplado presentando dos métodos [91], en el primero es usada una movilidad del conector de acoplamiento conocida y las movilidades medidas del sistema acoplado de ambos lados, obteniendo las movilidades de la fuente y el receptor desacoplados y la velocidad libre de la fuente. Para el segundo método son usadas las mediciones de las movilidades de ambos elementos, pero se asume que las fuerzas y los momentos no varían a través del conector, lo cual es intrínsecamente válido solo para montajes resistentes ideales. Otros se han enfocado en la medición de la fuerza de bloqueo, esta presenta su dificultad en el bloqueo de los puntos de conexión de origen. Para resolver esto se han empleado mediciones “in-situ” [92, 93], demostrando que la fuerza de bloqueo puede ser obtenida bajo la condición de fuente-receptor acoplado, también se pueden obtener la movilidad acoplada y la velocidad de acoplamiento. La caracterización de fuentes empleando el método de fuerza de bloqueo a partir de mediciones in-situ ha sido aplicada en la industria automotriz [94], se estudió experimentalmente una bomba de vacío en nueve grados de libertad y se fijó a un soporte modificado para lograr diferentes propiedades dinámicas. Además, este método ha sido combinado con un análisis de ruta de transferencia para identificar las rutas del ruido retumbante en la cabina del vehículo [95].

Basado en el concepto de movilidad mecánica, es introducida la transmisión de potencia desde la fuente al receptor [96, 93]. Para una conexión de un solo punto la relación de potencia de transmisión se puede expresar por el producto de las propiedades de la fuente y una función de acoplamiento de las movilidades de la fuente y el receptor en un punto de

contacto. Esta relación puede usarse como una forma alternativa de predecir la potencia transmitida desde la fuente al receptor si la velocidad libre y las movibilidades se identifican por medición. Para facilitar el uso del enfoque de movilidad para conexiones multi-punto y conexiones multi-grados de libertad se introduce el concepto de movilidad efectiva para reducir un caso multipunto a un caso equivalente de punto único [97, 98].

Usando el concepto de movilidad mecánica se han desarrollado otros métodos para la caracterización del ruido transmitida por la estructura de una fuente, como lo es el Método de Placa Receptora (por sus siglas en inglés RPM) [99, 100], este método ha sido uno de los más aplicados para la caracterización de fuentes en edificios como ventiladores, bañeras de hidromasaje, válvulas, el impacto de escaleras ligeras y también ha sido utilizado para motores eléctricos [99, 101, 102, 103, 100]. Otro que surge es la Metodología de Pseudo-Fuerza [104], esta metodología ha sido aplicada en un motor diésel [105].

Los métodos de caracterización de fuente acoplada también presentan diversas técnicas para la caracterización de ruido transmitido a través de fluidos por una fuente, donde persiste la idea que las propiedades de la fuente no dependen del receptor, por lo que estas pueden ser caracterizadas como fuentes lineales de un puerto invariante en el tiempo [68]. Tal como una fuente acústica dentro de un ducto, donde esta puede ser caracterizada por una fuerza y una impedancia de la fuente usando una analogía eléctrica que se puede representar como un circuito acústico equivalente [106, 107]. Las dos principales propiedades a determinar son la fuerza de la fuente que puede ser interpretada como la presión generada por el lado de la fuente y la impedancia de la fuente normalizada. Para determinar las propiedades de la fuente se han desarrollado dos métodos de medición; el método directo con fuente externa [108, 109] y el método indirecto sin fuente externa [110, 111]. Otros investigadores han enfocado sus esfuerzos en mejorar estos métodos determinando las características de origen de la variante de tiempo lineal en la fuente [112, 113]. Una de las desventajas que muestran estos métodos son los problemas de inestabilidad del método. La misma analogía presentada para un circuito acústico equivalente [107] puede ser usada para la caracterización del ruido transmitido a través del aire [114], para una fuente en un espacio acústico dado, creando una superficie para envolver la fuente y dividiendo todo el espacio en un sistema activo, el espacio fuente y un sistema receptor.

Los parámetros vibroacústicos caracterizados son usados para la estimación de potencia a través del aire y la estructura de fuentes complejas, proveyendo información apropiada que puede usarse como datos de entrada en modelos numéricos como el SEA, donde la potencia obtenida es asociada a un subsistema sin ningún problema. En estándares como EN-12354 Parte 5 [115], que abordan la estimación del funcionamiento acústico de edificios, las entradas de excitación generadas por las fuentes son expresadas en términos de potencia.

En esta Sección se presentan varios grupos de métodos para caracterizar el ruido generado por una fuente a través de dos caminos; el ruido transmitido a través del aire y el ruido transmitido a través de la estructura. Basado en la información anteriormente presentada para la caracterización del ruido transmitido a través del aire se demuestra que los grupos de

métodos de reconstrucción de fuentes, de fuente equivalente y de fuente acoplada no son los métodos más adecuados para la caracterización de fuentes complejas como las de los electrodomésticos, ya que requieren un número de nodos muy grande para reconstruir las cantidades acústicas y esto provoca un número total de puntos de medición que puede ser excesivo para rangos de media y alta frecuencia que se pretenden modelar. Además, las caracterizaciones se desarrollaron sujetas a condiciones límite específicas de la fuente original y presentan problemas de inestabilidad, por lo que las fuentes se caracterizarán usando el método estandarizado experimental bajo la norma ISO-3745 [6], que es bien aceptado por la industria para determinar la potencia sonora usando cantidades del ruido transmitido por el aire y los datos obtenidos se pueden usar como entrada de potencia acústica para predicciones de ruido con el SEA.

Para la caracterización del ruido transmitido a través de la estructura, se presentaron varios métodos de fuente acoplada que están basados en el enfoque de movilidad, los cuales muestran buenos resultados en los métodos de medición y predicción del ruido para fuentes complejas. Las fuentes se caracterizarán usando el método de movilidad para uniones complejas y el método RPM para uniones simples, que se utiliza para cuantificar la potencia acústica de las fuentes con cualquier número de puntos de contacto, referido en la Norma EN15657-1 [116]. También es presentado un método alternativo basado en el modelado SEA para la evaluación de potencia acústica transmitida a través de la estructura usando propiedades activas de la fuente y pasivas tanto de la fuente como del receptor, obtenidas de mediciones experimentales. Por último se presentan los resultados obtenidos y una discusión para determinar cuál de los métodos descritos es el más apropiado para la evaluación de entrada de la potencia mecánica en los modelos SEA presentados en este trabajo.

2.2 Caracterización de las fuentes acústicas: potencia acústica

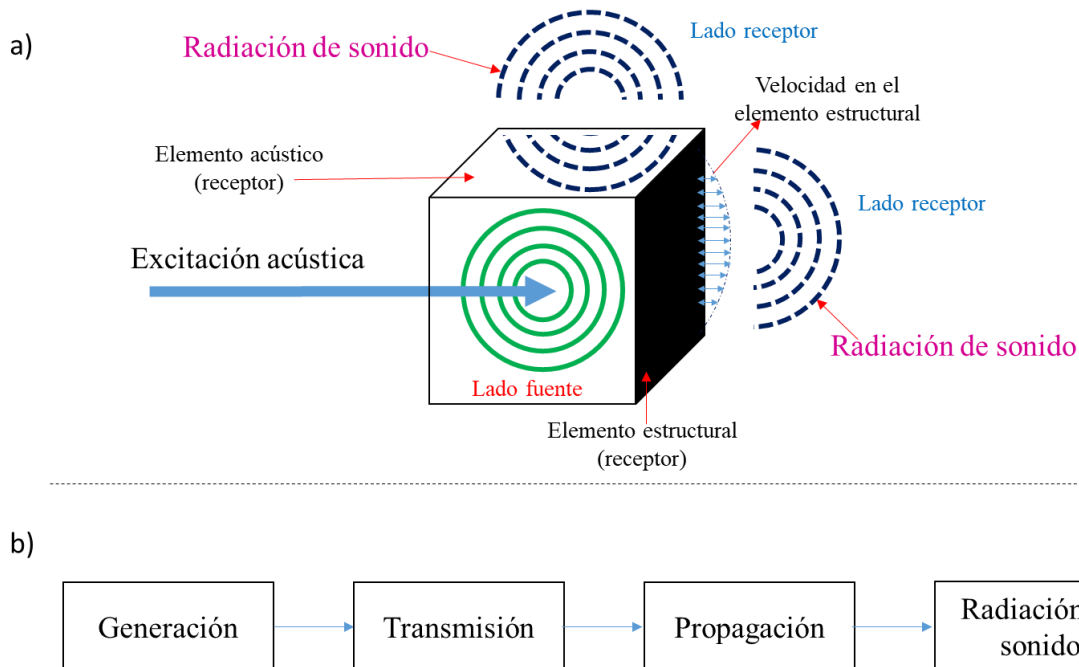
Una fuente puede radiar ruido a través de varios caminos, uno de estos caminos es ruido transmitido a través del aire, es un tipo de ruido creado por el sonido en forma de ondas que es transmitido por medio del aire y es referido a las excitaciones acústicas como la potencia acústica o la presión acústica, esta se genera por fuentes como ventiladores, válvulas, compresores y bombas.

Las excitaciones acústicas se pueden propagar en dos medios, debido a que la energía que viaja por el aire puede excitar tanto a un medio acústico (por ejemplo una cavidad) como un medio mecánico (por ejemplo una placa que componga una cavidad) para producir o transmitir ruido audible. Para una mejor comprensión del fenómeno de radiación de ruido a través del aire en la figura 2.2 (b) se muestra el proceso acústico-acústico que se puede dar en un medio sonoro y el proceso acústico-estructural en un medio mecánico, el cual consiste en 4 etapas.

La primera etapa, *generación*, donde la presión acústica es generada por una fuente de ruido aéreo. El mecanismo de generación puede ser por la rotación de alabes, membranas,

émbolos que generando variación de presiones en el aire o impactos. En la segunda etapa, *transmisión*, la presión acústica es transmitida, primero dentro de la fuente misma y después a un elemento acústico receptor pasivo, como una cavidad acústica (la etapa de transmisión también puede darse un elemento estructural pasivo como una placa). En la tercera etapa, *propagación*, la energía sonora puede ser transmitida en dos medios, primero directamente en un elemento acústico y después a un elemento estructural generando energía vibratoria. Y en la etapa final, *radiación de sonido*, el ruido puede ser radiado de dos maneras, primero una radiación directa donde la energía sonora se puede radiar directamente como sonido audible, también una proporción la energía vibratoria generada por un elemento estructural

Potencia sonora tramitada por el aire



puede ser radiada como sonido audible.

Figura 2.2: (a) Generación de potencia sonora transmitida por cavidad a una placa y a una cavidad; (b) Proceso acústico y acústico-estructural por una excitación acústica.

En la figura 2.2(a) se muestra un ejemplo típico de una cavidad acoplada a dos elementos receptores, cavidad y placa. Al excitar acústicamente una cavidad se transmiten ondas a través de esta, que generan una presión sonora que se propaga directamente en la cavidad receptora radiando ruido a través de esta. La excitación acústica también puede generar una energía vibratoria en la placa receptora y esta genera una presión sonora que se propaga en la cavidad receptora y el ruido se radia a través de esta.

En esta sección se presenta el método para la medición experimental y la evaluación de la potencia acústica utilizando el método estandarizado ISO-3745 [6] para la estimación de potencia sonora en el entorno de un campo libre.

2.2.1 Descripción de mediciones experimentales acústicas

Las fuentes son caracterizadas acorde a la norma ISO-3745 [6] para la estimación de potencia sonora en el entorno de un campo libre. El objetivo es la medición de la presión sonora para estimar la potencia de entrada (acústica) a los modelos SEA. Las mediciones experimentales se llevan a cabo en una cámara semi-anechoica donde las fuentes son colocadas (solo las fuentes sin los electrodomésticos). Existen varias fuentes en ambos casos de estudio, el refrigerador contiene tres de fuentes: compresor, ventilador condensador y ventilador evaporador. La campana de cocina contiene una solo fuente: ventilador de extracción. Cada fuente se caracterizara independientemente.

El método es basado en el supuesto de una fuente puntual, donde la fuente es colocada en la parte inferior de la cámara. Las fuentes a caracterizar se dividen en dos tipos compresor y ventiladores. El compresor es montado en el piso sobre una masa que es menor al menos cuatro veces su peso [117]. Los ventiladores son suspendidos a 40 cm sobre el piso con varias cuerdas elásticas, se verifica que no se distorsione el ruido generado por el ventilador.

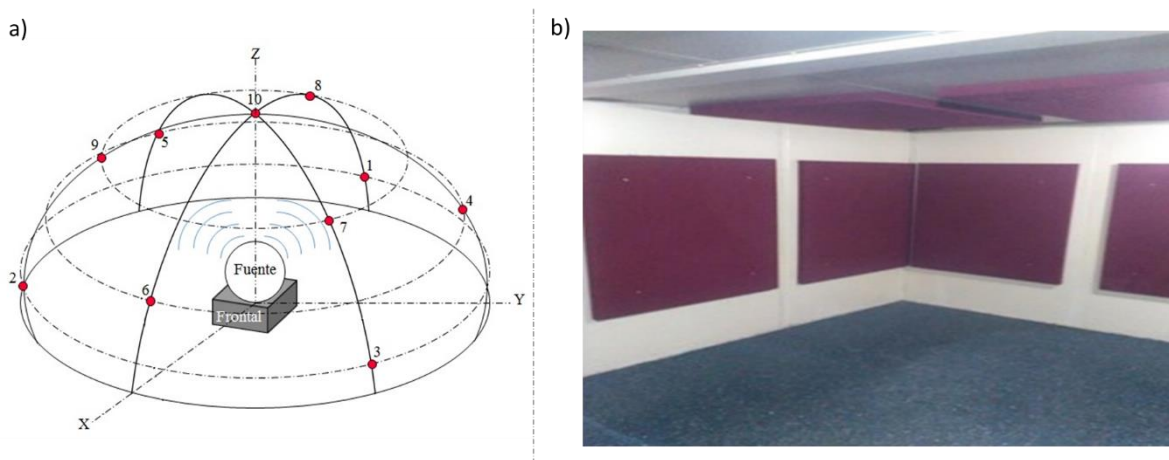


Figura 2.3: (a) Posiciones de micrófono en un arreglo hemisférico para medir el SPL de acuerdo con ISO-3745; (b) Cámara semi-anechoica.

Las ubicaciones de medición de los niveles de presión sonora son distribuidos en 10 posiciones sobre una superficie hemisférica que rodea la fuente, colocando un micrófono (B&K tipo 4189) en cada una de las posiciones de medición usando un promedio lineal como se muestra en figura 2.3. El ruido generado por las fuentes es como mínimo 15 dB por encima del nivel de ruido de fondo en todas las bandas de frecuencia.

Los datos experimentales serán recolectados en el rango de 100 a 10000 Hz y procesados con un sistema adquirente de datos, usando canales independientes para presión. Los datos se procesan en un análisis de espectro FFT (por sus siglas en inglés transformada rápida de Fourier) dentro de bandas de frecuencia de una tercia de octava con un tiempo promedio de

32 segundos. Los niveles de presión acústica para cada banda de una tercia de octava son sumados en todo el rango de frecuencia para obtener el SPL global.

2.2.2 Evaluación de SPL y potencia acústica

Para el cálculo del nivel de potencia, los niveles de presión fueron promediados sobre el área superficial e integrados sobre las bandas de frecuencia de una tercia de octava. Se utilizó la siguiente ecuación para obtener el nivel de presión sonora de la superficie [6], $\overline{L_p}$:

$$\overline{L_p} = 10 \log_{10} \frac{1}{N} \left[\sum_{i=1}^N 10^{0.1 L_{pi}} \right] \quad (2.1)$$

donde $\overline{L_p}$ es la superficie del nivel de presión acústica en dB, L_{pi} es el nivel de presión sonora resultado de las mediciones, N es el número de mediciones.

Una vez obtenidos los datos, los niveles de presión sonora experimentales son usados para calcular la potencia de entrada en el modelo SEA. Asumiendo que el campo sonoro en la fuente y la cavidad receptora son difusos, la incidencia y la potencia sonora transmitida puede ser calculada de las mediciones [118], donde la potencia promedio asociada es calculada como:

$$\Pi_{Entrada} = \frac{\langle P_{RMS}^2 \rangle 4\pi r^2}{\rho_0 c_0} \quad (2.2)$$

aquí $\langle P_{RMS}^2 \rangle$ es el valor cuadrado medio de la presión acústica medida a una distancia r de la fuente, ρ_0 es la densidad del aire y c_0 es la velocidad del sonido en el aire. Las entradas para la potencia acústica son asociadas en los subsistemas donde son localizadas las fuentes.

2.3 Caracterización de las fuentes acústicas: a través de la estructura

Otro de los caminos, el ruido transmitido por la estructura, es un tipo de ruido creado por oscilaciones en una estructura sólida es referido como vibraciones. El objetivo de la caracterización es la medición y cuantificación de la potencia sonora transmitida por la estructura generada por cada fuente en el electrodoméstico. La potencia sonora transmitida por la estructura, se define como la energía vibratoria que se propaga en forma de ondas elásticas a través de un medio sólido [43], esta es generada por fuentes como ventiladores, bombas, motores, etc.

Para una mejor comprensión del fenómeno en la figura 2.4(b) se muestra el proceso acústico-estructural, el cual consiste en 4 etapas. En la primera etapa, *generación*, donde la vibración es generada dentro de una fuente de sonido estructural. El mecanismo interno puede ser generado por fricción, rotación, variación de presión, impactos o una combinación de estos. En la segunda etapa, *transmisión*, la vibración es transmitida, primero

dentro de la fuente misma y después a una estructura receptora pasiva, por ejemplo las placas que componen al gabinete de un refrigerador. En la tercera etapa, *propagación*, la energía vibratoria es distribuida en toda la estructura. Y en la etapa final, *radiación de sonido*, una proporción de la energía vibratoria es radiada como sonido audible [119].

Potencia sonora transmitida por la estructura

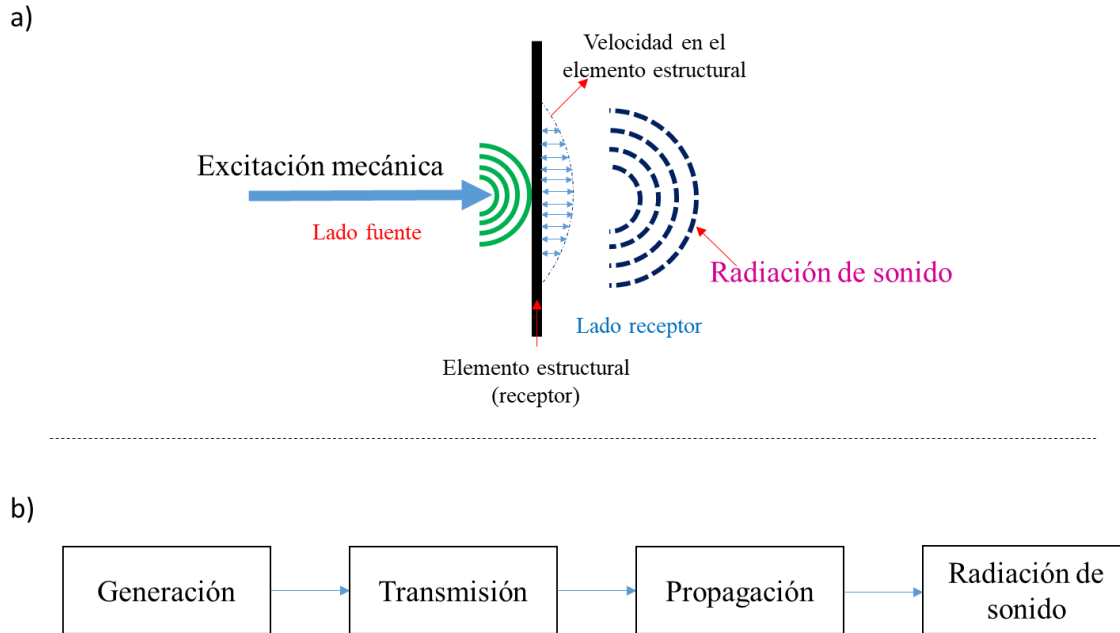


Figura 2.4: (a) Generación de potencia sonora transmitida por una placa a una cavidad; (b) Proceso de acústico-estructural por una excitación mecánica.

En la figura 2.4(a) se muestra un ejemplo típico de una placa-cavidad, al excitar mecánicamente la placa se transmiten ondas a través de la placa que generan una presión sonora que se propaga en la cavidad y el ruido se radia a través de esta.

En esta sección se presenta una descripción de la medición experimental y la evaluación de la potencia estructural generada por las fuentes, este método consiste en dos etapas. La primera es la medición experimental de las velocidades libres de las fuentes y la segunda etapa implica la cuantificación de la potencia acústica transmitida por la estructura usando el método de movilidad para uniones complejas y el método RPM para uniones simples. Además de una propuesta de un método alternativo basado en el modelado SEA.

2.3.1 Descripción de mediciones experimentales a través de la estructura.

La primera etapa es la medición de la suma de las velocidades libres sobre los puntos de contacto de las fuentes $\sum v_{sf}^2$, basado en método estandarizado ISO-9611 [120]. Después

los resultados obtenidos son usados para cuantificar la potencia sonora transmitida por la estructura. Cada fuente será caracterizada independientemente.

Las mediciones se llevan a cabo en una cámara semi-anechoica. Las fuentes a caracterizar se dividen en dos tipos compresor y ventiladores. El compresor y los ventiladores son suspendidos con varias cuerdas elásticas para las evaluaciones experimentales de las velocidades libres, usando varios acelerómetros (B&K tipo 4525) colocados en los puntos de contacto donde las fuentes se acoplan con otros subsistemas (4 para el compresor y 2 para los ventiladores). Como se muestra en la figura 2.5.

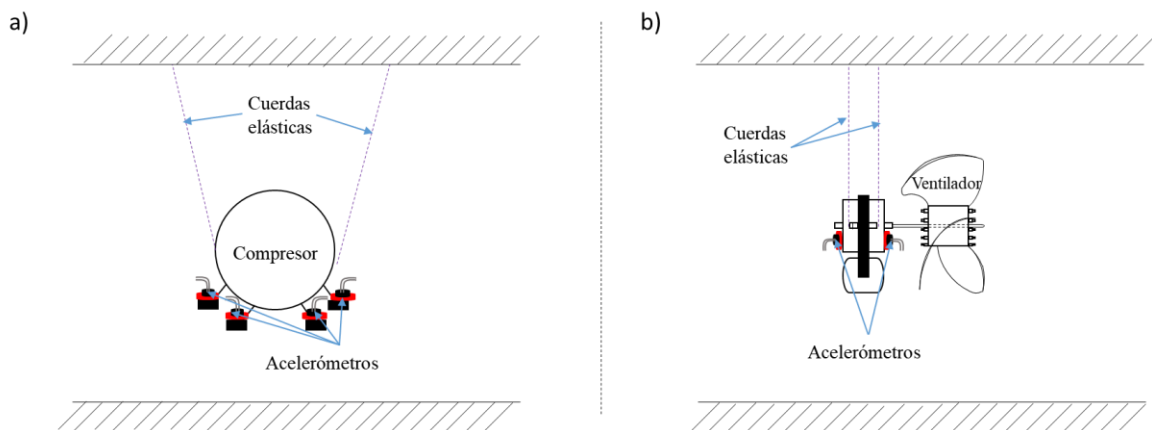


Figura 2.5. Esquema de la colocación de acelerómetros para la medición de vibración sobre los puntos de contacto en las fuentes: (a) puntos de colocación de acelerómetro para todas mediciones del compresor; (b) puntos de colocación de acelerómetro para todas mediciones de los ventiladores.

Los datos experimentales serán recolectados en el rango de 100 a 10000 Hz y procesados con un sistema adquirente de datos usando canales independientes para aceleración. Las señales adquiridas en función del tiempo de la aceleración en cada punto de contacto se integrarán usando un filtro para obtener la velocidad de cada punto de contacto. Los datos se procesan en un análisis de espectro FFT dentro de bandas de frecuencia de una tercia de octava con un tiempo promedio de 32 segundos. Para obtener la suma de las velocidades libres en todos los puntos de contacto de cada fuente en bandas de una tercia de octava, se sumarán los niveles de velocidad de cada punto para obtener la velocidad total generada de toda la fuente.

2.3.2 Estimación de potencia a través de la estructura.

En esta sección se describe la estimación de la potencia sonora transmitida por la estructura, que es generada por una fuente a un elemento receptor, usando dos métodos. En la sección 2.5 se presentan las diferencias que existen entre cada uno de los métodos para seleccionar el más apropiado para la evaluar las entradas de potencia mecánica a los modelos SEA que serán desarrollados.

2.3.2.1 Método de movilidad y método RPM

Para simpleza del método de movilidad, inicialmente se considera una fuente que transmitirá potencia a un receptor a través de un solo contacto y un solo componente de excitación [99, 100]. La potencia transmitida es la parte real de la potencia compleja Π_{SR} y puede ser expresado en términos de velocidad libre de la fuente v_{Sf} y de la movilidad de la fuente compleja Y_S y la movilidad del receptor Y_R , como [100]

$$\Pi_{SR} = \frac{1}{2} \frac{|v_{Sf}|^2}{|Y_S + Y_R|^2} \text{Re}\{Y_R\} \quad (2.3)$$

Para máquinas y componentes de máquinas que están conectadas a soportes estructurales por medio de múltiples puntos, líneas y áreas de contacto. La asociación de la potencia total de una fuente a un receptor, para N puntos de contacto está dada por [100]

$$\Pi_{SR}^{Total} = \frac{1}{2} \sum_i^N |v_{Sfi}|^2 \frac{\text{Re}\{Y_{Ri}^\Sigma\}}{|Y_{Ri}^\Sigma + Y_{Si}^\Sigma|^2} \quad (2.4)$$

donde Y_{Ri}^Σ y Y_{Si}^Σ son los puntos de movilidad de la fuente y el receptor, respectivamente. Para ambos la fuente y el receptor, los puntos de movilidad efectiva en los contactos i -ésimos puede ser escrita como [100]

$$Y_i^\Sigma = Y_i + \sum \frac{F_j}{F_i} Y_{ij} \quad (2.5)$$

donde Y_i es el punto de movilidad en el contacto i -ésimo, Y_{ij} es la movilidad de transferencia entre el contacto i -ésimo y j -ésimo y $\frac{F_j}{F_i}$ es el radio de la fuerza en el contacto i -ésimo y j -ésimo, respectivamente. El obtener esta información es muy difícil y poco probable en la práctica. En ausencia de dicha información, es necesario simplificar mediante suposiciones. Se puede suponer que las fuerzas son de igual magnitud. La fase entre las fuerzas depende del comportamiento de la vibración de las fuentes. Si las fuentes tienen un movimiento de cuerpo rígido, como ocurre en bajas frecuencias, entonces es apropiada una representación multipolar, incluyendo una condición diferencia de fase cero (modo de rebote). En altas frecuencias, es probable un comportamiento resonante para una o ambas estructuras fuente y receptor y se puede suponer una diferencia de fase aleatoria entre los puntos de contacto [99, 100]. Nuevamente, en ausencia de información detallada, se emplean dos condiciones asintóticas. Si se supone una diferencia de fase cero, entonces la ecuación 2.5 se convierte en [100]

$$Y_i^\Sigma \approx Y_i + \sum Y_{ij} \quad (2.6)$$

Si se supone una fase aleatoria entonces,

$$|Y_i^\Sigma|^2 \approx |Y_i|^2 + \sum |Y_{ij}|^2 \quad (2.7)$$

y

$$Re(Y_i^\Sigma) \approx Re(Y_i) \quad (2.8)$$

Los principios del método RPM están dados en [43]. Este método proviene de la caracterización del ruido estructural de máquinas en edificios [99, 100], las máquinas están unidas a una placa aislada con soporte elástico. Cuando están en funcionamiento las máquinas, la potencia acústica total transmitida por la estructura es igual a la potencia de las ondas a flexión de la placa receptora. La potencia inyectada, a través de todos los contactos de la fuente a una placa receptora puede ser calculada como [99, 100]:

$$\Pi_{placa} = \omega \eta_R \bar{m}_R S_R \langle v_R^2 \rangle \quad (2.9)$$

donde ω es la frecuencia angular, η_R es el factor total de pérdida interna de la placa, \bar{m}_R es la masa por unidad de área de la placa receptora, S_R es el área de la placa receptora y $\langle v_R^2 \rangle$ el promedio espacial de la velocidad cuadrada media de la placa.

Si en cada contacto la placa de recepción tiene una alta movilidad relativa al de la fuente bajo prueba, es decir, $Y_{Si}^\Sigma \ll Y_{Ri}^\Sigma$ para todos los i , entonces la ecuación 2.4 se convierte en [100]

$$\Pi_{SR}^{Total} \approx \frac{1}{2} \sum_i^N Re \left(\frac{1}{Y_{Ri}^\Sigma} \right) |v_{Sfi}|^2 \quad (2.9)$$

Si la variación especial en la movilidad efectiva de la placa, sobre los puntos de contacto, es pequeña, entonces [100]

$$\Pi_{SR}^{Total} \approx \frac{1}{2} Re \left(\frac{1}{Y_{Ri}^\Sigma} \right) \sum_i^N |v_{Sfi}|^2 \quad (2.10)$$

donde Y_{Ri}^Σ es la movilidad efectiva promedio de la placa. Si la fuente ahora es conectada a una placa de baja movilidad donde $Y_{Si}^\Sigma \gg Y_{Ri}^\Sigma$ para todos los i , entonces la potencia total es [100]

$$\Pi_{SR}^{Total} \approx \frac{1}{2} \sum_i^N \frac{|v_{Sfi}|^2}{|Y_{Si}^\Sigma|^2} Re\{Y_{Ri}^\Sigma\} \quad (2.11)$$

También, asumiendo una pequeña variación especial en la movilidad efectiva de la placa, la ecuación 2.11 puede ser expresada como [100]

$$\Pi_{SR}^{Total} \approx \frac{1}{2} Re\{Y_R^\Sigma\} \sum_i^N \frac{|v_{Sfi}|^2}{|Y_{Si}^\Sigma|^2} \quad (2.12)$$

La fuerza del sonido transmitida por la estructura de la fuente se obtiene, basado en el bloqueo de fuerza [100]

$$\sum_i^N \frac{|v_{Sfi}|^2}{|Y_{Si}^\Sigma|^2} = \sum_i^N |F_{bi}|^2 \quad (2.13)$$

Este trabajo se enfocará en caracterizar la potencia sonora transmitida por la estructura de fuentes acopladas a placas por medio de uniones con un elemento aislante y pueden ser fácilmente evaluadas utilizando el método de movilidad. Este tipo de unión se considera de esta forma ya que en los casos de estudios presentados en el Capítulo 3, todas las uniones de las fuentes a los elementos receptores son por medio de elementos aislantes (arandela de goma) como se muestra en la figura 2.6. El método RPM será usado para evaluar uniones simples que no contengan elementos aislantes.

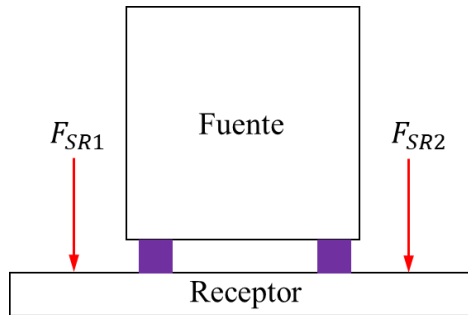


Figura 2.6. Ilustración de fuerzas ejercidas de fuente acoplada a un receptor por medio de múltiples uniones con un elemento aislante.

La potencia transmitida al receptor por medio de una sola unión con un elemento aislante es estimada usando el método de movilidad, como se describe en el **Anexo A**. Está dada por [121]

$$\Pi_{SR}^{Total} = \frac{1}{2} \frac{|v_{Sf}|^2 |Y_{ji}|^2}{|(Y_R + Y_{jj})(Y_{ii} + Y_s) - Y_{ij}Y_{ji}|^2} Re\{Y_R\} \quad (2.14)$$

donde Y_{ii} y Y_{jj} son los puntos de movilidad receptora en los lados del aislador, respectivamente y Y_{ij} y Y_{ji} son las movilidades de transferencia. La potencia promedio asociada de la fuente a la placa receptora es calculada usando la ecuación para cada punto de contacto, para N número de puntos contactos es usada la siguiente relación:

$$\Pi_{SR}^{Total} = \frac{1}{2} \sum_k^N \frac{|v_{Sfk}|^2 |Y_{jik}|^2}{|(Y_{Rk} + Y_{jjk})(Y_{iik} + Y_{sk}) - Y_{ijk}Y_{jik}|^2} Re\{Y_{Rk}\} \quad (2.15)$$

2.3.2.2 Método basado en modelado SEA

Con el fin de verificar la utilidad de los datos experimentales de las fuentes vibro-acústicas, se crea un modelo SEA para calcular la potencia transmitida a través de estructura desde la fuente a una placa receptora. La técnica para el cálculo de potencia mecánica transmitida es presentada aquí (modelo SEA de dos subsistemas). Los cálculos numéricos de potencia se llevarán a cabo usando elementos aislantes como las arandelas de goma, como se muestra en la figura 2.7.

El cálculo de la potencia mecánica transmitida es realizado para un sistema que consiste en dos subsistemas acoplados con una sola unión. La formulación SEA para este caso es

$$\omega \begin{bmatrix} \eta_{S,i} + \eta_{SR} & -\eta_{RS} \\ -\eta_{SR} & \eta_{R,j} + \eta_{RS} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \langle E_S \rangle \\ \langle E_R \rangle \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \Pi_{Fuente} \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2.16)$$

donde $\eta_{S,i}$ y $\eta_{R,j}$ son los factores de pérdida interna, $\langle E_S \rangle$ y $\langle E_R \rangle$ es la energía promedio de la fuente y el receptor respectivamente. η_{SR} y η_{RS} son los factores de pérdida por acoplamiento entre ambos subsistemas (con $S \neq R$) y Π_{Fuente} es la excitación de la fuente (esta será expresada en términos de velocidad libre). Las tres expresiones de la primera del sistema de ecuaciones 2.16 son linealmente independientes. Por lo tanto para calcular las tres incógnitas $\eta_{S,i}$, η_{SR} y η_{RS} otras expresiones son requeridas. Por lo general en el proceso en el SEA lo primero es obtener las energías promedio de ambos subsistemas con el sistema 2.16. Son:

La energía $\langle E_R \rangle$ de la placa es obtenida de la segunda ecuación en el sistema 2.16 (balance de potencias del subsistema 2) como

$$\langle E_R \rangle = \frac{\eta_{SR} \langle E_S \rangle}{(\eta_{R,j} + \eta_{RS})} \quad (2.17)$$

La energía $\langle E_S \rangle$ de la fuente es obtenida de la primera ecuación en el sistema 2.16 (balance de potencias del subsistema 1) como

$$\langle E_S \rangle = \frac{\frac{\Pi_{Fuente}}{\omega} + \eta_{RS} \langle E_R \rangle}{(\eta_{S,i} + \eta_{SR})} \quad (2.18)$$

Las entradas de potencia son usualmente conocidas, para una excitación dada. Para este caso se supone una fuente en estado libre [120], entonces la potencia de entrada generada por la fuente en un solo punto contacto es expresada en términos de velocidad libre v_{Sf} , como

$$\Pi_{Fuente} = \omega \eta_{S,i} \langle E_S \rangle = \omega \eta_{S,i} M_S \langle v_{Sf} \rangle^2 \quad (2.19)$$

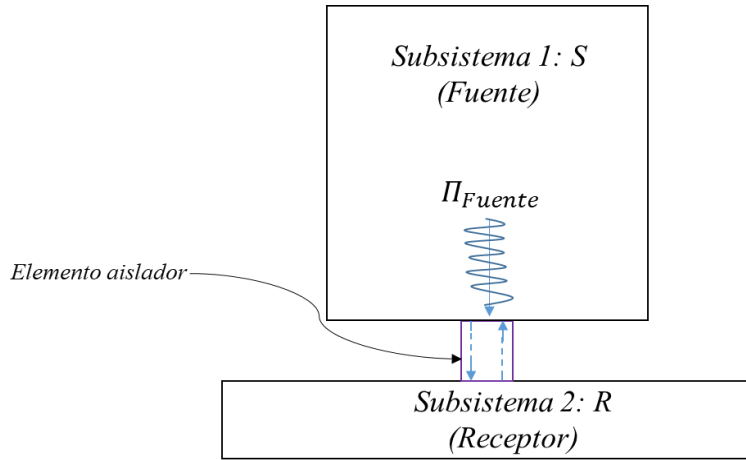


Figura 2.7. Interfase del elemento fuente al elemento receptor por medio de un solo elemento aislador.

donde $\eta_{S,i}$ es el factor total de pérdida de la fuente y M_S es la masa de la fuente. El cálculo de la potencia transmitida de la fuente al receptor a través de una conexión depende de las características de ésta. La potencia total inyectada puede estar en función del promedio de energía en el receptor (placa), viene dada por [103, 118]

$$\Pi_{Placa} = \Pi_{SR} = \omega \eta_{R,j} M_R \langle v_{RMS}^2 \rangle = \omega \eta_{R,j} \langle E_R \rangle \quad (2.20)$$

donde $\eta_{R,j}$ es el factor total de pérdida interna de la placa, M_R es la masa de la placa receptora y $\langle v_{RMS}^2 \rangle$ es el valor cuadrado medio espacial de la velocidad en la placa. Si los valores de las energías promedio (obtenidas del balance de potencia) y la entrada de potencia generada por la fuente son incorporados a la ecuación 2.20, se puede determinar la potencia transmitida de la fuente a la placa receptora, tomando en cuenta la unión de los subsistemas por medio de un elemento aislador, este proceso describe a detalle en el **Anexo B**. La potencia está dada por la siguiente expresión

$$\Pi_{SR} = \frac{\omega M_S \eta_{S,i} \eta_{R,j} \eta_{SR} \langle v_{Sf} \rangle^2}{[(\eta_{S,i} + \eta_{SR})(\eta_{R,j} + \eta_{RS}) - \eta_{RS} \eta_{SR}]} \quad (2.21)$$

Una vez obtenida la potencia transmitida de la fuente a la placa son determinados los factores de pérdida por acoplamiento η_{SR} y η_{RS} , tomando en cuenta la movilidad del elemento aislador que une ambos subsistemas. Esta unión estructural considera el efecto de amortiguación de las arandelas de goma, la estimación de los CLFs es obtenida usando una analogía para un circuito eléctrico equivalente [122, 42, 118], para un punto de conexión

entre dos estructuras y es válida cuando cada conexión actúa independientemente de los demás

$$\eta_{SR} = \frac{Re\{Y_R\}}{\omega M_S |Y_S + Y_R + Y_{SR}|^2} \quad (2.22)$$

donde M_S es la masa total de la fuente, Y_S es la movilidad estructural de la fuente, Y_R es la movilidad estructura del subsistema receptor y Y_{SR} es la movilidad estructural de la conexión (arandela de goma). Usando este mismo proceso es obtenido η_{RS} . La potencia promedio asociada de la fuente a la placa receptora es calculada usando la ecuación 2.21 para cada punto de contacto, para N número de puntos contactos es usada la siguiente relación:

$$\Pi_{placa} = \omega M_S \eta_{S,i} \eta_{R,j} \sum_k^N \frac{\eta_{SRk} \langle v_{sfk} \rangle^2}{[(\eta_{S,i} + \eta_{SRk})(\eta_{R,j} + \eta_{RSk}) - \eta_{RSk} \eta_{SRk}]} \quad (2.23)$$

2.4 Caracterización de las fuentes: movilidad en diferentes posiciones del punto de contacto.

Los métodos de cuantificación de potencia sonora tramitada por la estructura están basados en el “enfoque de movilidad” [68, 116, 100], por lo que la medición experimental de movilidad es parte de la caracterización de las fuentes. Cada fuente se caracterizará independientemente. El compresor y los ventiladores son suspendidos con varias cuerdas elásticas para las evaluaciones experimentales. Las movilidades a caracterizar se dividen en dos tipos de fuentes compresor y ventiladores. La movilidad del compresor se medirá en los 4 puntos de contacto acorde a la norma ISO-7626 [123] y los valores medios serán obtenidos. La movilidad de los ventiladores será medida en dos puntos de contacto usando un martillo de impacto y un acelerómetro. Cada movilidad es grabada como el promedio de tres impactos.

Los datos experimentales recolectados para los ventiladores, se procesan en un análisis de función de respuesta a la frecuencia (por sus siglas en ingles FRF) en un rango de 100 a 10,000 Hz y procesados con un sistema adquiredor de datos usando canales independientes para aceleración y fuerza. Los FRFs se integran usando un filtro para obtener las mediciones en términos de movilidad. Los resultados de movilidad se procesan y promedian dentro de bandas de una tercia de octava de cada punto de contacto.

Las movilidades de los puntos de las placas receptoras son calculadas usando las fórmulas para una placa infinita del mismo material y espesor son proporcionadas en [42].

$$Y_R = \frac{1}{8\sqrt{B_R \rho_{SR}}} \quad (2.24)$$

donde B_R es el módulo de la rigidez a flexión y ρ_{SR} la densidad superficial de la placa receptora. Las movilidades para los puntos receptor en los lado del elemento trasmisor y la movilidad de trasferencia del el lazo de conexión son proveídas en [124, 125].

La movilidad del lazo de conexión con arandelas de goma para el método de movilidad vienen dada por:

$$Y_{ii} = Y_{jj} = -j \frac{\cot(k_l l)}{A\sqrt{E\rho}} \quad (2.25)$$

$$Y_{ij} = Y_{ji} = \frac{-j}{A\sqrt{E\rho}\sin(k_l l)} \quad (2.26)$$

donde $k_l = \omega/C_l$ es el número de ondas longitudinales con la velocidad de ondas longitudinales $C_l = \sqrt{E/\rho}$, E y ρ son el módulo de elasticidad y la densidad del material, respectivamente. A es el área de la sección transversal y l es el espesor de la capa.

Para el método basado en el SEA, la movilidad del lazo de conexión con las arandelas de goma es dada por:

$$Y_{SR} = Y_{RS} = \frac{i\omega}{K_g} \quad (2.27)$$

donde K_g es la rigidez de las arandelas de goma y puede ser calculado como se propone en [125, 126].

$$K_g = \frac{EA}{nh} \quad (2.28)$$

donde E es el módulo de elasticidad, A es el área de superficie, n es el número de capas de elastómeros y h es el espesor de la capa. El módulo de elasticidad es calculado de una relación semi-empírica usando S , la dureza tipo shore (A) [127, 128, 129].

El módulo de elasticidad puede ser calculado de una relación semi-empírica usando S_g , la dureza tipo shore (A)

$$\log_{10} E = 0.0235S_g - 0.6403 \quad (2.29)$$

2.5 Comparación del método de movilidad con el método basado en el SEA

Para la comparación de los dos métodos descritos anteriormente, se lleva a cabo una evaluación de la inyección de potencia estructural de las tres fuentes del refrigerador usando los dos métodos para cuantificar sus diferencias y determinar cuál de estos es el más apropiado para la evaluación de la entrada de potencia mecánica en los modelos numéricos. La primera fuente es el compresor, que está instalado sobre una placa base en la parte inferior trasera del refrigerador. La segunda es el ventilador condensador, que se encuentra en la misma ubicación del compresor, y finalmente el ventilado evaporador que se ubica en

el congelador sobre una cubierta. La ubicación y descripción a detalle de las tres fuentes se encuentra en el capítulo 3.

La estimación de potencia estructural generada por cada fuente cuando es acoplada una placa receptora fue calculada usando la ecuación 2.15 y ecuación 2.23 para N número puntos de contacto, como es descrito en la sección 2.3.2. La evaluación de las velocidades se realizó acorde al método descrito en la sección 2.3.1 sobre los puntos de contacto de las fuentes, cuatro puntos de contacto para el compresor y dos puntos de contacto para los ventiladores. Cada fuente fue suspendida libremente y la velocidad en cada punto de soporte fue grabada, Las fuentes son puestas en funcionamiento con una velocidad de rotación nominal de 3600 rpm del compresor, el ventilador condensador con una velocidad de rotación nominal de 2500 rpm y el ventilador evaporador con una velocidad de rotación nominal de 2650 rpm. En la figura 3.40 de la Sección 3.4.2, son mostrados directamente los resultados de las sumas de las mediciones de las velocidades en bandas de una tercia de octava.

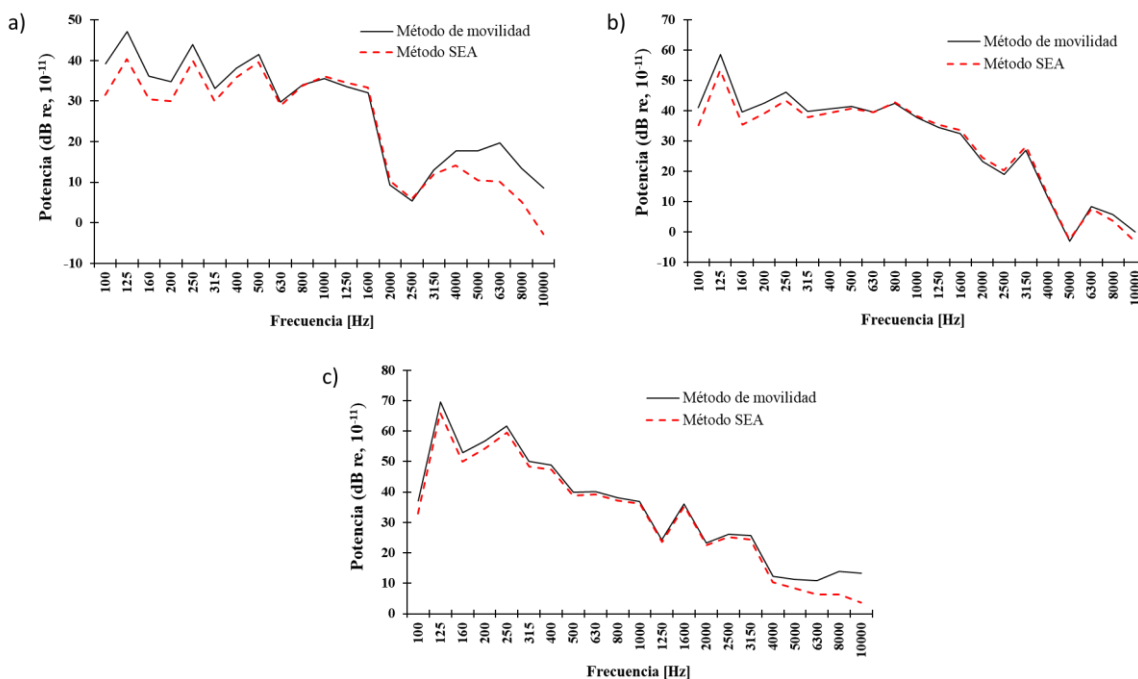


Figura 2.8. Estimación de potencia estructural transmitida por cada fuente de un refrigerador usando el método de movilidad y SEA, incluyendo las velocidades de las fuentes, movilidad de cada punto de contacto de las fuentes, movilidades de las conexiones y movilidades de las placas receptoras: (a) Compresor; (b) Ventilador condensador; (c) Ventilador evaporador.

Los valores de movilidad mostrados en la figura 3.42 de la sección 3.4.3 son obtenidos directamente de las mediciones como se describe en la sección 2.4 y son procesados acorde a [100] para cada punto de contacto de las fuentes, los valores de las placas receptoras y de las movilidades de las conexiones con las arandelas de goma y las movilidades de las placas receptoras fueron calculados como se describe en la sección 2.4.

Las propiedades geométricas y mecánicas para las conexiones y las placas receptoras están dadas en la tabla 3.4. Para la ecuación 2.23 se usará un factor de pérdida interno constante en las placas receptoras, está dado en la tabla 3.1, para el compresor es usado $\eta_{s,i} = 0.005$ y para los ventiladores $\eta_{s,i} = 0.01$. Los cálculos de la potencia estructural usando ambos métodos se obtiene en un rango de frecuencias de 100 a 10,000 Hz en bandas de frecuencia de una tercia de octava después se grafican los resultados con un valor de referencia de 10^{-11} Watts en la figura 2.8.

En la figura 2.8 se muestran los resultados de la estimación de potencia estructural, donde hay una buena concordancia entre ambos métodos, con excepción de las bajas bandas de frecuencia de 100 a 500 Hz y en altas bandas de frecuencias de 4000 a 10,000 Hz. La estimación de potencia entre ambos métodos en la figura 2.8(a) para el compresor presenta una diferencia máxima de 8 dB, una máxima diferencia en el ventilador condensador de 5 dB mostrada en la figura 2.8(b) y en la figura 2.8(c) se presenta una máxima diferencia de 4.7 dB para el ventilador evaporador.

2.5.1 Efecto del material aislante en los puntos de contacto.

La estimación de potencia depende de un adecuado cálculo de las movilidades de los lazos de conexión con las arandelas de goma usando diferentes formas para ambos métodos. Para las estimaciones mostradas arriba, las movilidades calculadas son las de transferencia para el método de movilidad y para el método basado en el SEA son las de movilidades del elemento de conexión.

Ambos cálculos de movilidad están en función del módulo de elasticidad de los elementos de conexión que es obtenido con la dureza de las arandelas de goma. Para investigar el efecto que tiene las movilidades de los elementos de conexión en la estimación de potencia estructural en ambos métodos, una iteración con una dureza diferente en los elementos de conexión fue llevada a cabo: para los elementos de conexión del compresor fue considerada una dureza de 30 Shore A; para los elementos del ventilador condensador una dureza 15 Shore A; para los elementos del ventilador evaporador una dureza 15 Shore A. Los resultados en la figura 2.9, muestran la estimación de potencia de la línea de base y una iteración con diferente dureza para ambos métodos con las tres fuentes.

Los resultados de la estimación de potencia con ambos métodos para la línea base y con una dureza diferente son presentados en la figura 2.9. En la figura 2.9(a), la estimación de potencia con una dureza diferente para el compresor muestra decremento en los valores en las bandas de frecuencia de 2,000 a 10,000 Hz en ambos métodos y una máxima diferencia de 6 dB cuando se compara a la línea base usando el método SEA. Con el método de movilidad una máxima diferencia de 5 dB cuando se compara con la línea base, excepto por las bandas de 4,000 Hz y 8,000 Hz donde se observa un crecimiento de los valores.

De la figura 2.9(b) se observa un decremento en los valores de potencia en las bandas de frecuencia de 6,300 a 10,000 Hz en ambos métodos para el ventilador condensador y una máxima diferencia de 4 dB cuando se compara a la línea base usando el método SEA. Con el método de movilidad una máxima diferencia de 3 dB cuando se compara con la línea base. Finalmente las estimaciones de potencia para el ventilador condensador son graficados en la figura 2.9(c), donde se muestra decremento en los valores de potencia en las bandas de frecuencia de 6,300 a 10,000 Hz en ambos métodos y una máxima diferencia de 2.5 dB cuando se compara a la línea base usando el método SEA. Con el método de movilidad una máxima diferencia de 7 dB cuando se compara con la línea base.

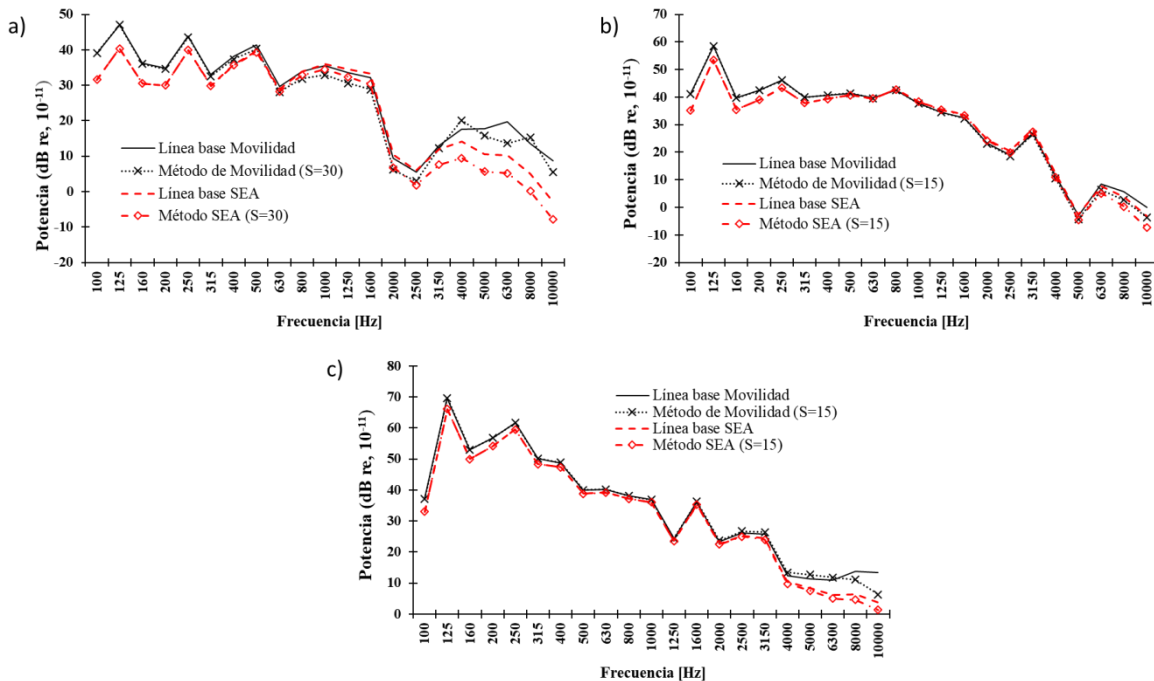


Figura 2.9. Comparación entre la potencia estimada con ambos métodos, usando una dureza diferente para las arandelas de goma y los resultados línea base con ambos métodos: (a) Compresor; (b) Ventilador condensador; (c) Ventilador evaporador.

Este efecto de decremento que se observa en todas las estimaciones de la figura 2.9, se debe a que se está usando una dureza menor que la de la línea base. Esto quiere decir que arandelas más suaves reducen la potencia estructural transmitida de una fuente a una placa receptora y puede ser usado como una técnica de reducción de ruido y los métodos captan este efecto. Las variaciones en la estimación de potencia con ambos métodos se presentan siempre en los mismos rangos de frecuencia para las tres fuentes, como se muestra en la figura 2.9, debido a las propiedades geométricas de los elementos aislantes y el número de ondas que pasan a través de estos. Esto quiere decir que si se varían las propiedades geométricas de estos elementos se puede reducir la potencia estructural transmitida en un rango de frecuencia mayor y obtener una reducción de las emisiones de ruido.

2.5.2 Efecto del amortiguamiento en el método SEA.

Otro de los parámetros principales que puede influir en la estimación de potencia estructural transmitida de una placa a una placa receptora para el método basado en el SEA son los factores de pérdida interna de la fuente y la placa receptora que están en función de un amortiguamiento constante. Para investigar el efecto que tienen los factores de pérdida interna en la estimación potencia estructural con el método basado en el SEA, se realiza una iteración con un amortiguamiento constante diferente, tanto para la fuente como para la placa: para el compresor y la placa fue considerado un factor de pérdida $\eta_{R,i} = \eta_{S,i} = 0.01$; para el ventilador condensador y la placa un factor de pérdida $\eta_{R,i} = \eta_{S,i} = 0.015$; finalmente para el ventilador evaporador un factor de pérdida $\eta_{R,i} = \eta_{S,i} = 0.005$. Los resultados en la figura 2.10 muestran la estimación de potencia de la línea de base de ambos métodos y una iteración del método basado en el SEA para las tres fuentes.

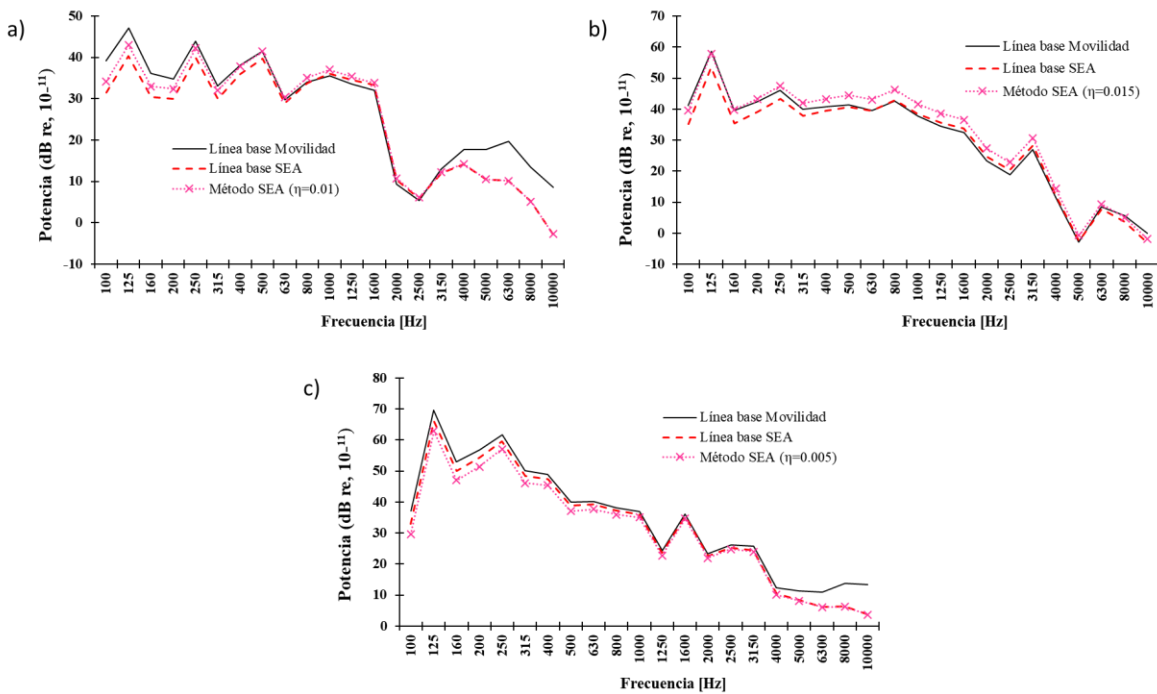


Figura 2.10. Comparación entre la potencia estimada con el método basado en el SEA, usando un amortiguamiento constante diferente para las fuentes y las placas receptoras y los resultados línea base con ambos métodos: (a) Compresor; (b) Ventilador condensador; (c) Ventilador evaporador.

Los resultados de las estimación de potencia usando ambos métodos para la línea base y con un amortiguamiento diferente con el SEA son presentados en la figura 2.10. En la figura 2.10(a), la estimación potencia con un factor de pérdida diferente para el compresor muestra un incremento en los valores de las bandas de frecuencia de 100 a 500 Hz con el método SEA. Con una máxima diferencia de 3 dB cuando se compara a la línea base del método SEA y una máxima diferencia de 5 dB cuando se compara a la línea base del método movilidad.

De la figura 2.10(b) se observa un incremento en los valores de potencia en las bandas de frecuencia de 100 a 4,000 Hz usando el método SEA para el ventilador condensador, con una máxima diferencia de 4 dB cuando se compara a la línea base usando el método SEA y una máxima diferencia de 3 dB cuando se compara a la línea base del método movilidad. Finalmente las estimaciones de potencia para el ventilador condensado son graficados en la figura 2.10(c), donde se muestra un decremento en los valores de potencia en las bandas de frecuencia de 100 a 1,250 Hz usando el método SEA, con una máxima diferencia de 3 dB cuando se compara a la línea base usando el método SEA y una máxima diferencia de 7.5 dB cuando se compara a la línea base del método movilidad.

En la figura 2.9 se muestra el efecto de variación de potencia al usar un diferente factor de pérdida interna constante en el método basado en el SEA, estas variaciones se observan en diversos rangos de frecuencias para las tres fuentes. Las diferencias entre ambos métodos se presentan en rangos de frecuencia baja y media (donde no se encuentra el efecto de las arandelas de goma), causadas por el uso de un factor de pérdida interna constante en todo el ancho de banda para el método SEA. Si se quiere obtener una mejor concordancia entre ambos métodos es necesario conocer el factor de pérdida interna de la fuente y de la placa receptora en todo el ancho de banda.

2.5.3 Discusión

Para determinar cuál de los métodos descritos en la sección 2.3.2 es el más apropiado para la evaluación de entradas de potencia transmitida a través de la estructura en los modelos SEA, se lleva a cabo una predicción del nivel de presión acústica generada por un refrigerador usando las tres fuentes en el modelo SEA (en el capítulo 3 se encuentra la descripción del modelo a detalle), utilizando como entrada las evaluaciones de potencia de la figura 2.8 para ambos métodos. Las predicciones usan ambas entradas de potencia y serán comparadas con las mediciones experimentales del SPL de un refrigerador trabajando en modo completo (con todas las fuentes activas), descritas a detalle en la sección 3.5.2.1.

Las evaluaciones de potencia obtenidas del compresor y el ventilador condensador son asociadas al subsistema número 17 y la potencia del ventilador evaporador es asociada al subsistema número 19 en el modelo SEA. También son asociadas las entradas de potencia acústica de las tres fuentes al modelo SEA como se describe en la sección 3.1.2. La potencia acústica del compresor y el ventilador condensador son asociados subsistema número 24 y las del ventilador evaporador al subsistema número 25 del modelo SEA descrito en la sección 3.1.2, las entradas de potencia acústica son las mismas en cada iteración, solo cambian las entradas de potencia estructural según sea el método usado.

Los cálculos de del SPL usando ambos métodos se obtiene en un rango de frecuencias de 100 a 10,000 Hz en bandas de frecuencia de una tercia de octava con una ponderación-A, graficando los resultados con un valor de referencia de $20 \mu Pa$ en la figura 2.11.

La figura 2.11 muestra la estimación de la simulación usando ambos métodos y las mediciones experimentales del refrigerador trabajando en modo completo, donde hay una

buena correlación entre ambas predicciones y los datos experimentales. La predicción usando el método basado en el SEA presenta una diferencia máxima con respecto a la curva datos experimentales en el nivel de presión acústica de 4 dB(A), con la predicción usando el método de movilidad se presenta una diferencia máxima con respecto a la curva datos experimentales en el nivel de presión acústica de 2 dB(A).

Esto demuestra que el método de movilidad es el más apropiado para la evaluación de entradas de potencia transmitida a través de la estructura en los modelos SEA. Ya que los resultados de la predicción con el método de movilidad muestran una mejor correlación y una menor variación de valores con los datos experimentales en el rango de frecuencias bajas y medias. Una de las ventajas al usar el método de movilidad es que no se necesita caracterizar los valores de pérdida interna de los lazos de conexión de las fuentes y los elementos receptores, al contrario del método basado en el SEA que si es necesario.

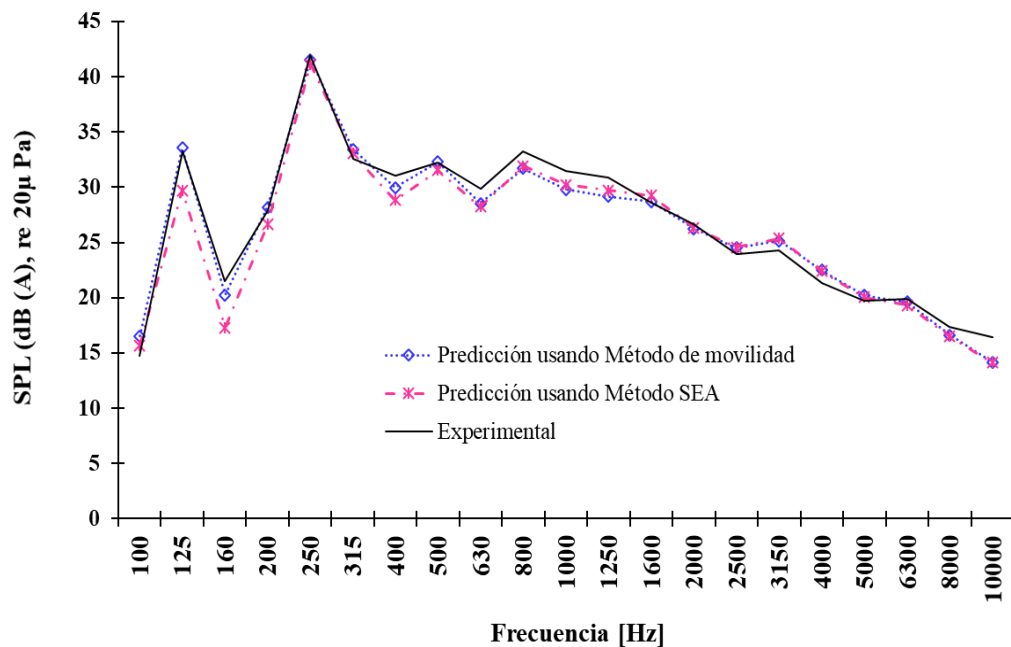


Figura 2.11. Comparación entre la predicción de SPL con ambos métodos y los datos experimentales.

Por otro lado, la buena correlación mostrada en la comparación entre ambos métodos, significa que el método basado en el SEA es una herramienta suficientemente buena para la estimación de potencia estructural transmitida desde una fuente a una placa receptora por medio de conexiones con elementos aislantes. El método presenta algunas desventajas en varios rangos de frecuencia como se describió anteriormente, pero si se toman en cuenta los comentarios que se hacen para corregir éstas, puede ser una herramienta útil en un rango de frecuencias mayor.

Capítulo 3 Caso de estudio 1 (modelo SEA refrigerador)

El primer caso de estudio se enfoca en el análisis estadístico de energía de un refrigerador automático comercial de convección forzada tipo congelador inferior (*bottom-freezer*), como se muestra en la figura 3.1, con las siguientes características: capacidad de 510 litros, 120 volts y un peso de 82 kg. La figura 3.1 proporciona varias vistas del refrigerador.

La estructura del gabinete tiene las dimensiones de 187.76 cm de altura, 74.36 cm de ancho y 77.83 cm de profundidad. Las paredes que componen el gabinete están compuestas de un material multicapa (dos placas rígidas con una capa central amortiguadora) para un funcionamiento térmico adecuado con un espesor promedio de 6.9 cm. En particular, el modelar este tipo de estructuras complejas (placas multicapa) con el SEA y la caracterización de sus propiedades vibroacústicas, para proveer información acerca de estas es una de las aportaciones principales de este trabajo, ampliando la aplicabilidad del SEA como es descrito en la sección 3.2 y la sección 3.3.

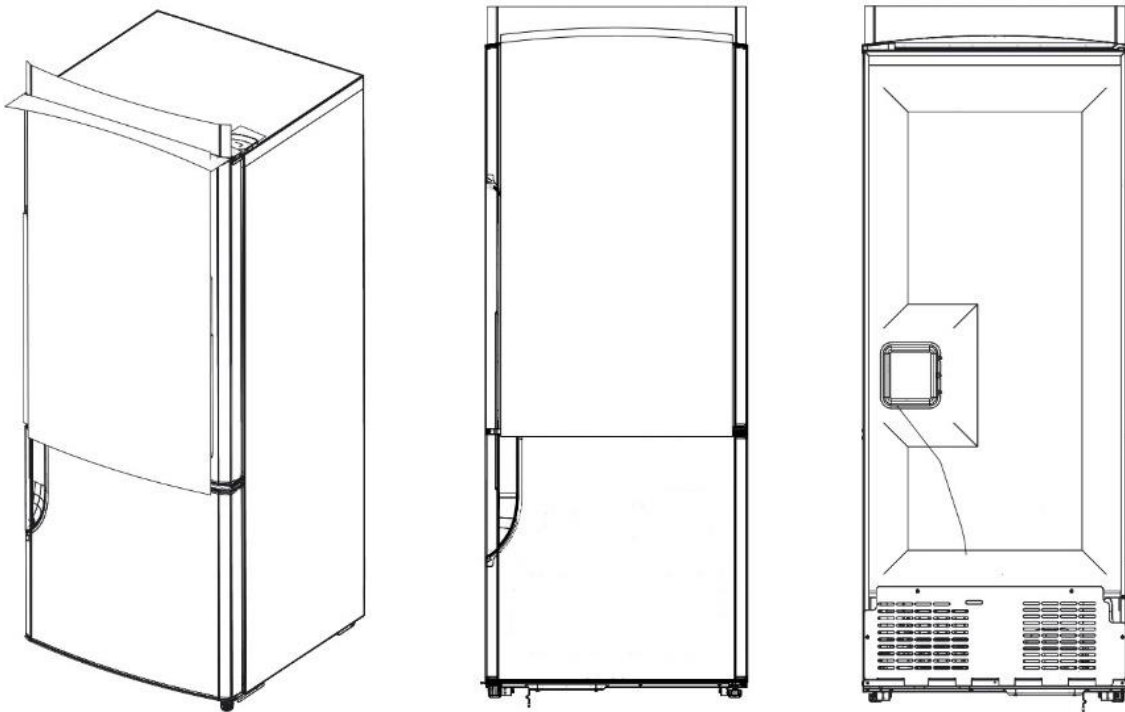


Figura 3.1. Refrigerador automático comercial tipo congelador inferior.

En el gabinete refrigerador se encuentran diferentes cavidades principales, donde se llevan a cabo los diferentes procesos térmicos para el funcionamiento de éste y la ubicación de las principales fuentes de ruido y vibración como se describe en la literatura. En la figura 3.2 se pueden observar las tres cavidades principales. La primera es la cavidad del compartimento

de alimentos frescos. La segunda es la cavidad congelador donde se encuentra la fuente ventilador evaporador, que se puede dividir en dos zonas (succión y descarga de aire).

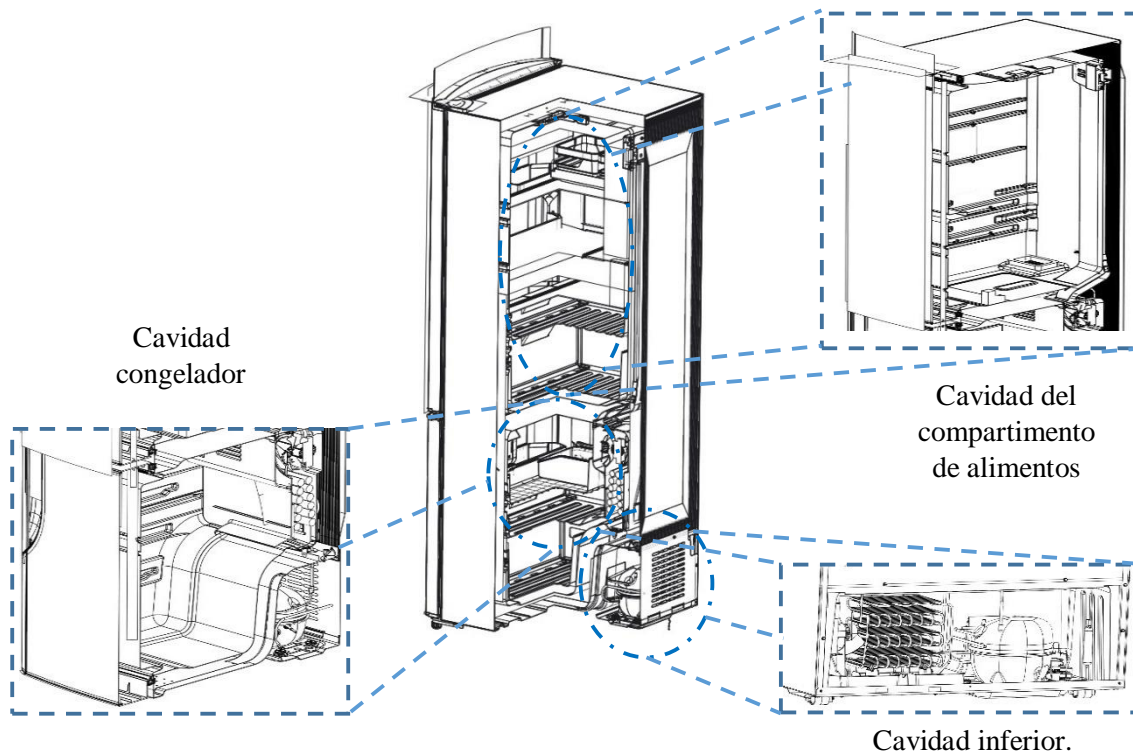


Figura 3.2. Principales cavidades en el refrigerador.

Por último la cavidad inferior donde se encuentran dos fuentes, el ventilador condensador y el compresor.

3.1 Métodos: Descripción del modelo SEA

Una descripción de los aspectos a modelar que son específicos para el refrigerador son realizados aquí. Primero una descripción detallada del modelo es presentada en la sección 3.1.1. Para las partes del refrigerador que pueden modelarse como elemento idealizado (es decir, placas rectangulares o cavidades acústicas de forma cúbica), se consideraron las fórmulas estándares presentadas en el estado del arte y la descripción se realiza simplemente proporcionando referencias. Sin embargo, para otras partes más complejas que son más específicas en este caso de estudio, se proporciona la formulación detallada.

Otro aspecto como es la caracterización de las fuentes acústicas y de vibración o algunos elementos complejos los cuales determinan la respuesta acústica del refrigerador son descritos en la sección 3.4. Los parámetros de los componentes son obtenidos de experimentos específicos en laboratorios especializados.

3.1.1 Definición de subsistemas

Un primer paso es el identificar las partes del refrigerador que pueden ser consideradas como subsistemas SEA. Esta no es una tarea sencilla porque este es un sistema vibroacústico que contiene un importante número de geometrías detalladas. La decisión no es única al mismo tiempo y más de una subestructura podría ser válida aquí.

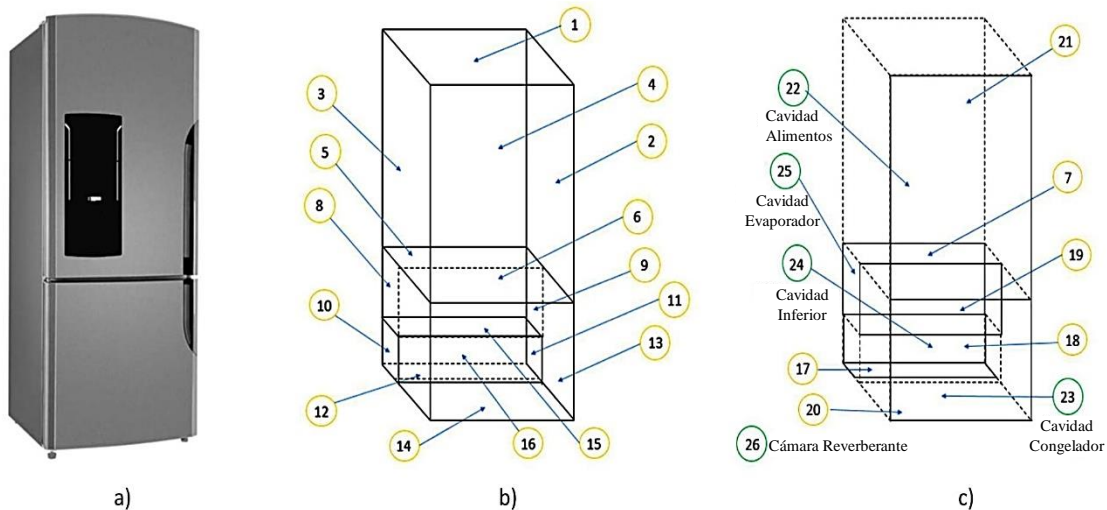


Figura 3.3. Definición de subsistemas de la estructura del refrigerador: (a) foto de la nevera, vista general; (b) definición de subsistemas, partes estructurales; (c) definición de subsistemas, cavidades interiores.

La definición de subsistemas considerada en este análisis se muestra en la figura 3.3. El modelo SEA tiene un total de 26 subsistemas, incluyendo la cámara reverberante. Esta subdivisión del sistema total se basó en subsistemas SEA de dos tipos diferentes: placas y cavidades acústicas. Para el tipo de subsistemas placa, solo se considera el comportamiento a flexión. Los resultados mostrarán que esta es una correcta decisión de modelado por que el camino estructural no es el más crítico. No es necesario aumentar la complejidad del modelo SEA aquí. Los parámetros SEA requeridos para el cálculo del modelo son la densidad modal, la velocidad de ondas a flexión, el número de ondas a flexión, la longitud de onda a flexión y la frecuencia crítica. Para las cavidades acústicas los parámetros son densidad modal, el volumen y el área superficial total.

El cuerpo del gabinete es dividido en 18 subsistemas estructurales. Hay placas rectangulares compuestas con diferentes capas de material: HIPS, espuma de poliuretano y acero. También la estructura del evaporador es etiquetado con el subsistema número 19 en la figura 3.3(b) (la cual es la estructura donde el ventilador evaporador es colocado) hecha de HIPS, la base trasera indicada con el subsistema número 17 en la figura 3.3(c) (donde el compresor y el ventilador condensador son colocados) y las cubiertas de acceso están modeladas como placas delgadas, hechas de acero. Un total de 21 subsistemas estructurales son considerados. Dos de estos subsistemas, la placa trasera y la estructura del evaporador

están sometidos a una excitación mecánica por medio de fuerzas puntuales que generan potencias de entrada al modelo SEA. Las propiedades mecánicas y geométricas de los subsistemas estructurales se muestran en la tabla 3.4.

El refrigerador tiene cuatro cavidades interiores: cavidad alimentos (subsistema número 22); cavidad inferior (subsistema número 24) que contiene dos fuentes (compresor y ventilador condensador); dos cavidades congelador conectadas por una apertura representando la zona de succión y descarga de aire (conteniendo una fuente) y con los números de subsistemas 25 y 23 respectivamente. Cada una de estas 4 cavidades se consideran como un subsistema SEA. En las pruebas de regulación, el refrigerador es posicionado dentro de una cámara reverberante la cual es también considerada como una cavidad acústica. Las propiedades para cada cavidad se muestran en la tabla 3.4. Las placas indicadas con los números de subsistema 5 y 6, son esos elementos que separan la cavidad alimentos de la cavidad congelador y la cavidad evaporador respectivamente. La cavidad evaporador y la cavidad congelador son separadas a través de una placa en común indicada como el subsistema número 19. La placa número 15 separa la cavidad inferior de la cavidad evaporador, mientras que la placa número 16 separa la cavidad inferior de la cavidad congelador.

3.1.2 Conexiones entre subsistemas

Para la transmisión de vibración a través de las uniones estructurales entre las placas son empleadas las fórmulas para transmisión de ondas a flexión a través de uniones L, T, X se complementan en [130], las conexiones y el tipo de unión de las placas se enlistan en la tabla 3.2. Esto implica la considerar que las placas tri-capa se comportan como una sola placa. Esta parte del modelado se describe a detalle en la sección en la sección 3.2, al igual para los acoplamientos entre cavidades acústicas y las placas tri-capa.

Una parte muy importante del modelo del refrigerador es como se representa la cavidad compresor de la figura 3.4. Por un lado, este contiene dos importantes fuentes de sonido y vibración: el compresor y el ventilador condensador. Generan sonido en el interior de la cavidad pero también introduce vibración a la estructura del refrigerador a través de la base trasera (subsistema número 17), en el que ambas fuentes están unidas físicamente. Por otra parte, existen varios caminos de transmisión desde la cavidad compresor a la cámara reverberante que son mostrados en la figura 3.4(a-c). Uno de los más importantes es a través de las aperturas de ventilación que se muestra en figura 3.4(b), pero también a través de la estructura del refrigerador.

Las fuentes en la cavidad compresor son representadas en la figura 3.5. Ambos el compresor y el ventilador condensador son representados por medio de una fuente acústica puntual y puntos de fuerza. La fuente acústica puntual excita directamente la cavidad acústica. Los puntos de fuerza (representativa del compresor y las masas del ventilador condensador) están excitando a un subsistema receptor a la placa trasera por medio de resortes, como es modelado en [42, 100]. Los resortes representan las patas que sostienen los dispositivos y las arandelas de goma son usadas para atenuar la transmisión de vibración. Un bosquejo se proporciona en la figura 3.5(b). La cuantificación de la potencia acústica de las fuentes, la potencia vibratoria introducida en la estructura y la atenuación causada por

las arandelas de goma se realizan por medio de experimentos. Los datos de entrada al modelo se detallan más adelante se en la Sección 3.4.

Tabla 3.1. Conexiones de subsistemas estructurales del refrigerador.

Conexiones estructurales		
Número de subsistemas	Tipo de unión	Longitud de unión (m)
1, 2	L	0.619
1, 3	L	0.619
1, 4	L	0.74
2, 4	L	0.98624
3, 4	L	0.98624
8, 7	L	0.365
9, 7	L	0.365
12, 14	L	0.41336
13, 14	L	0.41336
16, 14	L	0.74
10, 17	L	0.195
11, 17	L	0.195
18, 17	L	0.7436
10, 18	L	0.279
11, 18	L	0.279
21, 1	L	0.739
21, 2	L	1.089
21, 3	L	1.089
12, 20	L	0.7
13, 20	L	0.7
14, 20	L	0.739
2, 5, 9	T	0.26
3, 5, 8	T	0.26
4, 5, 7	T	0.74
2, 6, 13	T	0.41336
3, 6, 12	T	0.41336
7, 15, 18	T	0.74
5, 19, 6	T	0.592
19, 15, 16	T	0.74
8, 19, 12	T	0.365
9, 19, 13	T	0.365
8, 15, 10	T	0.26
9, 15, 11	T	0.26
10, 16, 12	T	0.2836
11, 16, 13	T	0.2836
21, 6, 20	T	0.74

Un camino de transmisión muy importante en el modelo es la transmisión directa de sonido desde la cavidad inferior a la cámara reverberante. Se realiza a través de varios mecanismos ilustrados en la figura 3.4(b). Primero, a través de la placa trasera (subsistema 18). Este camino de transmisión es indicado como "Placa rejilla". El segundo, la transmisión directa de sonido a través de la placa trasera (subsistema 17) es indicado como "Placa base". Esta placa no cubre toda la base de la cavidad inferior. El CLF para estos caminos de transmisión

se calculan por medio de las pérdidas de transmisión de sonido reverberante forzadas descritas en [42].

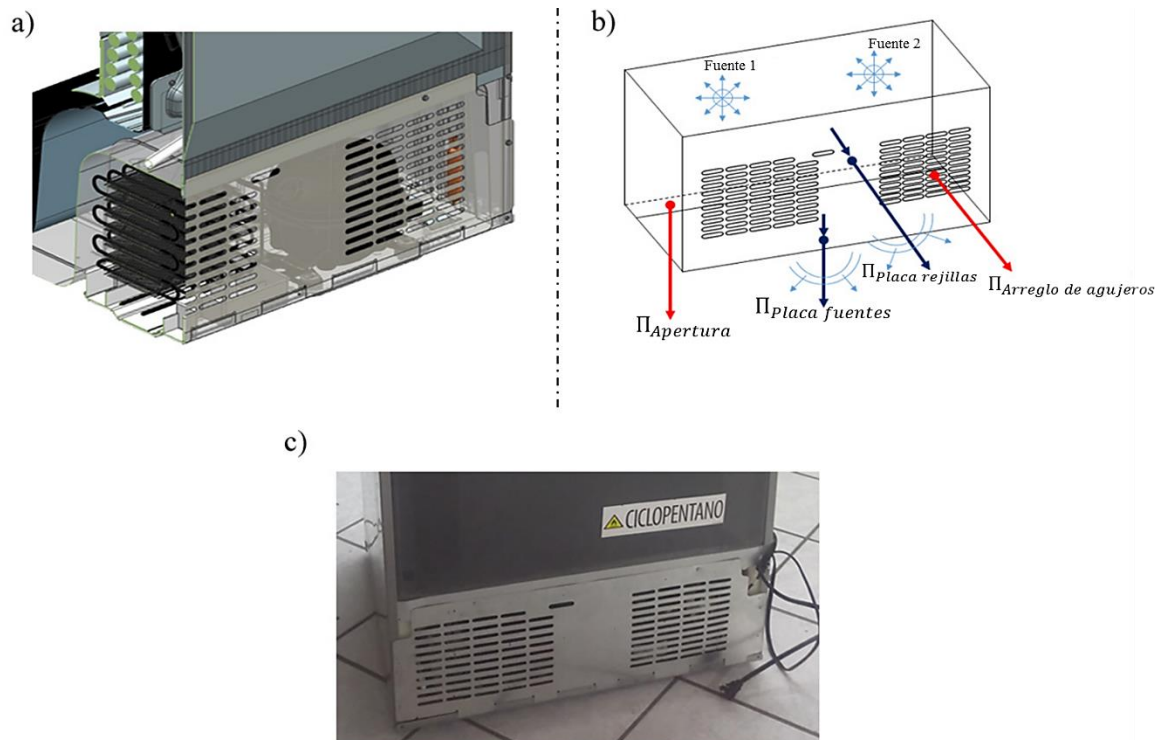


Figura 3.4. Bosquejo SEA detallando de los subsistemas relacionados con la cavidad compresor: (a) Interpretación 3D de los agujeros con placas translúcidas que permiten ver las fuentes dentro y la cavidad inferior; (b) Bosquejo de los subsistemas conectando la cavidad compresor con la cámara reverberante a través de las rejillas; (c) Foto de las rejillas.

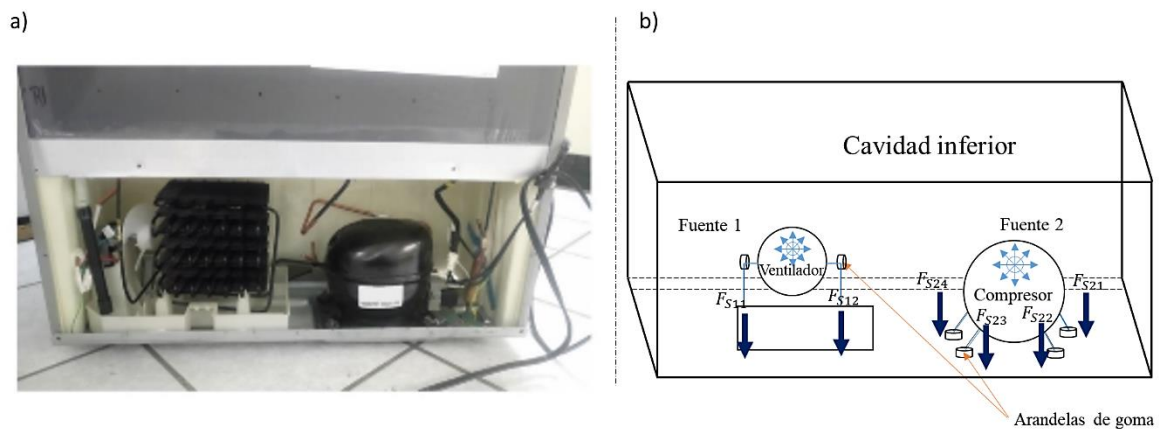


Figura 3.5. Bosquejo SEA de los subsistemas relacionados con la cavidad compresor: (a) Foto de la cavidad con el compresor; (b) bosquejo de las excitaciones en la cavidad compresor.

Tercero, es la transmisión de sonido a través de la apertura que existe entre la placa base y la principal estructura del refrigerador. Esta es indicada como “Apertura”. El CLF es calculado con la fórmula propuesta en [130, 118] y considerando una unidad de impedancia $Z = 1$.

$$\eta_{12} = \frac{c_0 S_c \tau_{12}}{8\pi f V_{cav1}} \quad (3.1)$$

donde τ_{12} es el coeficiente de transmisión de sonido, c_0 es la velocidad del sonido en el aire, S_c es el área de unión entre cavidades y V_{cav1} es el volumen de la cavidad 1.

Finalmente existe un cuarto mecanismo de transmisión. Este es la transmisión de sonido a través de un arreglo de aperturas pequeñas, indicado como "Arreglo de agujeros". El CLF es calculado por medio de la consideración de la pérdida de transmisión proveída por el modelo de Gompert's [131] de aperturas en forma de hendiduras, es dado por

$$\tau = \frac{mk\beta}{2n^2 \sin^2 k\beta \left(l_a / \beta + 2e \right) + 2k^2 \beta^2} \quad (3.2)$$

donde m es dependiente de la naturaleza del campo de sonido incidente, n en la posición de la apertura, k es el número de ondas, β es la anchura del agujero, l_a es la profundidad de la apertura y e es el factor final de corrección para aperturas en forma de hendidura.

Se supone que la apertura y la fuente que proporcionan radiación constante y generan ondas armónicas en la cavidad de transmisión, este efecto es calculado para formas de apertura con un ancho de 8 mm, combinado con un arreglo de 94 aperturas en forma rectangular.

Tabla 3.2. Uniones acústicas entre subsistemas acústicos.

Conexiones acústicas		
Número de subsistemas	Tipo de unión	Área de unión (m ²)
25, 23	Con área	0.0050265
25, 22	con área	0.002968
23, 22	Con área	0.004324
24, 26	Con área	0.033737
24, 26	Con área	0.031231

Con el fin de proporcionar la transmisión acústica entre las cavidades interiores del refrigerador, estas son conectadas a través de uniones acústicas [42], se enlistan en la tabla 3.2. La cavidad congelador (zona de descarga de aire por el ventilador evaporador) es vinculada a la cavidad evaporador (zona de succión de aire por el ventilador evaporador) por medio de una apertura, la cavidad congelador a la cavidad alimentos es vinculado por medio de una apertura, y la cavidad evaporador a la cavidad alimentos es vinculado por medio de dos aperturas. Estos CLFs son calculados usando la ecuación 3.2.

Para concluir la descripción del modelo SEA del refrigerador, una referencia gráfica del sistema SEA es ilustrada en la figura 3.6, donde se desarrollan dos diagramas correspondientes al sistema SEA que consiste de 26 subsistemas.

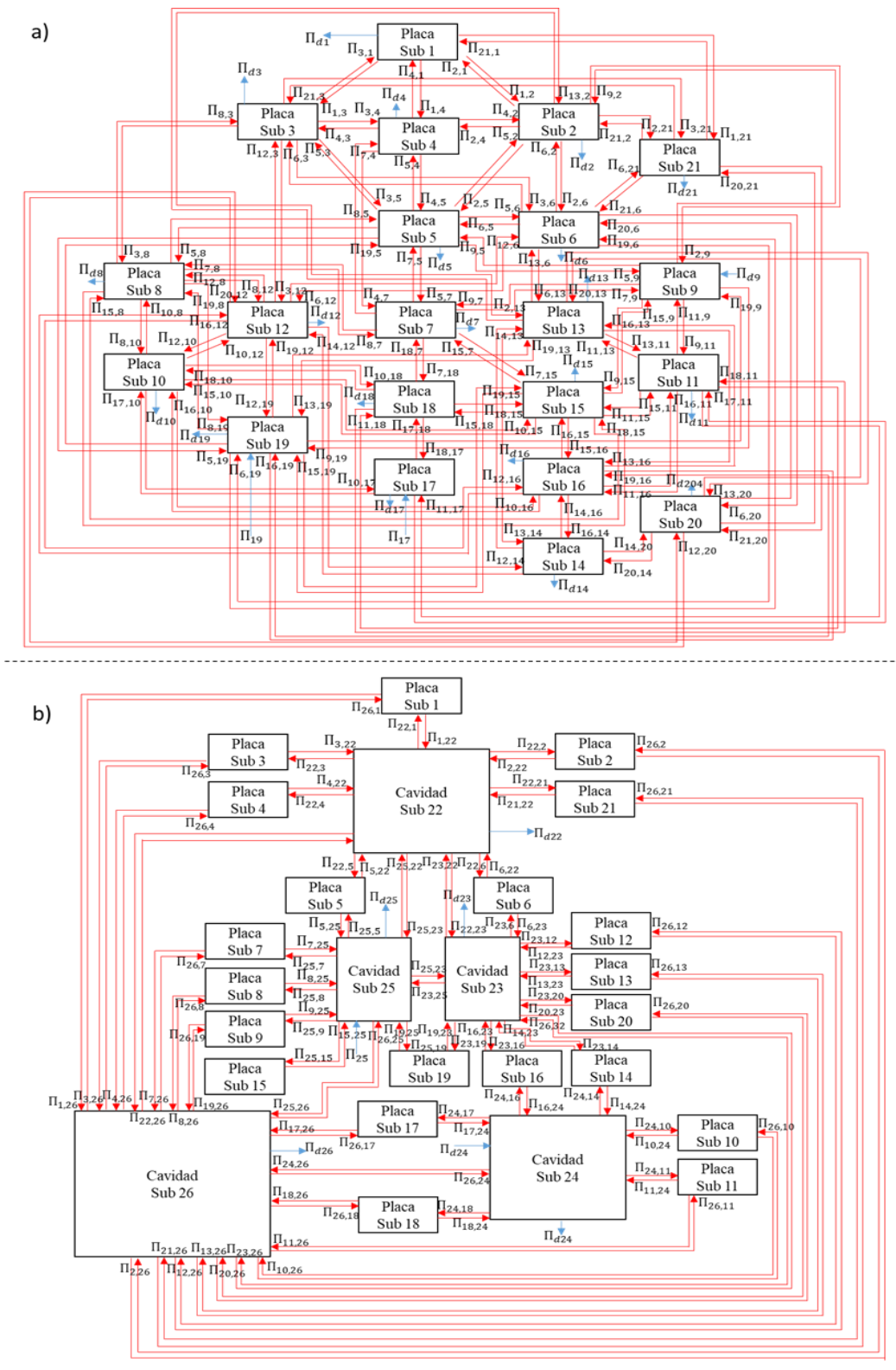


Figura 3.6. Ilustración del diagrama SEA del refrigerador: (a) diagrama de distribución de potencia entre subsistemas estructurales (transmisión de vibración); (b) diagrama de distribución de potencia entre subsistemas acústicos y estructurales (transmisión vibro-acústica y acústica resonante y no resonante).

En la figura 3.6 hay dos tipos de elementos, los bloques y las flechas. Los bloques representan los subsistemas SEA de 1 a 26. Por otro lado, hay tres tipos de flechas: flechas dirigidas que conectan el par de subsistemas y simbolizan el flujo de potencia entre ellos, las flechas no conectadas apuntando a los subsistemas que simbolizan entradas de potencia externas y flechas no conectadas saliendo de los subsistemas para representar la potencia interna disipada. También muestra la potencia es inyectada en los subsistemas número 17, 19, 24 y 25. El modelado SEA considera acoplamientos directos de trasmisión resonante y los acoplamientos no resonantes, todos estos son incluidos en el modelo SEA.

3.2 Estimación de CLF para material multi-capa

Debido a que en la literatura no se reportan CLF para la trasmisión de vibración a flexión en uniones estructurales y CLF para la trasmisión acústico-estructural para placas de material multicapa, en esta sección se presentan varias técnicas para el cálculo y medición de CLF entre dos subsistemas acoplados. Primero se presenta el cálculo de CLF para cualquier tipo de conexión entre ellos utilizando la metodología SEA. Después es descrita una metodología para obtener los CLFs para conexiones mecánicas entre placas multicapas a través de uniones en L, T, X y se valida con mediciones experimentales para dos placas con una unión en forma L. Finalmente se describe una metodología para la obtención de CLFs para conexiones acústico-estructural entre una placa multicapa y una cavidad y se valida con mediciones experimentales. Una vez validado cada modelo, son obtenidos los CLF descritos en la sección 3.1.2 para cada unión estructural y acústico-estructural del refrigerador.

3.2.1 Cálculo de CLF para cualquier tipo de unión

La técnica para el cálculo y obtención de los CLFs es presentada aquí (modelo SEA de dos subsistemas). Se realiza para un sistema dos subsistemas acoplados por medio de cualquier tipo de conexión, donde solo el subsistema 1 es excitado como se muestra en la figura 3.7, el balance de potencias se puede escribir como:

$$\Pi_{1,dis} + \Pi_{12} - \Pi_{21} = \Pi_{1,ent} \quad (3.3)$$

$$-\Pi_{12} + \Pi_{2,dis} + \Pi_{21} = 0 \quad (3.4)$$

Una vez obtenido los balances de potencia, estos se presentan en términos de energía promedio en cada subsistema. La formulación SEA en forma matricial para este sistema es

$$\omega \begin{bmatrix} \eta_{11} + \eta_{12} & -\eta_{21} \\ -\eta_{12} & \eta_{21} + \eta_{12} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \langle E_1 \rangle \\ \langle E_2 \rangle \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \Pi_{1,ent} \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.5)$$

Para este caso la entrada de potencia debe ser conocida y se calculan las energías promedio de cada subsistema. Los valores de energía pueden ser calculados como se describe en la sección 3.2.1.1 y son dependientes de la frecuencia, lo que significa que los CLFs también son dependientes de la frecuencia, por lo que los resultados CLFs calculados estarán presentados en términos de la frecuencia.

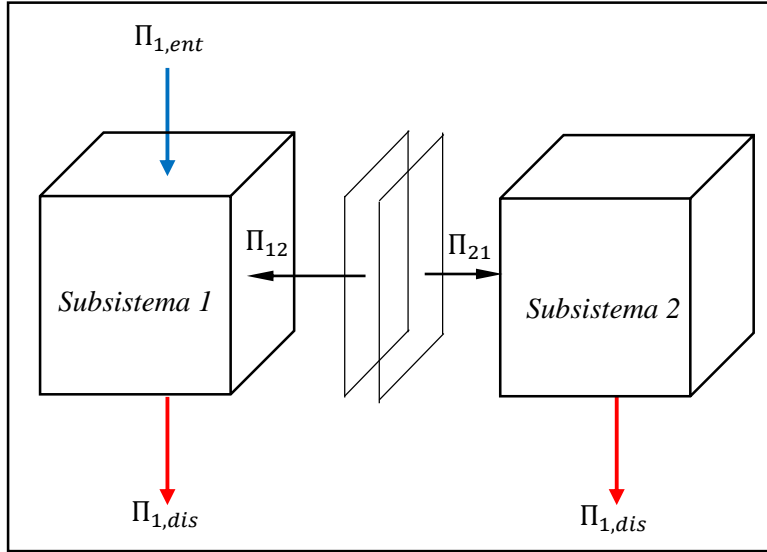


Figura 3.7: Subsistemas acoplados por medio de cualquier tipo de conexión.

Dos diferentes expresiones son obtenidas para el cálculo de los factores de pérdida por acoplamiento. Estas están basadas en la formulación SEA para dos subsistemas acoplados, del sistema 3.5.

Primera expresión: CLF es aislado usando la primera ecuación del sistema 3.5 y sustituyendo la relación de consistencia de la ecuación 1.3 como

$$\eta_{12} = \frac{\frac{\Pi_{1,ent}}{\omega} - \langle E_1 \rangle \eta_{11}}{\left(\langle E_1 \rangle - \langle E_2 \rangle \frac{n_1}{n_2} \right)} \quad (3.6)$$

Segunda expresión: CLF es aislado usando la segunda ecuación del sistema 3.5 y sustituyendo la relación de consistencia de la ecuación 1.3 como

$$\eta_{12} = \frac{\langle E_2 \rangle \eta_{22}}{\left(\langle E_1 \rangle - \langle E_2 \rangle \frac{n_1}{n_2} \right)} \quad (3.7)$$

Investigadores han realizado estudios del proceso óptimo de la obtención de factores de pérdida por acoplamiento [55], donde se comprobó que los resultados de la primera expresión están equivocados y presentan una propagación de error mayor que la segunda expresión, especialmente cuando el acoplamiento entre ambos subsistemas es muy débil, además que la segunda expresión muestra una mayor concordancia con las expresiones analíticas utilizadas para la obtención de los CLFs estructurales y acústicos estructurales. Por lo que para la validación de los modelos de CLF de transmisión de vibración y de transmisión vibro-acústica se utiliza la segunda expresión, la ecuación 3.7 y las energías promedio, factores de pérdida interna y la densidad modal serán obtenidas de mediciones experimentales.

3.2.1.1 Cálculos de energía

La estimación de un CLF requiere el cálculo de la energía promedio de cada subsistema, para el caso entre dos placas conectadas, es necesario conocer la energía promedio en una placa. Una vez que el campo de desplazamiento $u(x, y)$ en una placa es conocido, su velocidad es obtenida como $v(x, y) = \dot{\mathbf{i}}\omega u(x, y)$, donde $\dot{\mathbf{i}} = \sqrt{-1}$. Entonces, la energía promedio de la placa es calculada como [42]

$$\langle E_p \rangle = M_p \langle v_{RMS}^2 \rangle \quad (3.8)$$

donde M_p es la masa de la placa y $\langle v_{RMS}^2 \rangle$ es el valor cuadrado medio espacial de su velocidad.

Acorde a las hipótesis SEA, el campo incidente debe de ser difuso. El cálculo de la potencia transmitida Π_{12} entre la placa 1 y la 2 a través una conexión depende de las características de conexión [55]. Su expresión general es

$$\Pi_{12} = \frac{1}{2} \mathbf{Re} \left(\int_{\Omega} q(x, y) v^*(x, y) d\Omega \right) \quad (3.9)$$

para una conexión traslacional

$$\Pi_{12} = \frac{1}{2} \mathbf{Re} \left(\int_{\Omega} m(x, y) \omega^*(x, y) d\Omega \right) \quad (3.10)$$

Para una conexión traslacional; es el momento por unidad de superficie y la velocidad de rotación, ambas en la conexión. El superíndice * significa el conjugado de un número complejo. Esta integral de superficie se reduce a una integral de línea o una evaluación de punto para una conexión de línea o punto respectivamente.

El cálculo de la potencia de entrada al sistema es también necesaria. Si la excitación es un punto de fuerza en una de las placas, la potencia asociada es calculada como [55]

$$\Pi_{in} = \frac{1}{2} \mathbf{Re} \{ F_p v_p^* \} \quad (3.11)$$

donde el subíndice p significa evaluado en el punto donde se ejerce el impacto y F_p es el valor de la fuerza aplicada. Sin embargo, si la excitación es una onda de presión impactando sobre una de las placas, la potencia asociada es calculada como [55]

$$\Pi_{in} = \frac{\langle P_{RMS}^2 \rangle L_x L_y \cos \varphi}{\rho_0 c_0} \quad (3.12)$$

$\langle P_{RMS}^2 \rangle$ es la presión cuadrática media excitando la placa, L_x y L_y son las dimensiones de la placa, φ es el ángulo de incidencia de la onda de presión. Este valor es promediado para diferentes ángulos de incidencia, en un rango de 0° a 90° para lograr reproducir el campo difuso de excitación.

En otro de los casos, el CLF entre una cavidad y una placa es también requerido. La energía promedio en una cavidad es calculada asumiendo un campo difuso, como [42, 55]

$$\langle E_{cav} \rangle = \frac{V_{cav} \langle P_{RMS}^2 \rangle}{\rho_0 c_0^2} \quad (3.13)$$

donde V_{cav} es el volumen de la cavidad. Estas relaciones de energía promedio son incorporadas a la ecuación 3.7 según sea el caso que se quiere evaluar.

3.2.2 CLF para la transmisión de vibración a flexión en uniones estructurales (en forma de L, T y X).

Los factores de pérdida por acoplamiento entre las dos placas de material multicapa son calculados con expresiones analíticas disponibles en la literatura. Después, un ejemplo de una unión entre dos placas en forma de L es calculado con las expresiones analíticas. Estos resultados obtenidos son comparados con los factores de pérdida por acoplamiento obtenidos de la ecuación 3.7 usando mediciones experimentales. Finalmente, el efecto de la unión de las placas es analizado. Una vez validado el modelo, son obtenidos los factores de pérdida por acoplamiento descritos en la sección 3.1.2 para cada unión mecánica del refrigerador.

3.2.2.1 Modelo teórico para cálculo de CLF estructurales

Para la transmisión de la vibración a través de uniones estructurales, las fórmulas para la transmisión de ondas de flexión a través de uniones en L, T, y X son proporcionadas en [42] éstas son consideradas también como expresiones analíticas de los CLFs.

Esto implica el supuesto de que las placas multicapa se comportan como una sola placa, para que esto ocurra se supone que las superficies de contacto (superior e inferior tienen) la misma velocidad transversal. Las propiedades elásticas homogeneizadas se calculan como se propone en [29]. Obteniendo una rigidez a flexión total en altas frecuencias, donde esto es aproximadamente la suma de la parte real de la rigidez a flexión de las placas superior e inferior, dada por

$$B_r \simeq B_{1r} + B_{3r} \quad (3.14)$$

donde B_{1r} es la rigidez a flexión de la placa superior (placa de acero) y B_{3r} es la rigidez a flexión de la placa inferior (placa de HIPS). La rigidez a flexión de una placa es calculada usando la siguiente relación [42]

$$B = \frac{Eh^3}{12(1 - \mu^2)} \quad (3.15)$$

donde E es el módulo de elasticidad, h es el espesor de la placa y μ es el módulo de Poisson.

Obteniendo rigidez a flexión total de las placas como una estructura homogénea, se pueden obtener varios parámetros SEA que son necesarios para la obtención de los CLF. Entonces, el CLF entre dos placas a 90° (L) como se muestra en la figura, es dado por [42]

$$\eta_{ij} = \frac{2c_B L_{ij} \tau_{12}}{\pi \omega S_i} \quad (3.16)$$

donde $c_B = (B_r \omega^2 / \rho_s)^{1/4}$ es la velocidad de propagación de las ondas en las placas, L_{ij} es la longitud del lado común y S_i es la superficie de una placa.

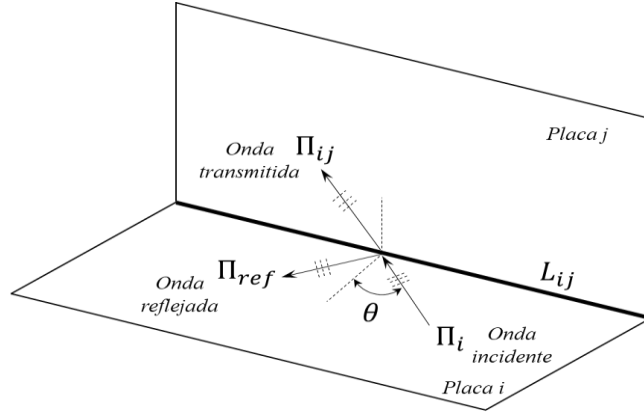


Figura 3.8. Trasmisión de ondas para un par de placas conectadas a 90°.

El factor de pérdida de acoplamiento entre dos placas a 180° está dado por

$$\eta_{ij} = \frac{4c_B L_{ij} \tau_{12}}{\pi \omega S_i} \quad (3.17)$$

Los factores de pérdida por transmisión de ondas utilizados para los CLFs de placas con uniones en forma de L, T y X como son ilustradas en la figura 3.9, se obtienen de las fórmulas son proporcionadas en [39].

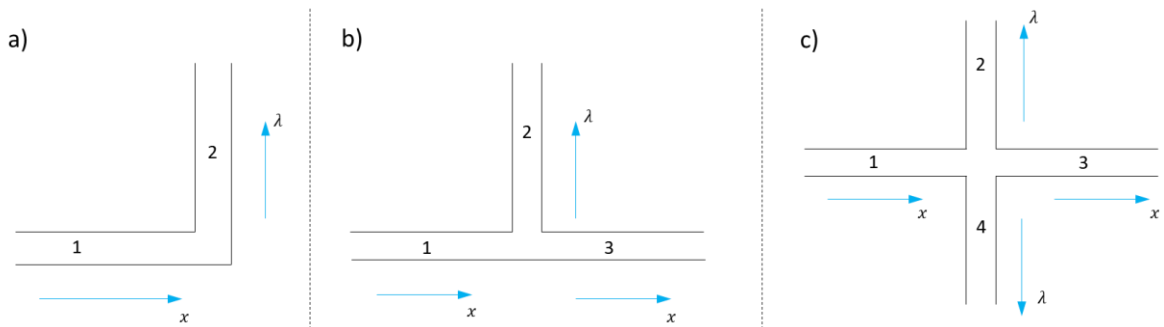


Figura 3.9. Trasmisión de ondas a flexión en placas rígidas: (a) placas en forma de L; (b) placas en forma de T; (c) placas en forma de X.

El factor de pérdida por transición de ondas flexión en placas con unión en forma de L, está dada por

$$\tau_{BB} \approx \frac{2\kappa\psi}{(\psi + \kappa)^2} \quad (3.18)$$

En la ecuación 3.18

$$\psi = \frac{B_2 k_2^2}{B_1 k_1^2} \quad (3.19)$$

$$\kappa = \frac{k_2}{k_1} \quad (3.20)$$

Los factores de pérdida por transición de ondas flexión en placas con unión en forma de T, están dadas por

$$\tau_{BB12} = \left(\sqrt{2\kappa_2/\psi_2} + \sqrt{\psi_2/2\kappa_2} \right)^{-1} \quad (3.21)$$

$$\tau_{BB13} = \left(2 + 2\psi_2/\kappa_2 + 0.5\psi_2^2/\kappa_2^2 \right)^{-1} \quad (3.22)$$

y para placas con una unión en forma de X

$$\tau_{BB12} = 0.5 \left(\kappa_2/\psi_2 + 2 + \psi_2/2\kappa_2 \right)^{-1} \quad (3.23)$$

$$\tau_{BB13} = 0.5 \left(1 + 2\psi_2/\kappa_2 + \psi_2^2/\kappa_2^2 \right)^{-1} \quad (3.24)$$

El funcionamiento de la metodología descrita previamente es comprobado para la unión de dos placas multicapa en forma de L, las propiedades geométricas y de forma son mostradas en la figura 3.10. Las placas tienen diferentes espesores.

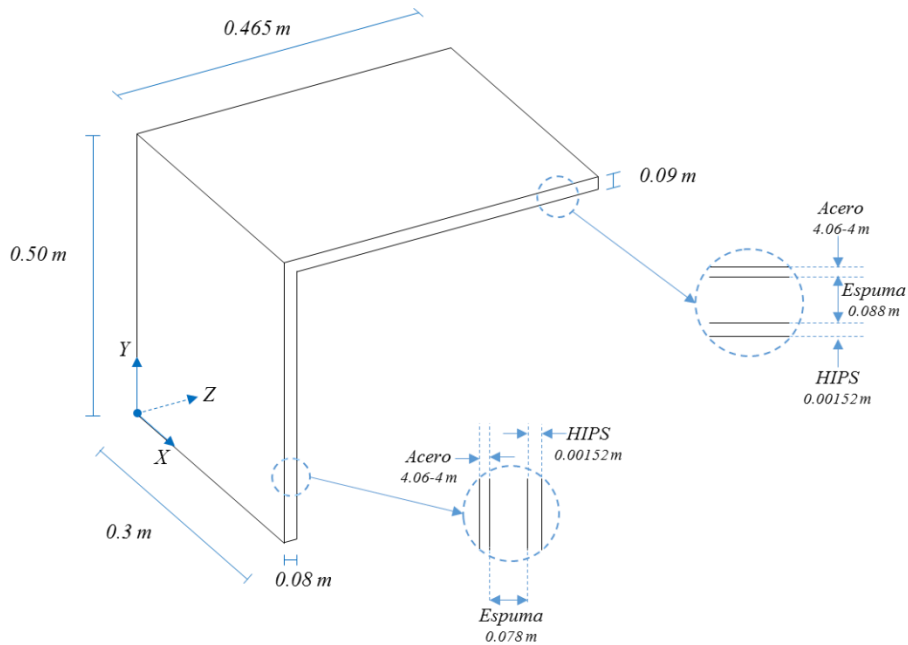


Figura 3.10. Esquema de la estructura de placas multicapa unidas en forma de L.

Las propiedades mecánicas de las placas son resumidas en la tabla 3.3. Usando la metodología previamente descrita son obtenidos los CLF y los resultados son presentados en bandas de una tercia de octava.

Tabla 3.3. Propiedades mecánicas de las capas que componen las placas multicapa.

Material	Módulo de elasticidad (N/m ²)	Densidad (kgr/m ³)	Módulo de Poisson	Factor de pérdida
Acero	1.93x10 ¹¹	8030	0.29	0.005
Espuma de poliuretano	6.7x10 ⁶	34	0.253	0.064
HIPS	2520x10 ⁶	1037.5	0.37	0.01

Estas mismas propiedades geométricas de las placas serán usadas para las mediciones experimentales.

3.2.2.2 Medición experimental de CLF en forma de L

Para la medición experimental de los factores de pérdida por acoplamiento entre dos placas varios investigadores han empleado diferentes métodos, como el métodos de energía almacenada [29, 56], aplicando una entrada de excitación a una de las dos placas acopladas para medir la potencia transmitida a la placa receptora. Este método ha sido utilizado en placas rectangulares [57], o mediante mediciones puntuales con el concepto de movilidad energética [58].

Otra aproximación experimental es llamada Método de Inyección de Potencia (método in-situ) [132], donde las ecuaciones del SEA son invertidas y usadas con la medición de potencia de entrada sobre los subsistemas acoplados por una excitación aleatoria. Los resultados obtenidos por este método son muy sensibles a pequeños errores en las mediciones debido a que la transferencia de energía en las uniones suele ser más pequeña que los factores de pérdida por el material [133], para reducir el error se propone medir la los factores de pérdida debido al material individualmente (no acoplados) y los factores de pérdida por acoplamiento con la estructura ensamblada (acoplados). Esto reduce considerablemente el procesamiento de datos y se obtienen resultados consistentes con menos mediciones en la estructura. Otra de las metodologías que han surgido para la obtención de los CLF experimentalmente es el Análisis Estadístico de Energía Experimental (por sus siglas en ingles ESEA) [134, 135], el cual consiste en reorganizar las ecuaciones fundamentales del SEA para dar un número de formulaciones de matrices diferentes para ESEA y usando mediciones experimentales de las energías medias de los subsistemas se puede obtener los CLF.

En base a la información presentada previamente, en esta sección se describe el método de almacenamiento de energía que es usado para la obtención de los CLF de manera experimental de dos placas multicapa unidas en forma de L, el cual está basado en la

aplicación de los principios de energía promedio (según los subsistemas que se van a unir) en la ecuación 3.7 para la obtención de los CLFs por medio de mediciones experimentales, usando la configuración experimental de varios acelerómetros sobre las placas para medir la velocidad promedio en las placas y después la medición de la densidad modal de cada placa por medio de un ensayo de vibración. Los resultados serán usados para validar el modelo propuesto para el cálculo de los CLF de la sección 3.2.2.

3.2.2.2.1 Descripción de mediciones experimentales: CLF en forma de L

Los parámetros a obtener experimentalmente para la evaluación de los CLF usando la ecuación 3.7, además de las energías promedio que están en función de la velocidad a flexión de cada placa, son los parámetros intrínsecos de las placas como la densidad modal y el factor de pérdida interna (por amortiguamiento). Las mediciones experimentales se llevan a cabo en dos etapas: la primera es la evaluación de las velocidades en cada placa con el sistema acoplado y la segunda la evaluación de la densidad modal y el amortiguamiento de cada placa por separado.

Un aspecto muy importante en la medición es la definición de la configuración para las pruebas experimentales de los CLFs de transmisión mecánica. La calidad de los resultados depende en gran medida estos aspectos. La descripción de la configuración experimental para la obtención de los CLF se divide en dos secciones: en la primera se describe la configuración experimental propuesta para la medición de la velocidad a flexión en las placas $\langle v_{RMS}^2 \rangle$ en un sistema de dos placas acopladas en forma de L, en la segunda se describe la configuración experimental que se siguió para la obtención de la densidad modal de la placa.

3.2.2.2.2 Velocidad en las placas

Las mediciones experimentales son llevadas a cabo en una cámara semi-anechoica donde se colocan las dos placas estructurales unidas y suspendidas con cuerdas elásticas de forma vertical, las dos placas están unidas de forma perpendicular (en forma de L) como se muestra en la figura 3.11(b). El método está basado en una fuente puntual colocada en las placas excitándola y midiendo la respuesta en ambas. Para evaluar la energía en las placas vibratorias, se consideran 8 puntos de medición, cuatro en cada una de las placas, como se muestra en la figura 3.11(a). Colocando un acelerómetro (B&K tipo 4518) en cada una de las posiciones de medición sobre la capa gris (acero) de las placas. Al mismo tiempo, una excitación aleatoria con una fuente de vibración es aplicada sobre la placa 1 en la capa blanca (Hips).

Los datos experimentales fueron recolectados en un rango de 100 a 10,000 Hz y procesados con un sistema adquirente de datos. Estos son post-procesados integrando la señal de aceleración para obtener la velocidad y después en un análisis de espectro FFT en bandas de frecuencia de una tercia de octava. La figura 3.12 muestra los resultados de las velocidades en los puntos de medición de cada placa, con un valor de referencia de 1E-9 m/s. Puede observarse que todas las velocidades de la placa 1 tienen una mayor velocidad

en todo el rango de frecuencias que las velocidades de la placa 2, excepto por las bandas de 200 a 315 Hz de las mediciones del acelerómetro 6 que se encuentra en la placa 2.

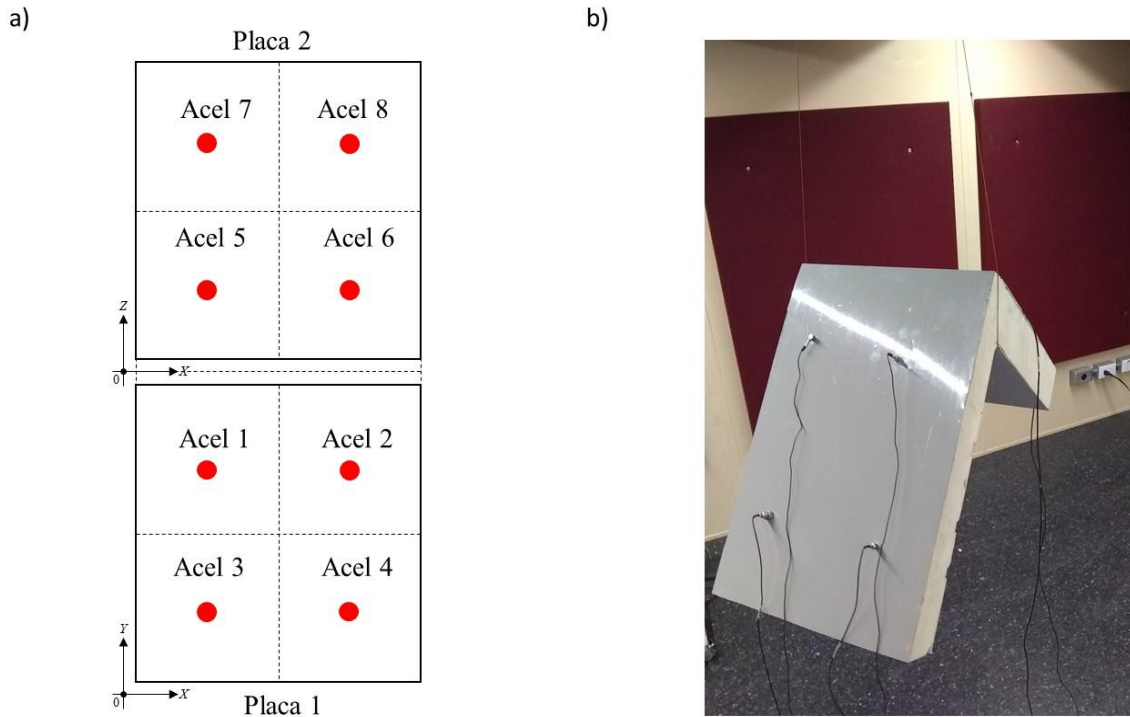


Figura 3.11. Esquema de la medición de vibración en las placas en un campo libre: (a) Diagrama de distribución de acelerómetros sobre las placas; (b) Foto del ensayo: acelerómetros y configuración de las mediciones de aceleración en una cámara semi-anechoica.

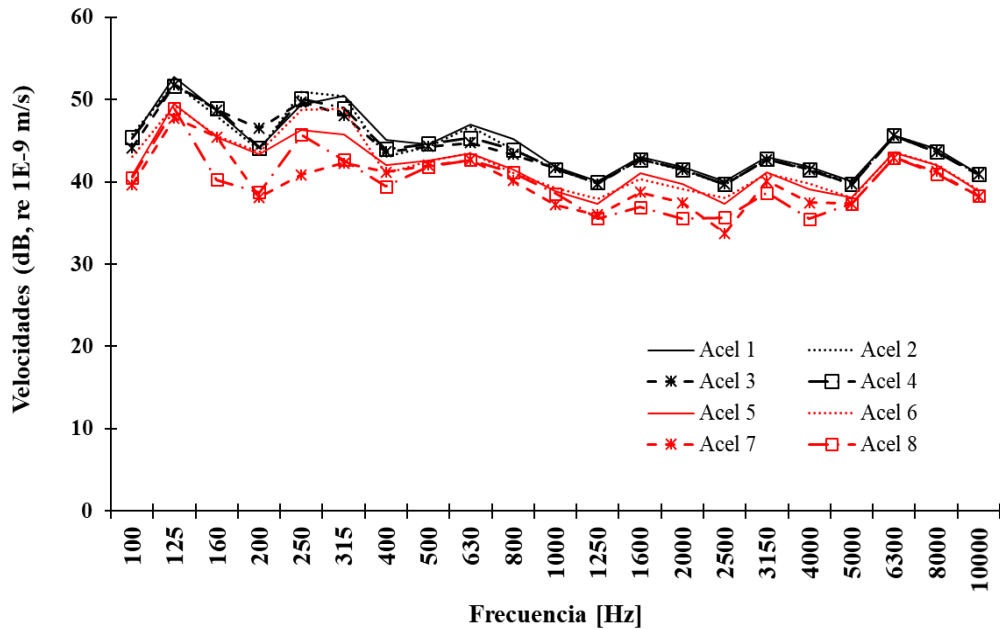


Figura 3.12. Medición de velocidad de los puntos en cada placa multicapa. Resultados promediados en bandas de una tercera de octava en los rangos de frecuencia de 100 a 10,000 Hz.

Los datos obtenidos de las mediciones en los 4 puntos de cada placa son usados para obtener un valor promedio de la velocidad en toda la placa, respectivamente.

3.2.2.3 Medición de densidad modal y amortiguamiento

La densidad modal y el factor de pérdida por amortiguamiento, de las placas fueron obtenidas por medio de un ensayo de vibración. Para este caso, son desacopladas las dos placas de material multicapa con las dimensiones mostradas en la figura 3.10, con un peso promedio de 0.982 kg para la placa 1 y 0.918 kg para la placa 2. La figura 3.13(a) muestra un diagrama de la configuración experimental del ensayo usando un martillo de impacto para excitar las placas y un acelerómetro para medir su respuesta.

Las mediciones se llevaron a cabo suspendiendo cada una de las placas con cuerdas elásticas como se muestra en la figura 3.13(b), también se puede observar una de las posiciones del acelerómetro (B&K tipo 4518) en la capa gris y la excitación es aplicada en la capa blanca con un martillo de impacto (PCB tipo 086C02). Tres respuestas en cada placa sobre diferentes puntos de esta serán obtenidas. Con el promedio de tres impactos sobre cada punto, los datos experimentales fueron recolectados en un rango de 0 a 10,000 Hz y procesados con un sistema adquisidor de datos usando canales independientes para la fuerza y la aceleración.

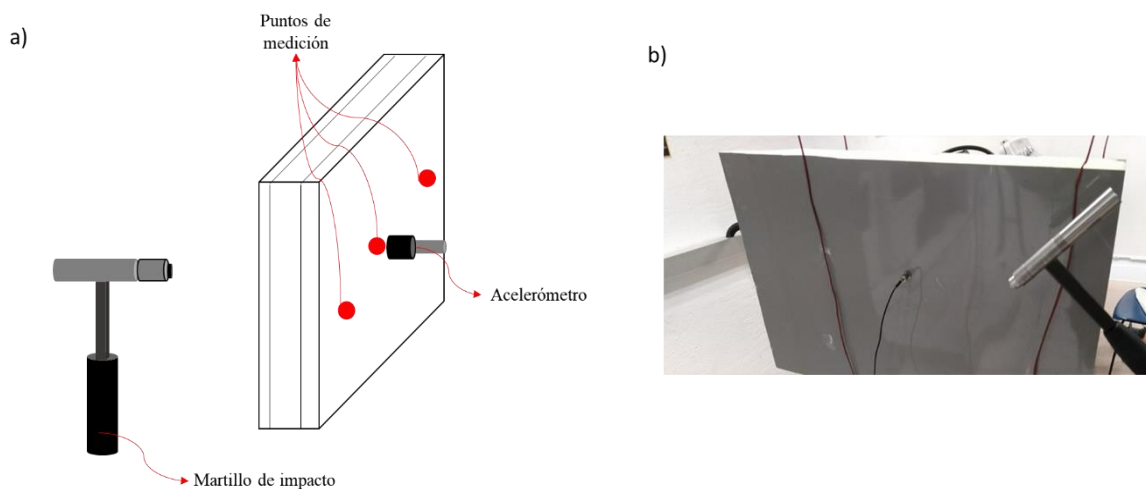


Figura 3.13. (a) Diagrama de configuración experimental para la medición de frecuencias naturales; (b) Foto del ensayo para la medición de frecuencias naturales.

Los resultados de las mediciones experimentales para las dos placas son presentados en la figura 3.14 en un rango de 100 a 10,000 Hz. En la figura 3.14 se muestra las funciones de respuesta a la frecuencia (por sus siglas en inglés FRF) de cada placa medida. De la figura 3.14, también se puede observar que a partir de la frecuencia de 500 Hz la densidad modal de las placas es mayor, las placas en este experimento tienen más modos en medias y altas frecuencias.

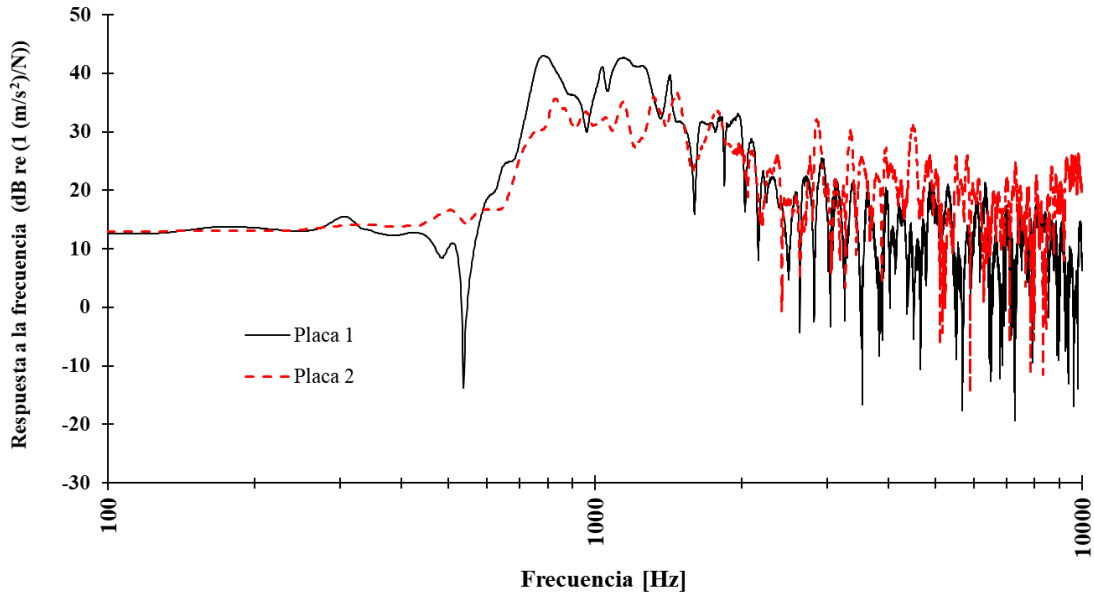


Figura 3.14. Espectro de funciones de respuesta de frecuencia (FRF) de la medición de frecuencias naturales.

Usando las funciones de respuesta a la frecuencia obtenidas de cada placa, se emplea el método de conteo modal [29] para estimar la densidad modal de las placas en un rango de 100 a 10,000 Hz en bandas de una tercia de octava. La interpolación spline cubica se usó para estimar las densidades modales para bandas donde no hubo respuesta modal en las mediciones. Técnicamente, este enfoque es incorrecto, pero se utilizó para proporcionar una estimación aproximada en bandas de baja frecuencia y ha sido utilizado por [36] obteniendo buenos resultados. Los resultados se muestran en la figura 3.15.

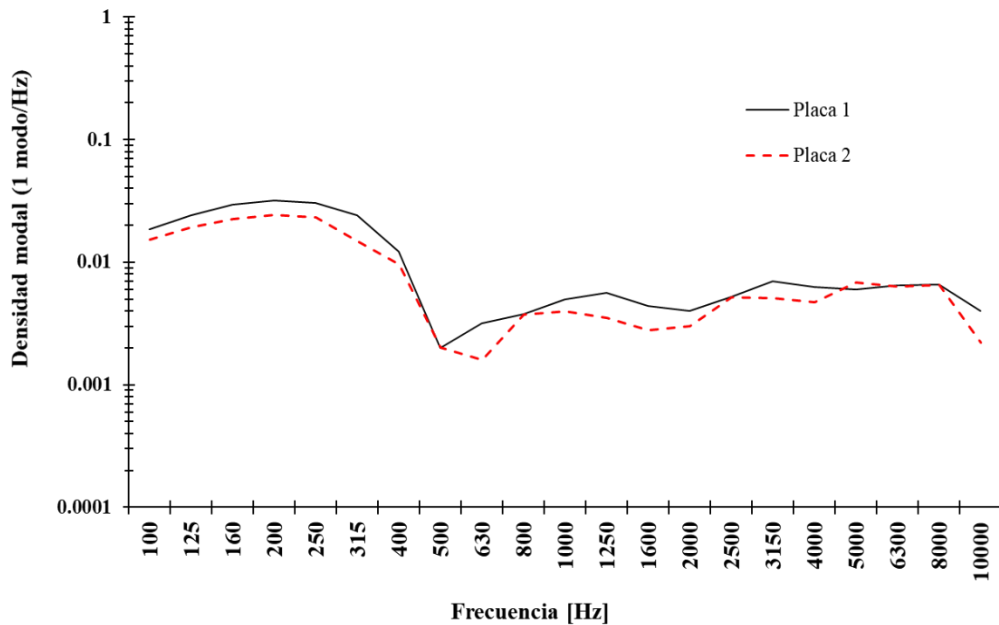


Figura 3.15. Resultado de densidad modal de las placas multicapa.

Para determinar el amortiguamiento de la placa 2 es empleado el método de ancho de banda de potencia media (HPBM por sus siglas en inglés) [136, 137], el cual consiste en excitar a la estructura mecánica hasta que la frecuencia de excitación es igual a la frecuencia natural de la estructura, el sistema es resonante. Este método ha sido utilizado por [138] para caracterizar el amortiguamiento en vigas de diferentes materiales, usando un ensayo de vibración utilizando un martillo de impacto para excitar la probeta y un acelerómetro para medir la respuesta en la probeta para la obtención de frecuencias naturales. También ha sido aplicado en placas y vigas de material sándwich excitadas por un shaker [139, 140, 29]. El HPBM se utilizó para identificar el factor de amortiguación para los modos locales usando los FRFs de la figura 3.14, mientras que para el amortiguamiento donde no hay densidad modal se utilizó la ecuación 3.36. La magnitud de los puntos de manejo de las funciones de respuesta a la frecuencia de un solo modo con amortiguamiento lineal está dado por

$$|\mathbf{H}(f)|^2 = \frac{(\eta f f_n)^2 \mathbf{H}_{max}^2}{(f^2 - f_n^2)^2 + (\eta f f_n)^2} \quad (3.25)$$

El coeficiente de amortiguamiento es obtenido por medio de la identificación de las frecuencias resonantes y el ancho de banda de potencia media. El factor de pérdida por amortiguamiento de este método es definido como:

$$\eta_i = \frac{f_2 - f_1}{f_n} \quad (3.26)$$

donde η_i es el factor de pérdida por amortiguamiento, f_n es la frecuencia resonante y f_1, f_2 son las frecuencias de ancho de banda de media potencia, en la que los niveles del FRF son 3 dB más bajos que el pico en f_n . El coeficiente de amortiguamiento de la placa 2 es determinado de las mediciones de frecuencias naturales.

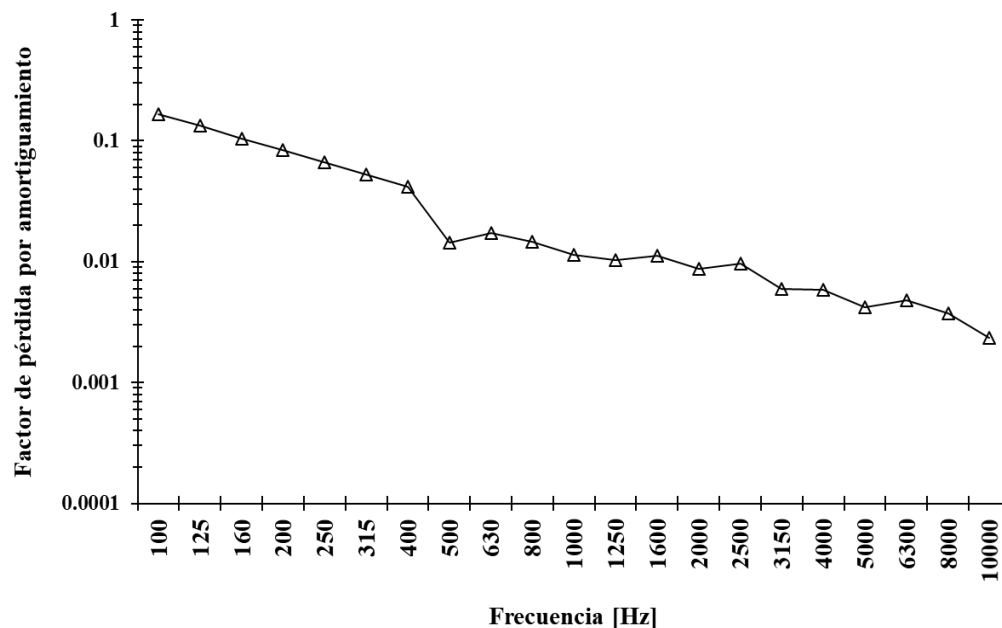


Figura 3.16. Resultados del factor de pérdida por amortiguamiento de la placa 2.

Después, el factor de pérdida por amortiguamiento en las frecuencias resonantes es procesado en bandas de una tercia de octava acorde a [141]. Los resultados se muestran en la figura 3.16. De la figura 3.16 se puede observar que cuando la frecuencia va incrementando, el factor de pérdida por amortiguamiento exhibe una tendencia a decrecer.

3.2.2.3 Resultados y evaluación de los CLFs estructurales

Los factores de pérdida por acoplamiento para dos placas multicapa unidas en forma de L fueron calculados usando la ecuación 3.16 como se describe en la sección 3.2.2.1. Para la evaluación experimental de CLFs usando la ecuación 3.7 fueron empleados varios parámetros: la velocidad promedio de cada placa obtenida a través de los puntos de medición mostradas en la figura 3.12, la densidad modal de cada placa mostrada en la figura 3.15 y el factor de pérdida por amortiguamiento de la placa 2 que se muestra en la figura 3.16. La evaluación de los CLFs experimentales y teóricos es obtenida en un rango de 100 a 10,000 Hz en bandas de una tercia de octava y se grafican los resultados en la figura 3.17 y la figura 3.18.

En la figura 3.17 y en la figura 3.18 se presentan los valores predichos y los experimentales, donde los valores teóricos tienen una buena concordancia con los experimentales en rangos de frecuencias altas y las mayores discrepancias se producen a bajas frecuencias. Los valores medidos parecen ser un poco más altos en frecuencias bajas, estas diferencias pueden ser debido al factor de pérdida por amortiguamiento y las densidades modales obtenidas a frecuencias bajas.

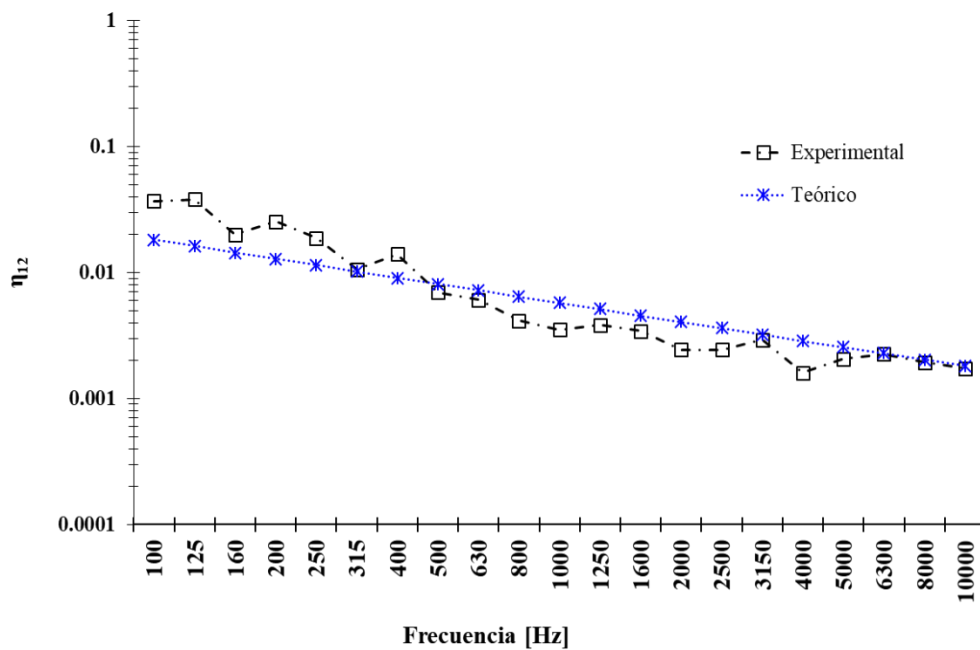


Figura 3.17. Comparación de los η_{12} estimados y las mediciones experimentales para uniones en forma de L.

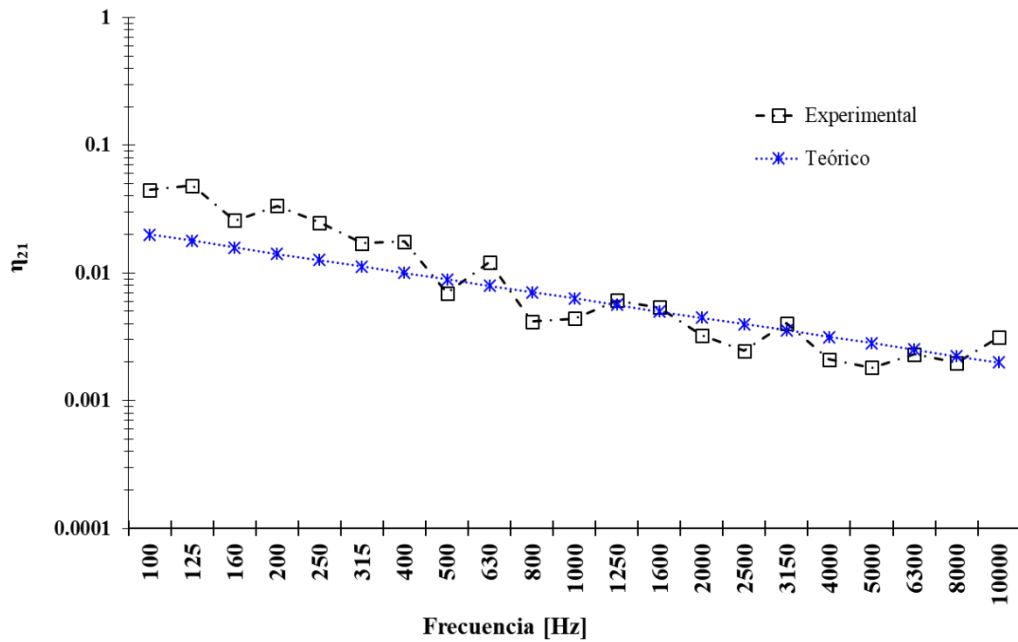


Figura 3.18. Comparación de los η_{21} estimados y las mediciones experimentales para uniones en forma de L.

Lo anterior demuestra que la metodología descrita en la sección 3.2.2.1 es apropiada y será utilizada para la evaluación de los factores de pérdida por acoplamiento para placas multicapa con uniones estructurales en forma de L, T y X en el refrigerador. Los resultados de la predicción con los valores experimentales muestran una variación menor en los rangos de frecuencia de interés, donde se encuentra una buena densidad modal.

3.2.3 CLF para la transmisión acústico-estructural

En esta sección, los factores de pérdida por acoplamiento entre una cavidad y placa de material multicapa son calculados con expresiones analíticas disponibles en la literatura. Después, un ejemplo de una unión entre una cavidad y placa es calculado con las expresiones analíticas. Estos resultados obtenidos son comparados con los factores de pérdida por acoplamiento obtenidos con la ecuación 3.7 usando mediciones experimentales. Finalmente, el efecto de la unión es analizado. Una vez validado el modelo son obtenidos los factores de pérdida por acoplamiento para cada unión acústico-estructural del refrigerador. Además son obtenidas varias propiedades acústicas de las placas multicapa.

3.2.3.1 Modelo teórico para cálculo de CLF acústico-estructural

Los acoplamientos entre las cavidades acústicas y las placas son realizados como se describe en [42, 118], estas son consideradas también expresiones analíticas de los CLF. El factor de pérdida por acoplamiento entre la cavidad y la placa multicapa es obtenido como:

$$\eta_{ij} = \frac{\rho_0 c_0 \sigma_{rad} f_c}{4\pi f^2 \rho_s} \quad (3.27)$$

donde σ_{rad} es la eficiencia de radiación y f_c es la frecuencia crítica. Usando la rigidez a flexión total de las placas multicapa como una estructura homogénea, la eficiencia de radiación calculada como [42]:

$$\sigma_{rad} = \begin{cases} \frac{Uc_0}{4\pi^2 f^{1/2} f_c^{1/2} S(\mu^2 - 1)^{1/2}} \left[\ln \left[\frac{\mu + 1}{\mu - 1} \right] + \frac{2\mu}{\mu^2 - 1} \right] & \text{si } f < f_c \\ \left[\frac{2\pi f}{c_0} \right]^{1/2} l_x \left[0.5 - 0.15 \frac{l_x}{l_y} \right] & \text{si } f = f_c \\ \left[1 - \frac{f_c}{f} \right]^{-1/2} & \text{si } f > f_c \end{cases} \quad (3.28)$$

En la ecuación 3.28

$$f_c = \frac{c_0^2}{2\pi} \left[\frac{\rho_s}{B_r} \right]^{1/2} \quad (3.29)$$

donde U es el perímetro de la área de radiación, S es la superficie de la placa, l_x y l_y son las dimensiones de la placa, ρ_s es la densidad superficial y $\mu = (f_c/f)^{1/2}$. El funcionamiento de la metodología descrita previamente es comprobado para la unión de una cavidad y una placa, las propiedades geométricas son mostradas en la figura 3.19.

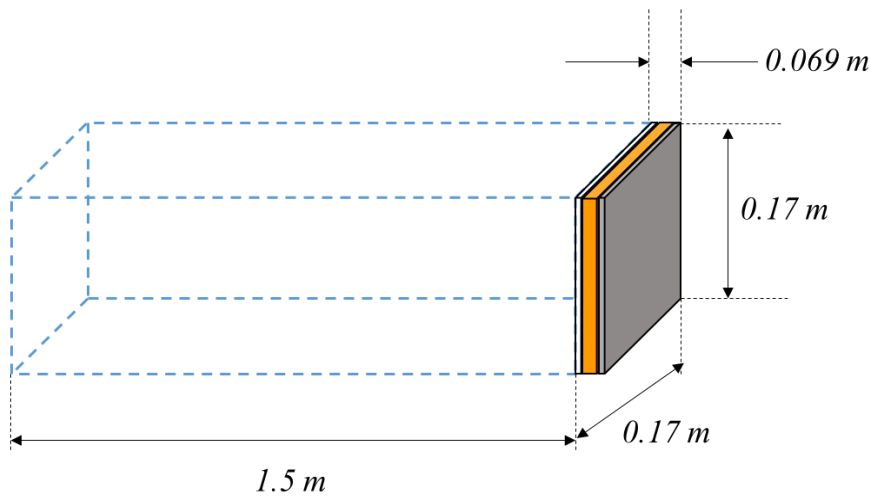


Figura 3.19: Esquema de la unión vibro-acústica.

Las propiedades mecánicas de la placa son resumidas en la tabla 3.3. Los cálculos de los CLFs son obtenidos para bandas de una tercia de octava antes de graficar los resultados.

3.2.3.2 Medición experimental de CLF acústico-estructural

Varios investigadores han propuesto métodos para la medición de propiedades acústicas acoplando una placa a sistema de cavidades aisladas con paredes rígidas, excitando la cavidad para medir la respuesta vibroacústica de una placa acoplada [42, 142, 143, 144]. Algunos se han enfocado en caracterizar los coeficientes de reducción de ruido, como son: el coeficiente de reducción de ruido (NRC por sus siglas en inglés), coeficientes de transmisión de sonido (STC por sus siglas en inglés), pérdida de transmisión de sonido (por sus siglas en inglés STL) para materiales atenuadores de sonido con diferentes tipologías en un rango de frecuencias de 250 a 8,000 Hz [145], los ensayos se llevaron a cabo acoplando la muestra a ensayar en una cámara de insonorización (cavidad aislada contra el ruido externo) compuesta de paredes con materiales aislantes de sonido en su estructura para no dejar pasar ruidos externos que creen incertidumbre en las mediciones, colocando una fuente sonora en el interior de la cámara y midiendo la respuesta sonora (SPL) en el exterior con un sonómetro a 30 cm de la muestra en dirección frontal. Otros han investigado los efectos de materiales porosos usados en automóviles [146], caracterizados por medio de una caja con 5 paredes rígidas y una pared de aluminio donde se montan las muestras a medir, colocando varios micrófonos para medir las perturbaciones en el campo acústico de la cavidad (SPL) influenciadas por una excitación vibratoria en la muestra a medir en la cavidad y son llevadas a cabo con y sin material poroso en un rango de 50 a 500 Hz, utilizando la técnica descrita en el estándar ASTM E1050-08 [147] para obtener el coeficiente de absorción de las muestras a ensayar con los datos experimentales adquiridos en el ensayo. También se ha presentado un método para la aplicación del análisis avanzado de la ruta de transferencia (por sus siglas ATPA) en una cavidad con paredes rígidas (caja) para resolver problemas vibroacústicos, este método no solo ayuda a identificar las principales contribuciones en el sistema además de que también provee información topológica del sistema mediante el concepto de trayectoria [148]. ATPA es aplicado en una caja cuadrada hecha de acrílico donde se aplica una excitación con un martillo de impacto o un shaker sobre la superficie superior de esta, colocando 20 acelerómetros sobre las otras paredes y tres micrófonos dentro de la cavidad para medir la respuesta vibroacústica en un rango de 100 a 2,000 Hz, donde finalmente son obtenidas las matrices de transferencia para utilizar dicho método.

A fin de caracterizar propiedades SEA para calcular los factores de pérdida por acoplamiento como la eficiencia de radiación de sonido de placas rígidas, se han propuesto métodos [149] utilizando un arreglo de acelerómetros y un micrófono para medir la respuesta vibroacústica sobre un panel colgado dentro de un campo reverberante que es excitado por una fuente sonora, midiendo la densidad modal del panel para derivar el factor de acoplamiento de las mediciones experimentales. Un método similar ha sido aplicado para medir la eficiencia de radiación en placas cilíndricas [150], donde un cilindro es excitado por una fuente sonora para medir su respuesta usando un micrófono (SPL a un metro) y un acelerómetro sobre las paredes de este. Basado en estos métodos, otros estudios han sido llevado a cabo en placas rígidas sobre un marco [151], en un campo reverberante que es excitado por una fuente sonora y se mide la respuesta vibroacústica colocando un acelerómetro sobre la placa a ensayar y un micrófono rotativo para medir el SPL en el campo reverberante. Una vez adquiridas las señales de presión sonora y vibración, se mide

la densidad modal de las placas para obtener la eficiencia de radiación de la placa usando las relaciones propuestas por [152].

La información presentada anteriormente demuestra que los métodos propuestos para la medición de propiedades acústicas acoplado una placa a una cavidad aislada con paredes rígidas son efectivos y presentan un mayor control de las mediciones debido a la simplicidad de los prototipos [148]. Por otro lado la medición de la eficiencia de radiación para derivar los factores de pérdida por acoplamiento, en una cámara reverberante presenta un mayor desafío ya que se requiere un manejo muy cuidadoso de las dos mediciones (respuesta vibroacústica y densidad modal) ya que el error que proviene de las dos mediciones se puede combinar para dar el error en la eficiencia de radiación medida [151, 152]. Los factores de pérdida por acoplamiento para la transmisión vibroacústica entre una cavidad y una placa es una simple función de la eficiencia de radiación y la resistencia mecánica de la estructura.

En base a lo descrito anteriormente, en esta sección se presenta el método experimental usado para el cálculo de los CLF experimentales de una cavidad a placa multicapa (transmisión resonante), el cual está basado en la aplicación de los principios de energía promedio (según los subsistemas que se van a unir) en la ecuación 3.7 para la obtención de los CLF por medio de mediciones experimentales. Las energías promedio en un sistema de una placa acoplada a una cavidad (excitada) se obtienen usando la configuración experimental típica para la medición de eficiencia de radiación que se describió previamente. Los resultados de estas mediciones son utilizados para validar el modelo usado para la obtención de los CLF en la sección.

3.2.3.2.1 Descripción de mediciones experimentales: CLF acústico-estructural

Los parámetros a obtener experimentalmente para la evaluación de los CLF usando la ecuación 3.7, además de las energías promedio que están en función de la presión en la cavidad y la velocidad en la placa. Son los parámetros intrínsecos de la placa como la densidad modal y el factor de pérdida interna (amortiguamiento). La densidad modal de la cavidad n_1 puede ser obtenida como se propone en [29]

$$n_1 = \frac{4\pi f^2 V_{cav}}{c_0^3} + \frac{2\pi f S_{cav}}{4c_0^2} + \frac{L_{cav}}{8c_0} \quad (3.30)$$

donde S_{cav} es el área de las paredes de la cavidad y L_{cav} es el perímetro de la cavidad. Las mediciones experimentales se llevan a cabo en dos etapas. La primera etapa es la evaluación de la presión y la velocidad con el sistema acoplado. En la segunda la evaluación de la densidad modal y el amortiguamiento de la placa por separado.

Un aspecto muy importante en la medición es la definición de la configuración para las pruebas experimentales de los CLF de transmisión vibroacústica. La descripción de la configuración experimental para la obtención de los CLF se divide en dos secciones: en la primera se describe la configuración experimental propuesta para la medición de la presión en la cavidad $\langle P_{RMS}^2 \rangle$ y la velocidad a flexión en la placa $\langle v_{RMS}^2 \rangle$ en un sistema de una placa multicapa acoplada a una cavidad, en la segunda se describe la configuración experimental

que se siguió para la obtención de la densidad modal n_2 y el factor de pérdida por amortiguamiento de la placa multicapa.

3.2.3.2.2 Presión acústica en la cavidad y velocidad en la placa

La medición típica cuando hay una excitación debido a una fuente sonora en el subsistema emisor, en este caso la cavidad, es colocar micrófonos en la cavidad y la señal recibida (SPL) se debe a la fuente en el subsistema. Para el subsistema receptor, en este caso la placa, se colocan acelerómetros para medir los desplazamientos debido al SPL generado por la fuente, estos a su vez pueden ser traducidos en velocidad sobre la placa [148, 151]. El procedimiento empleado sigue la metodología usada por [145], para lo cual se construye un prototipo de la caja (cámara de insonorización) donde es acoplada la placa multicapa. El proceso de construcción del prototipo (cámara de insonorización) se describe en la sección 3.2.3.2.2.1.

Las dimensiones de la cavidad interior formada por las paredes de la caja y la placa acoplada, pueden ser definidas por la longitud de onda mínima a medir en este caso es en la banda de frecuencia de una tercia de octava de 100 Hz que tiene una longitud de onda de 3.4 metros en su frecuencia central bajo las condiciones controladas del laboratorio donde se llevarán a cabo las pruebas. Sin embargo, en algunos estándares como la norma ISO-9614 [153], recomiendan reducir la distancia de la medición a la mitad en casos en que la fuente bajo estudio tenga la forma de una superficie vibratoria tipo placa, conservando una baja incertidumbre en las mediciones. Tomando en cuenta estos criterios y las dimensiones de las probetas ensayadas por [145], las mediciones de la cavidad son $L_x=1.5$ m, $L_y=0.17$ m y $L_z=0.17$ m, esto permitirá realizar una medición adecuada arriba de la banda de frecuencia de 125 Hz con poca incertidumbre en los datos obtenidos. Los resultados de las mediciones en la banda de frecuencias de 100 Hz también serán reportados, bajo la incertidumbre provocada por las dimensiones de la cavidad.

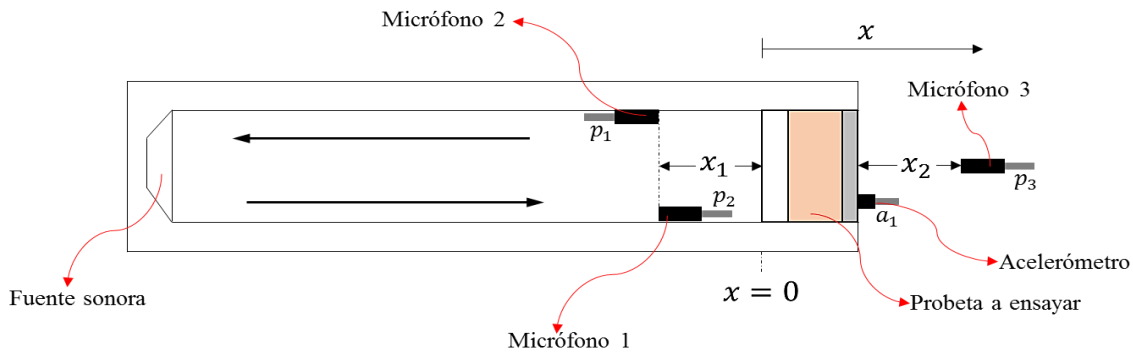


Figura 3.20. Diagrama de medición en cámara con un arreglo de tres micrófonos y un acelerómetro.

Como se muestra en la figura 3.20, se consideran 4 puntos de medición. Dos de ellos se encuentran en el interior de la cavidad, donde se colocan dos micrófonos a 0.2 m de la muestra a ensayar en base a la norma ISO-9614 [153]; el micrófono 1 es orientado en dirección a la fuente sonora (midiendo la onda incidente) y el micrófono 2 en dirección a la muestra a ensayar (midiendo la onda reflejada) para medir el SPL dentro de la cavidad.

Otro punto de medición se encuentra fuera de la cavidad (cámara semi-anecoica), donde se coloca el micrófono 3 a 0.2 m y en dirección de la probeta a ensayar para medir el SPL transmitido de la cavidad (midiendo la onda transmitida), permitiendo conocer el índice de reducción de sonido (por sus siglas en inglés SRI) del material multicapa. Finalmente otro punto de medición se encuentra sobre la placa, donde es colocado un acelerómetro para medir los desplazamientos a flexión sobre la placa.

En la figura 3.20 también se muestra la posición de la fuente acústica (bocina), con la cual se aplica una excitación aleatoria en la cavidad. En general este diseño satisface el método propuesto de un sistema de una cavidad con una placa multicapa, además de que nos permite tener una medición adecuada con la menor cantidad de incertidumbre posible.

3.2.3.2.1 Diseño y construcción caja (cámara de insonorización)

El prototipo de la caja (cámara de insonorización) es mostrado en la figura 3.21. Para reducir la incertidumbre en las mediciones, todas las uniones entre las placas que forman la cavidad interna de la caja (donde se acopla la placa de material multicapa) están pegadas entre sí en cada borde como se muestra en la figura 3.21(a). También se puede observar que su estructura está hecha con madera dejando huecos alrededor de la cavidad donde se monta la probeta a ensayar, estos huecos son rellenos con material acústico (acusfibra) para aislar la cavidad interna contra el ruido externo como se muestra en la figura 3.21(b). En la figura 3.21(c) se muestran la entrada para los micrófonos (la caja debe de ser accesible para colocar los micrófonos en su interior), la zona de montaje de la fuente sonora y la zona de montaje de la placa a ensayar.



Figura 3.21. Construcción de cámara (caja) para la medición de CLF: (a) Estructura de cámara; (b) Colocación de acusfibra; (c) Zonas de localización de probeta a ensayar, entradas de micrófonos y fuente sonora.

Para garantizar que la fuente no influya directamente (sonido generado hacia la cámara) en la medición de SPL en la cámara semi-anecoica (medición en el micrófono 3). Se construye un dispositivo para aislar la fuente sonora de la cámara, éste es acoplado y sellado a la estructura de la caja (cámara de insonorización) en la zona donde se localiza la fuente. Este dispositivo esta hecho de madera y su interior es cubierto por capas de material aislante (acusfibra), reduciendo la incertidumbre que en las mediciones de SPL realizadas dentro de la cámara. En el **Anexo C** se incluyen los planos de la caja (cámara de insonorización).

3.2.3.2.2 Evaluación de presión acústica y velocidad

El objetivo es la evaluación de la presión sonora y la velocidad para la estimación experimental de los factores de pérdida para el modelo SEA. El método supone una fuente puntual, dentro de un espacio cerrado donde la fuente es colocada en un extremo del recinto transmitiendo señales acústicas con un frente de onda plana que son incididas sobre una placa multicapa colocado en el otro extremo del recinto. Las mediciones experimentales son llevadas a cabo en una cámara semi-anecoica donde se coloca la caja. La caja se monta en el suelo sobre caucho (material de amortiguamiento) para garantizar una gran amortiguación y en consecuencia las vibraciones exteriores no influyan en las mediciones experimentales dentro de la cámara.

La probeta se fija sobre la caja en la misma posición en la que se encuentra el material que compone las cavidades interiores del gabinete refrigerador, esto se lleva a cabo colocando la placa con la capa blanca (HIPS) hacia dentro en la zona de montaje aislando la cavidad interior de la caja, esto significa que las ondas de excitación de la fuente inciden sobre la capa blanca (como las fuentes del refrigerador). Para garantizar un aislamiento apropiado entre los elemento de la cavidad las placas son selladas, cuidando que no se presenten irregularidades. Además se verifica que la posición sea lo más perpendicular posible en dirección a la cavidad interna de la caja para garantizar una incidencia directa del sonido generado por la fuente. La prueba se realiza en cuatro placas con las mismas dimensiones previamente descritas, para obtener un valor promedio de las mediciones y calcular el factor de pérdida por acoplamiento.

Las ubicaciones de medición de los niveles de presión sonora son distribuidas en tres posiciones, dos dentro de la cavidad de la caja y una en la cámara semi-anecoica, colocando un micrófono (B&K tipo 4189) en cada una de las posiciones de medición como se muestra en la figura 3.22, además se muestra la posición del acelerómetro (B&K tipo 4518) para la medición de velocidad a flexión sobre la placa. Al mismo tiempo, la excitación de un ruido blanco en el rango de 100 a 10,000 Hz es aplicado por la fuente sonora. También se verifica que el ruido generado por la fuente es 15 dB mayor que el ruido de fondo en la cámara con un SPL global alrededor de los 22 dB.

Los datos experimentales fueron recolectados en un rango de 100 a 10,000 Hz y procesados con un sistema adquirente de datos usando canales independientes para la presión sonora y la aceleración. Los datos son post-procesados integrando la señal de aceleración para obtener la velocidad y después ambas señales (presión sonora y velocidad) en un análisis de espectro FFT en bandas de frecuencia de una tercia de octava con un tiempo promediado de 32 segundos.

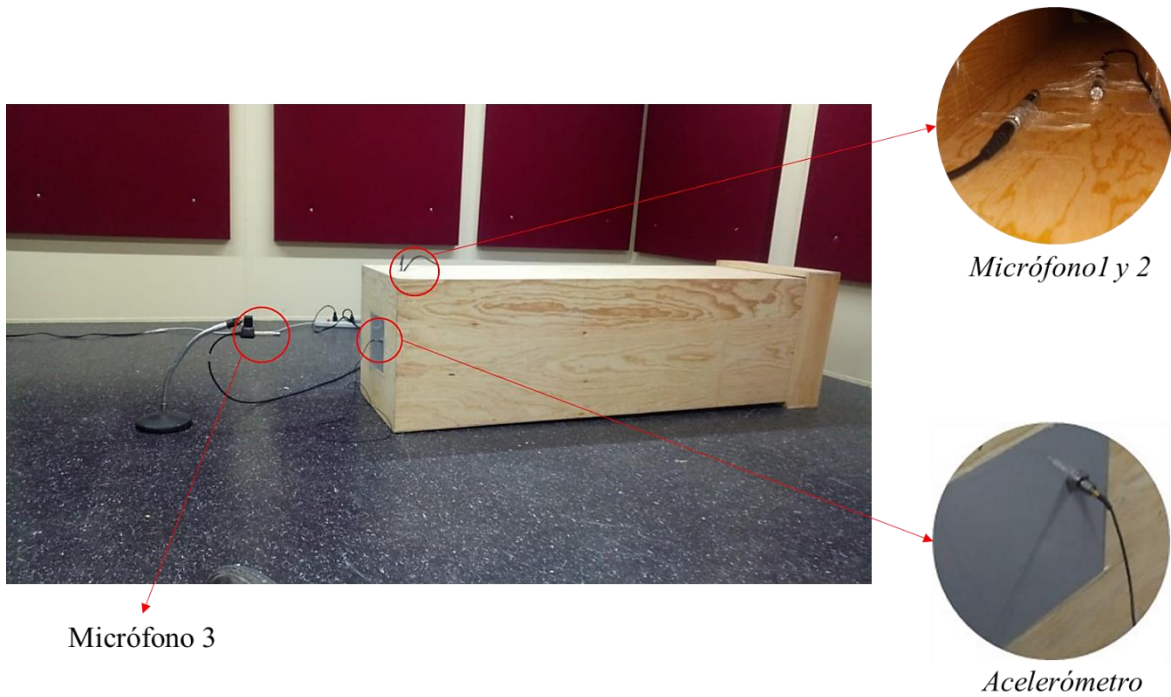


Figura 3.22. Colocación del acelerómetro para la medición de vibración en la placa y el arreglo de micrófonos para la medición de presión acústica, dentro de cámara semi-anecoica.

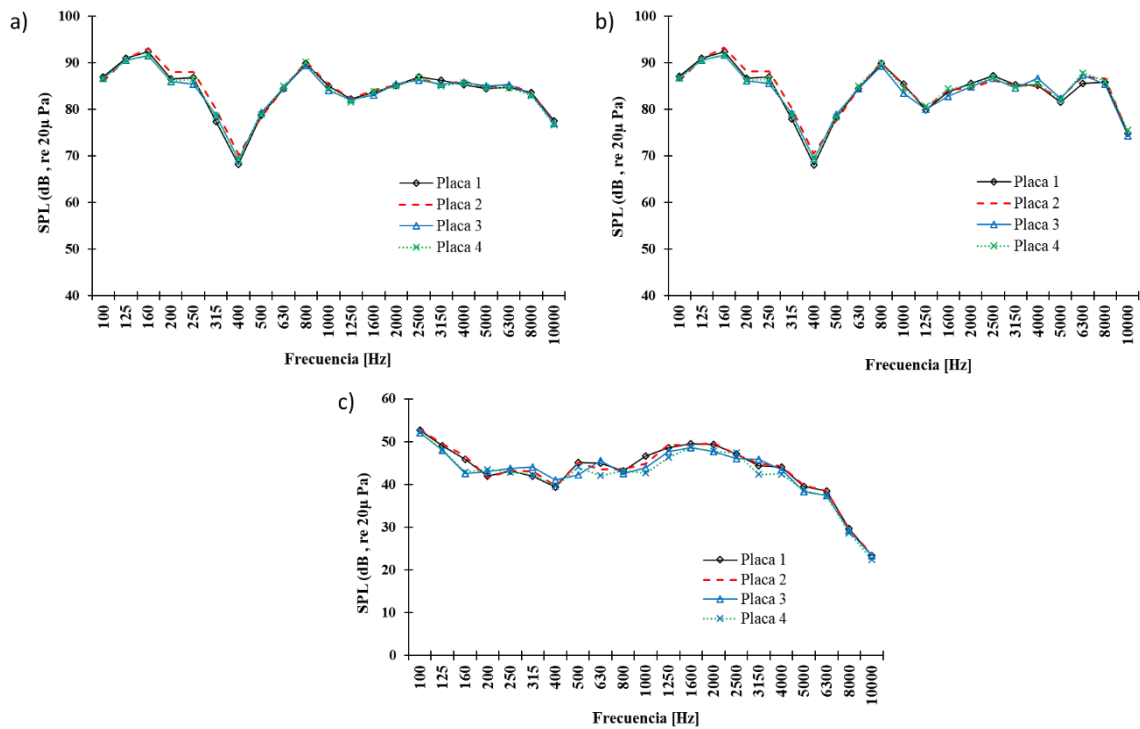


Figura 3.23. Espectros de bandas de frecuencia de las mediciones de SPL del arreglo de micrófonos: (a) SPL del micrófono 1; (b) SPL del micrófono 2; (c) SPL del micrófono 3.

La figura 3.23 muestra el SPL medido con un valor de referencia $p_0 = 20\mu Pa$. Puede observarse que el SPL de la figura 3.23(a) (onda incidente) y la figura 3.23(b) (onda reflejante) son muy semejantes en todo el rango de frecuencias solo presentan una variación en altas frecuencias, esto quiere decir que el material multicapa no es un buen material absorbente por lo que solo absorbe sonido en altas frecuencias Una medición de coeficiente de absorción acústica del material multicapa se lleva a cabo en la sección 3.3 para confirmar esto y la evaluación de parámetros SEA. Si se comparan los resultados de SPL de la figura 3.23(a) con los de la figura 3.23(c) se puede observar una gran reducción del SPL en todo el rango de frecuencia, esto quiere decir que el material multicapa es muy buen aislante de sonido. En base a los resultados de la figura 3.23 se calcula un SRI del material en la sección 3.2.3.2.4 para cuantificar reducción del sonido del material. Los datos obtenidos de las mediciones en cada posición de los micrófonos se utilizan para obtener un valor promedio de SPL, respectivamente.

La figura 3.24 muestra los resultados de las aceleraciones y velocidades obtenidas en la medición de cada placa, con un valor de referencia de $1E-6 m/s^2$ para la aceleración y un valor de referencia de $1E-9 m/s$ para las velocidades. Puede observarse que todas las velocidades de las placas son muy semejantes, solo presentan una pequeña variación en rangos de frecuencias medias.

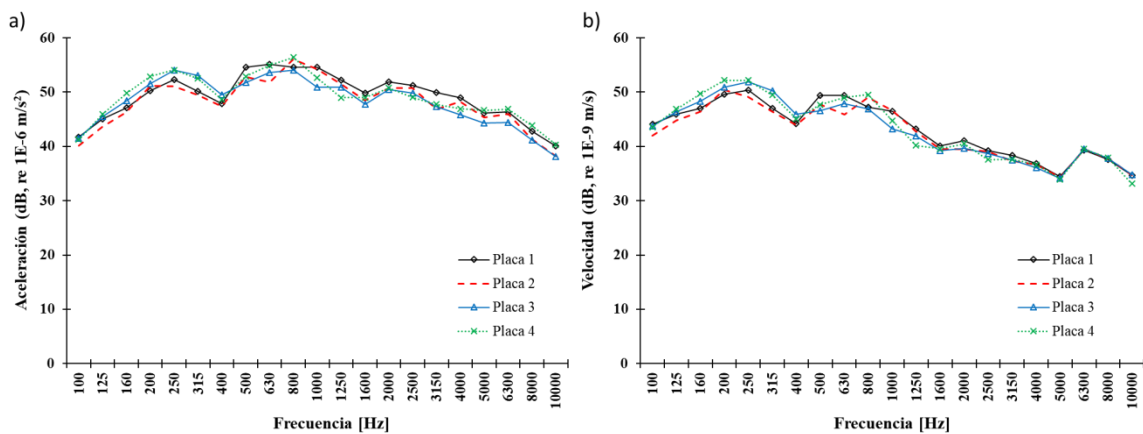


Figura 3.24. Resultados promedios en bandas de una tercia de octava: (a) Medición de aceleración a flexión sobre la placa; (b) velocidad a flexión sobre la placa (integración de la medición de aceleración).

Los datos de las mediciones de cada placa son usados para obtener una aceleración y velocidad promedio en toda la placa, respectivamente.

3.2.3.2.3 Medición de densidad modal, amortiguamiento y movilidad

La densidad modal a flexión, de la placa fue obtenida por medio de un ensayo de vibración. Para este caso, las cuatro placas multicapa con las mismas dimensiones descritas previamente y un peso promedio de 0.2 kg fueron utilizadas en la prueba. La figura 3.25(a) muestra un diagrama de la configuración experimental del ensayo usando un martillo de impacto para excitar la probeta y un acelerómetro para medir la respuesta en la probeta.

Las mediciones se llevaron a cabo suspendiendo la probeta a ensayar con cuerdas elásticas como se muestra en la figura 3.25(b), también se puede observar la posición del acelerómetro (B&K tipo 4518) en la capa gris y que la excitación es aplicada en la capa blanca por el martillo de impacto (PCB tipo 086C02) . Tres respuestas en cada probeta sobre diferentes puntos generan un valor promedio de las mediciones en cada probeta. Los datos experimentales fueron recolectados en un rango de 0 a 10,000 Hz y procesados con un sistema adquirente de datos usando canales independientes para la fuerza y la aceleración.

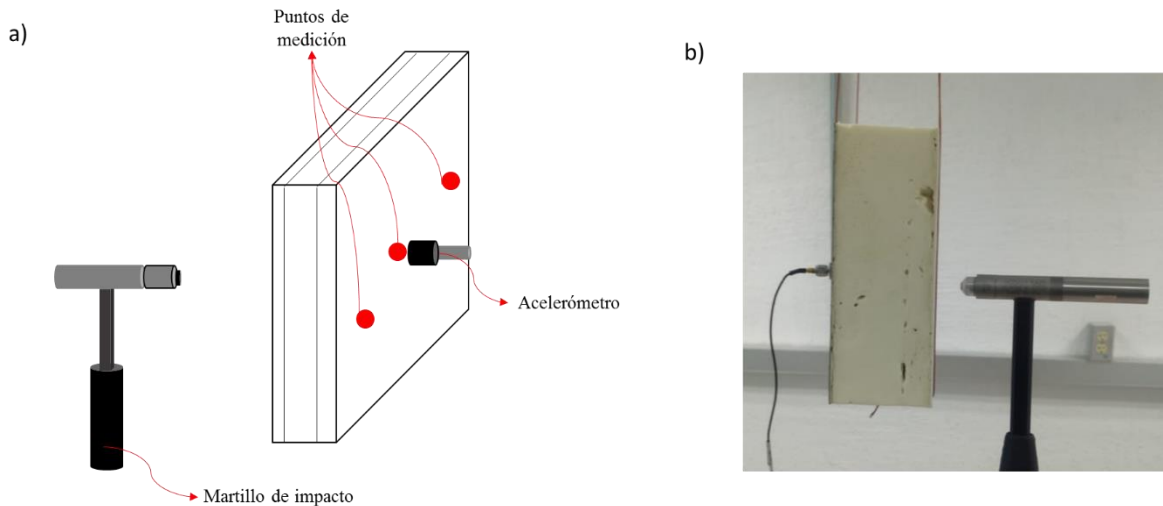


Figura 3.25. (a) Diagrama de configuración experimental para la medición de frecuencias naturales; (b) Foto del ensayo para la medición de frecuencias naturales.

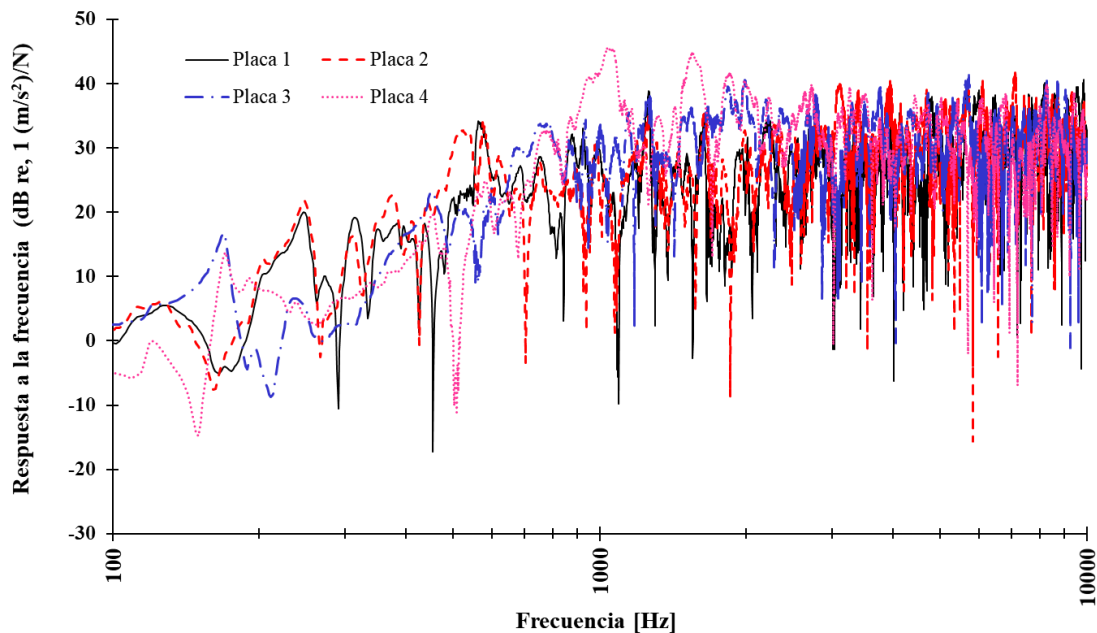


Figura 3.26. Espectro de funciones de respuesta a la frecuencia (FRF) de la medición de frecuencias naturales de las placas.

Los resultados de las mediciones experimentales para las placas son presentados en la figura 3.26 en un rango de 100 a 10,000 Hz. En la figura 3.26 se muestra las funciones de respuesta a la frecuencia de cada placa medida por el acelerómetro en 3 diferentes puntos.

La densidad modal de las probetas es obtenida usando el mismo método que el de sección 3.2.2.2.3. De las cuatro placas es obtenido un valor promedio de densidad modal y se muestra en la figura 3.27.

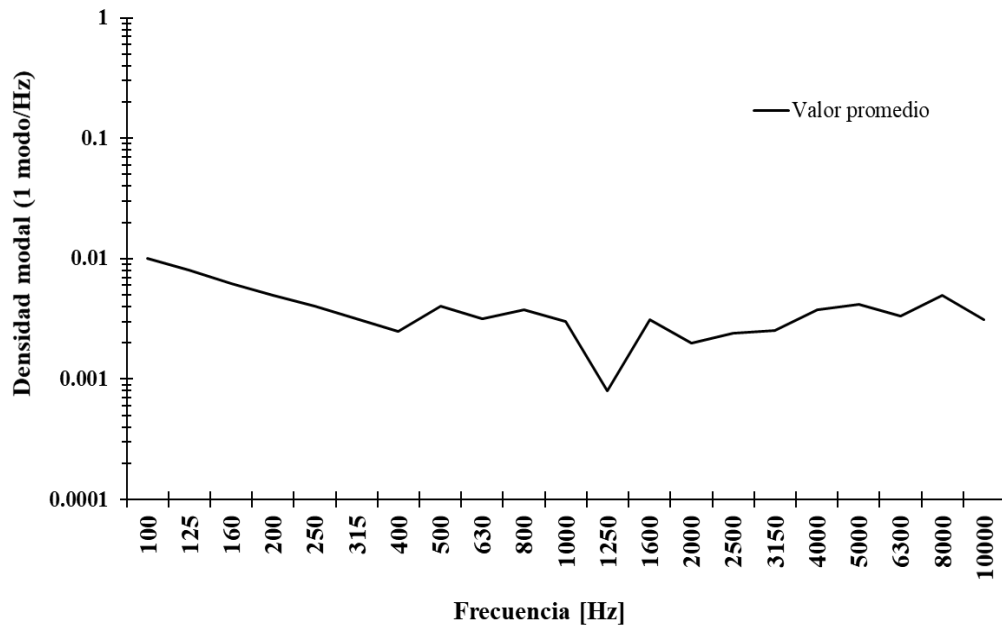


Figura 3.27. Resultado de densidad modal promedio de las placas multicapa.

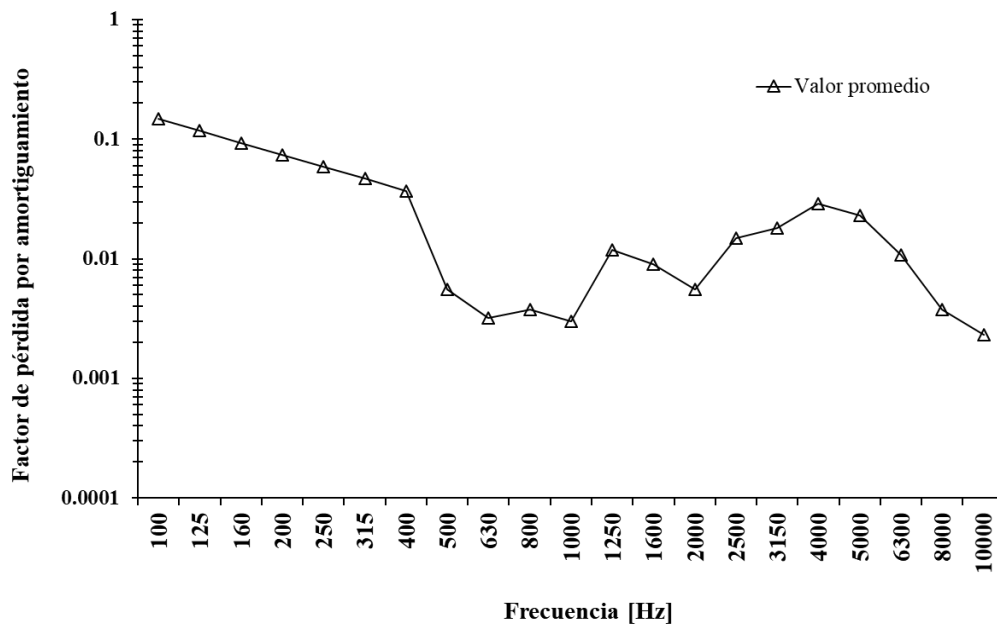


Figura 3.28. Resultados del factor de pérdida por amortiguamiento de las placas.

El coeficiente de amortiguamiento también es obtenido usando el mismo método descrito en la sección 3.2.2.2.3, para este se obtiene un valor promedio de los resultados de las 4 placas. Los resultados se muestran en la figura 3.28. De la figura 3.28 se puede ver que cuando la frecuencia va incrementando, el factor de pérdida por amortiguamiento exhibe una tendencia a decrecer.

Para el cálculo de algunas propiedades acústicas de las placas multicapa (eficiencia de radiación) es necesario medir la movilidad de las placas. Para obtener este valor son usados los datos experimentales recolectados en la figura 3.26. Los FRFs se integran usando un filtro para obtener las mediciones en términos de movilidad. Los valores de movilidad obtenidos directamente de las mediciones se procesan de acuerdo con [100] para cada placa. Los resultados de movilidad se procesan y promedian dentro de bandas de una tercia de octava de cada placa como se observa en la figura 3.29.

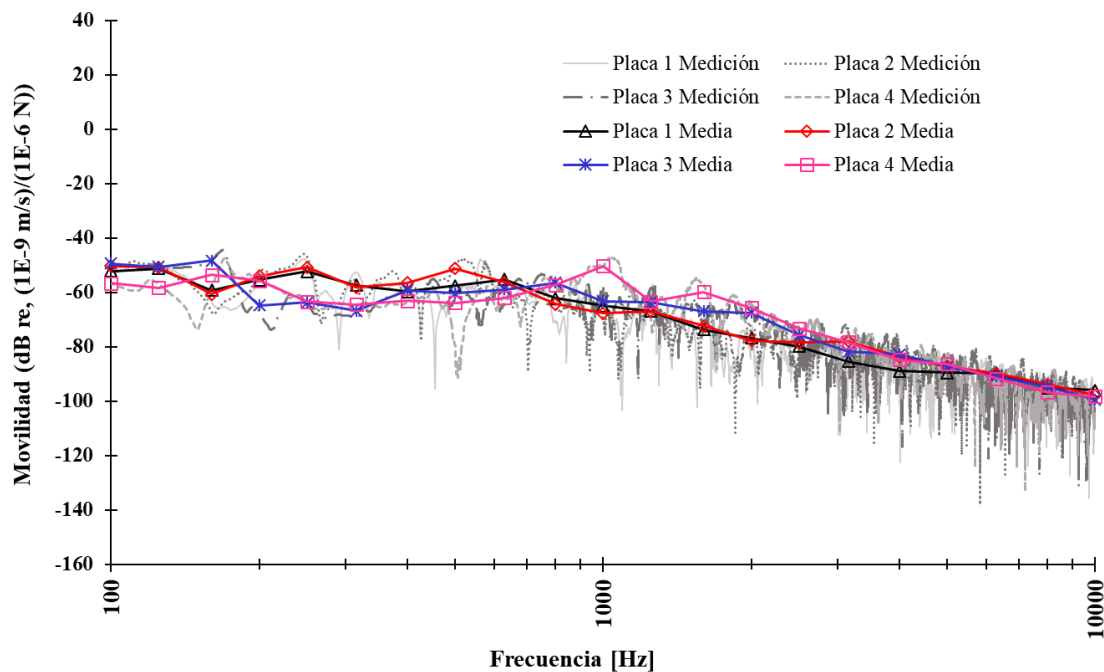


Figura 3.29. Magnitud de movilidad y el valor promedio en bandas de una tercia de octava de las placas.

De las mediciones mostradas en la figura 3.29 de las cuatro placas, es obtenido un valor promedio de movilidad.

3.2.3.2.4 Propiedades acústicas de placas multicapa

El potencial de los datos obtenidos por medio del experimento descrito en la sección 3.2.3.2.1 ayudan a obtener propiedades vibroacústicas de las placas multicapa del refrigerador como el sonido SRI y la eficiencia de radiación de sonido de las placas. Sin embargo, los valores obtenidos no son por medio de estándares como la ISO-16283 [154]

para la medición de SRI, los resultados pueden ser muy aproximados a los de estos estándares y explicar varios fenómenos de la radiación de ruido generado por la estructura del refrigerador al entorno.

El índice de reducción de sonido se usa para medir el nivel de aislamiento acústico proporcionado por una estructura como una pared, ventana, puerta o placa. El SRI es obtenido de presiones cuadradas medias de la cavidad donde se encuentra la fuente (P_{RMS1}^2 del micrófono 1) y de la cavidad receptora (P_{RMS3}^2 del micrófono 3), como [55]

$$R = 10 \log_{10} \frac{P_{RMS1}^2}{P_{RMS3}^2} + 10 \log_{10} \frac{S}{A} \quad (3.31)$$

donde S es la superficie de la placa y $A = \sum S \alpha$ es el área de absorción en la cavidad receptora.

Para la evaluación del SRI, fueron empleados varios parámetros experimentales: el SPL obtenido en el micrófono 1, el del micrófono 3 (que muestran en la figura 3.23(a) y figura 3.23(c)) y el coeficiente de absorción del material multicapa que es graficado en la figura 3.37. La evaluación de coeficiente de absorción usado se describe a detalle en la sección 3.3. Para el cálculo de SRI solo se utiliza el coeficiente de absorción del material multicapa. El SRI es obtenido en un rango de 100 a 10,000 Hz en bandas de una tercia de octava después se grafican los resultados en la figura 3.30.

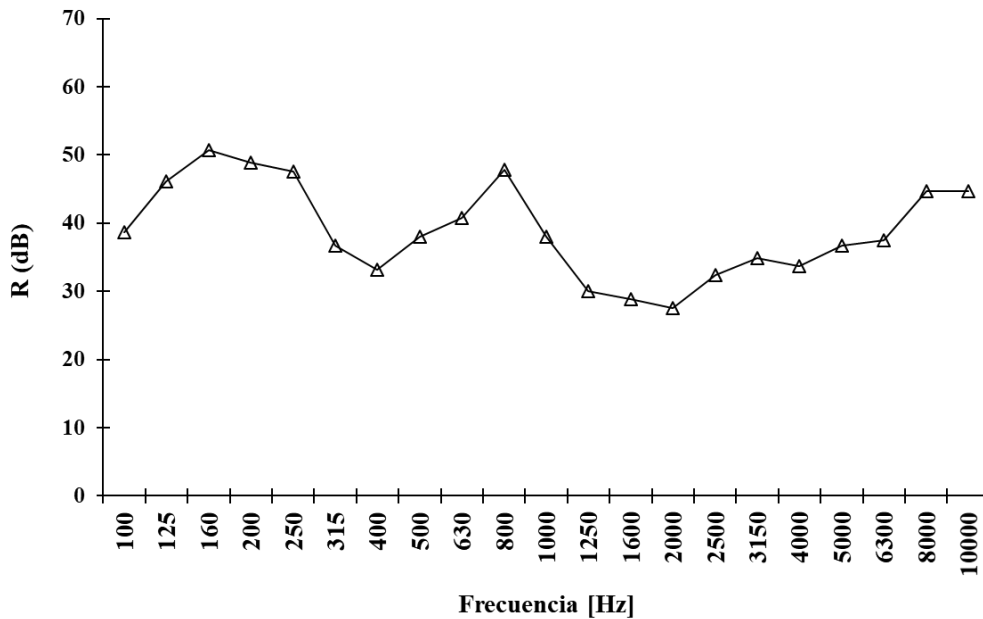


Figura 3.30. Índice de reducción de sonido entre dos cavidades separadas por una placa multicapa.

Como se puede observar en la figura 3.30, el aislamiento acústico obtenido es muy semejante en todo el rango, presenta una máxima amplitud en la banda de 800 Hz. Esto puede ser debido al material de espuma y el espesor de la placa.

Otro de los parámetros calculados de las mediciones experimentales es la eficiencia de radiación de sonido de las placas. La eficiencia de radiación de sonido (también es conocida como: factor de radiación, relación de radiación, índice de radiación) es el valor que caracteriza la eficiencia de una superficie vibratoria dada como un radiador de sonido. Además que es un parámetro fundamental para describir la propagación de ondas estructurales en un elemento vibratorio con el ruido propagado a través del aire [155]. La eficiencia de radiación es dada por

$$\sigma_{rad} = \frac{W_{rad}}{\rho_0 c_0 S \langle v_{RMS}^2 \rangle} \quad (3.32)$$

donde W_{rad} es la potencia acústica radiada de uno lado de las superficies vibratorias, teniendo un área S . Para la obtención de la potencia acústica radiada es usada la técnica propuesta en [151, 152]. Sin embargo, los resultados obtenidos aquí, son usando los datos de la presión acústica en la caja (donde se asume un campo reverberante) y la velocidad en las placas en un solo punto. La potencia acústica radiada es dada por

$$\frac{W_{rad}}{F^2} = \frac{\bar{a}^2}{\langle P_{RMS}^2 \rangle} \left(\frac{\rho_0}{4\pi c_0} \right) \quad (3.33)$$

donde $\bar{F}^2 = \langle v_{RMS}^2 \rangle / \langle |Y_t|^2 \rangle$ es la fuerza de respuesta de la estructura con $\langle |Y_t|^2 \rangle$ la movilidad cuadrada promediada, $\bar{a} = j\omega v_{RMS}$ es la aceleración de respuesta de la estructura.

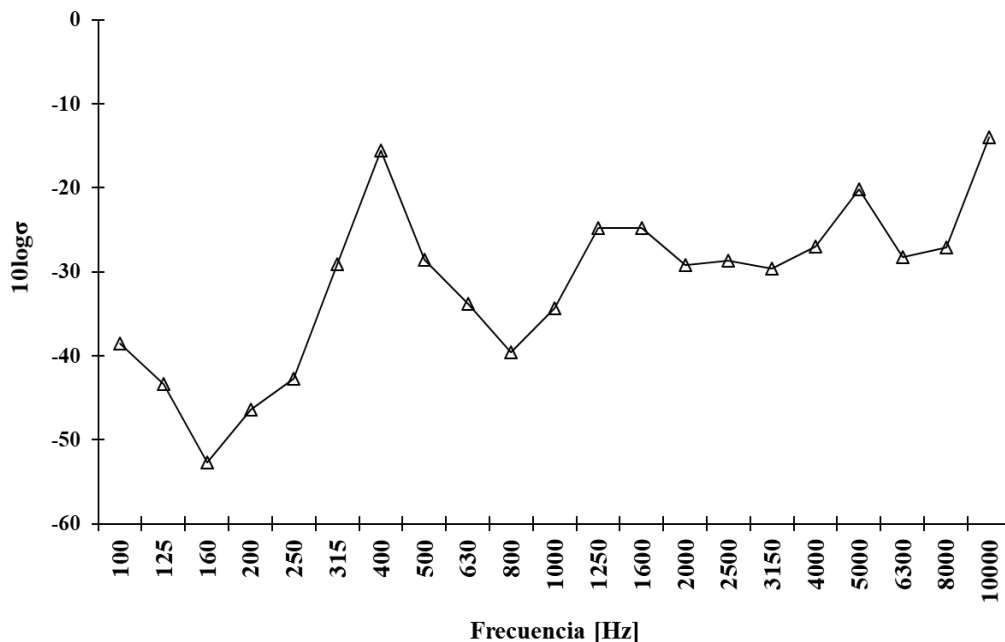


Figura 3.31. Resultados de eficiencia de radiación de sonido para una placa multi-capa.

Y la eficiencia de radiación puede ser escrita como

$$\sigma_{rad} = \frac{\frac{W_{rad}}{F^2}}{\rho_0 c_0 S \langle |Y_t|^2 \rangle} \quad (3.34)$$

Para la evaluación de la eficiencia de radiación, fueron empleados varios parámetros experimentales: el SPL obtenido en el micrófono 1 que muestran en la figura 3.23(a), la velocidad en la placa de la figura 3.24(b) y la movilidad promedio de la placa que se muestra en la figura 3.29. La eficiencia es obtenida en un rango de 100 a 10,000 Hz en bandas de una tercia de octava graficando los resultados en la figura 3.31. La figura 3.31 presenta la eficiencia de radiación obtenida usando el experimento descrito en la sección 3.2.3.2. En general, los resultados muestran una tendencia de valores bajos en frecuencias bajas y van aumentando hacia la frecuencia crítica. Los resultados obtenidos también pueden ser usados para la obtención de los CLF.

3.2.3.3 Resultados y evaluación de los CLF acústico-estructurales

Los factores de pérdida por acoplamiento para una placa multicapa acoplada a una cavidad fueron calculados usando la ecuación 3.27 como se describe en la sección 3.2.3.1. Para la evaluación experimental de CLFs usando la ecuación 3.7 como se describe en la sección 3.2.3.2 fueron empleados varios parámetros experimentales: la presión acústica en la cavidad mostrada en la figura 3.23(a), la velocidad promedio de cada placa obtenida en la figura 3.24(b), la densidad modal de la placa mostrada en la figura 3.27 y el factor de pérdida por amortiguamiento de la placa que se muestra en la figura 3.28.

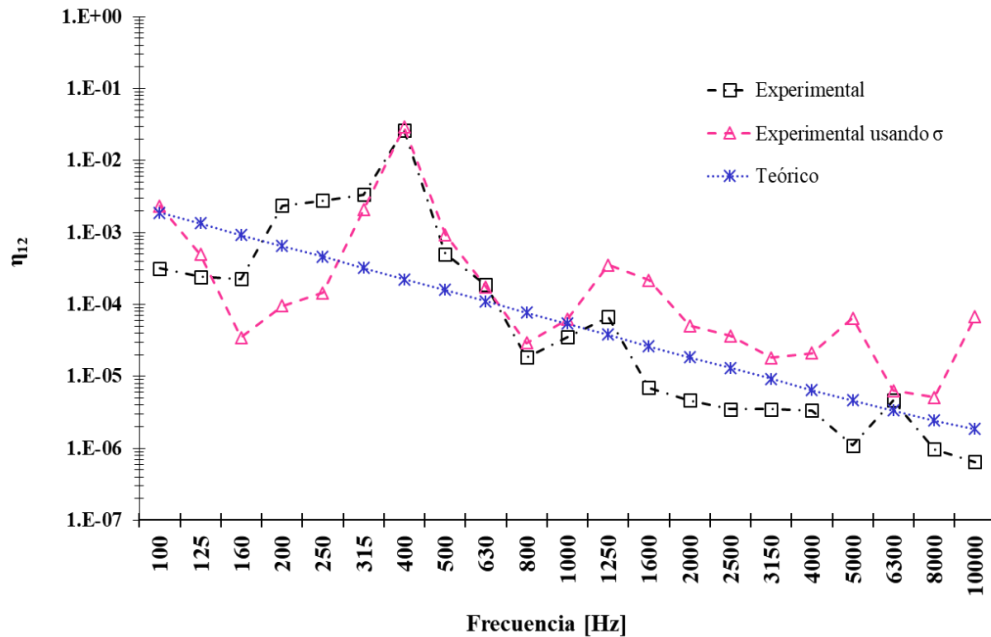


Figura 3.32. Comparación de los η_{12} estimados teóricamente y con mediciones experimentales para una placa multi-capa acoplada a una cavidad.

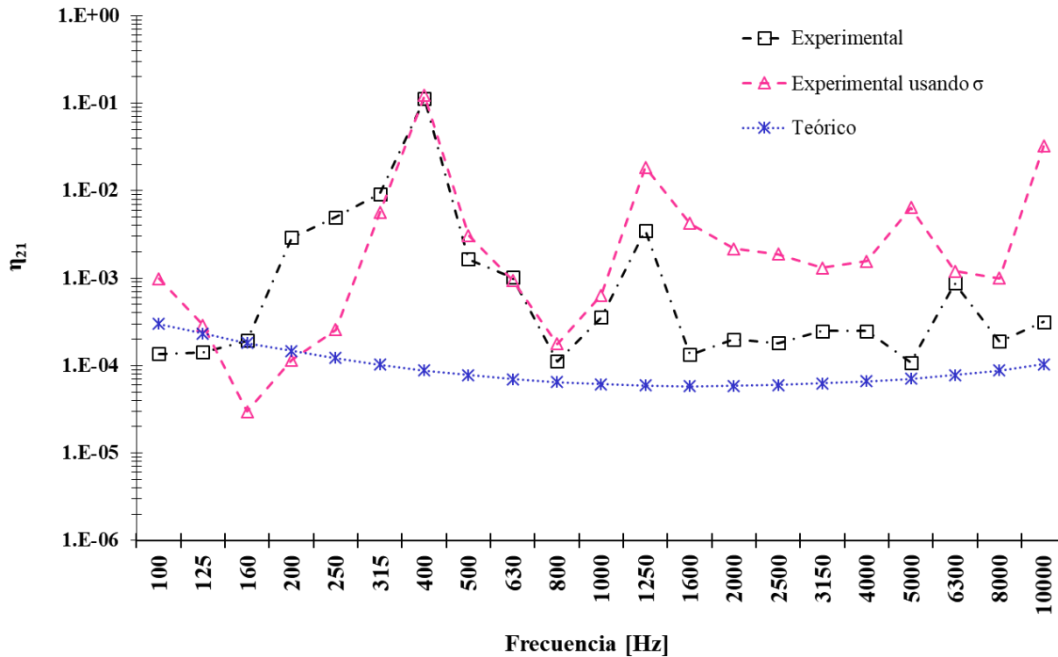


Figura 3.33. Comparación de los η_{21} estimados teóricamente y con mediciones experimentales para una placa multi-capa acoplada a una cavidad.

Demostrando la utilidad de los resultados de la eficiencia de radiación de la figura 3.31, estos también son usando en la ecuación 3.27 para calcular los CLFs. La evaluación de los CLFs experimentales y teóricos es obtenida en un rango de 100 a 10,000 Hz en bandas de una tercia de octava graficando los resultados en la figura 3.32 y la figura 3.33.

En la figura 3.32 y en la figura 3.33 se presentan los valores predichos y los experimentales, donde los valores teóricos tienen una buena concordancia con los experimentales en rangos de frecuencias altas y las mayores discrepancias se producen a bajas frecuencias. Los valores medidos parecen ser un poco más altos en bajas frecuencias, posiblemente debido al factor de pérdida por amortiguamiento y las densidades modales obtenidas a bajas frecuencias. Esto demuestra que el método descrito en la sección 3.2.3.1 es apropiado y será utilizado para la evaluación de los factores de pérdida por acoplamiento para placas multicapa acopladas a una cavidad en el refrigerador. Ya que los resultados de la predicción con los valores experimentales muestran una variación menor en los rangos de frecuencia de interés, donde se encuentra una buena densidad modal.

3.3 Caracterización de placas multicapa

Los subsistemas de placas multicapa deben ser caracterizadas desde dos puntos de vista. Por un lado su respuesta vibratoria, con la suposición que se comportan elásticamente. Se requieren los valores homogeneizados de las constantes de elasticidad y un valor global de amortiguamiento. Por otro lado, la absorción acústica que proporcionan como muros de las cavidades internas. Ambos aspectos son discutidos aquí.

Las placas multicapa son consideradas como dos placas rígidas con una capa amortiguadora en el centro, como se observa en la figura 3.34.

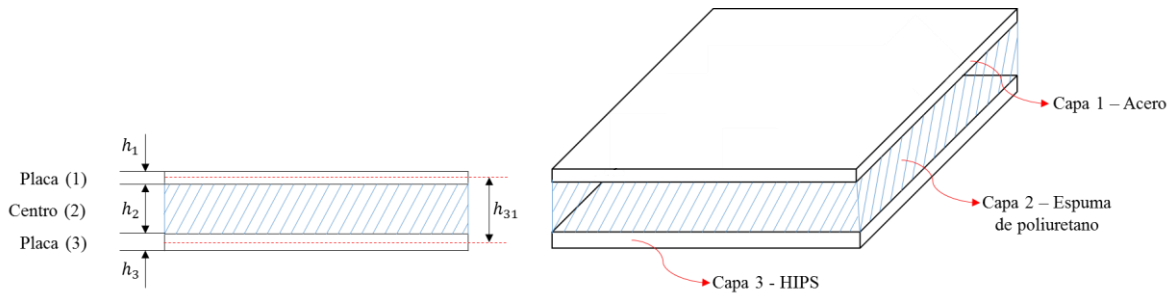


Figura 3.34: Bosquejo de subsistemas placas multicapas y las capas que los componen.

La formulación propuesta en [29] es usada. Esto es en el supuesto que el amortiguamiento de la placa interna del centro es mucho mayor que en las placas superior e inferior, y que la rigidez en las placas es mayor que en la capa centro, en altas frecuencias el coeficiente de amortiguamiento puede ser calculado como

$$\eta^{HF} \simeq \frac{\eta_2 G_{2r} h_{31}^2}{2\pi f \sqrt{M''} B_r} \quad (3.36)$$

donde η_2 es el factor de pérdida por amortiguamiento de la capa centro, G_{2r} es la parte real del módulo de corte de la placa centro, h_{31} es la distancia entre los planos medios de las placas superior o inferior y M'' es la masa por unidad de área de la placa.

El coeficiente de absorción de las placas multicapa es por medio del método del tubo de impedancia [156]. Este método consiste en colocar una fuente sonora en un extremo de un tubo rígido donde se transmiten ondas acústicas que son reflejadas principalmente por el probeta a ensayar colocada en un extremo del tubo como se muestra en la figura 3.35.

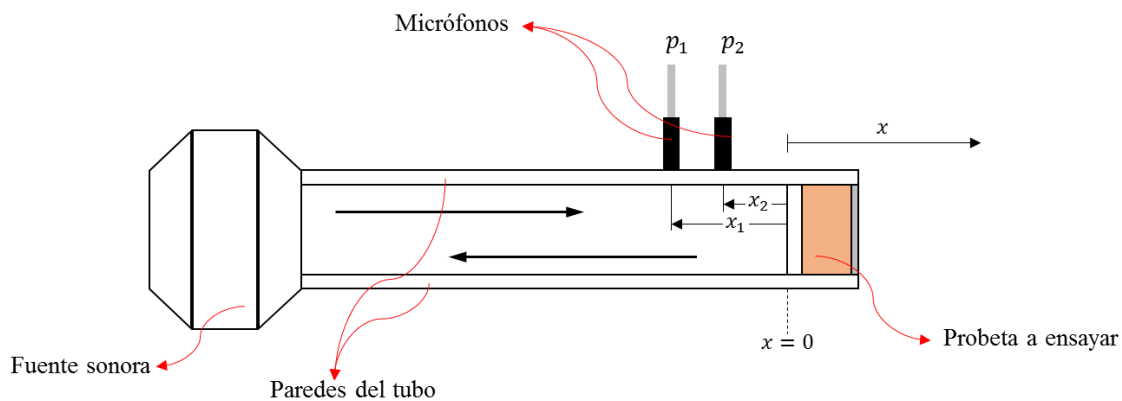


Figura 3.35. Diagrama de medición en tubo de impedancia con un arreglo de dos micrófonos.

La descomposición de la onda estacionaria se realiza midiendo las presiones acústicas con un arreglo de dos micrófonos pareados ubicados en dos puntos fijos de la pared del tubo próximos a la muestra. A partir de estas dos señales se determina una función de transferencia acústica compleja que es usada para calcular las relaciones de impedancia y absorción de incidencia normal del material acústico. El coeficiente de absorción de incidencia normal puede ser calculado de los coeficiente de reflexión R_f , como [147]

$$\alpha = 1 - |R_f|^2 \quad (3.37)$$

Las mediciones fueron llevadas a cabo en bandas de frecuencia de una tercia de octava en los rangos de 160 a 6,300 Hz. Dos tipos de probetas con diferentes diámetros fueron consideradas: para las bajas frecuencias, el diámetro es de 100 mm y para altas frecuencias las probetas con un diámetro de 29 mm. Ambas probetas tienen un espesor de 69 mm como se muestra en la figura 3.36. Las pruebas se realizaron 6 muestras de cada tipo de probeta, obteniendo una absorción promedio.

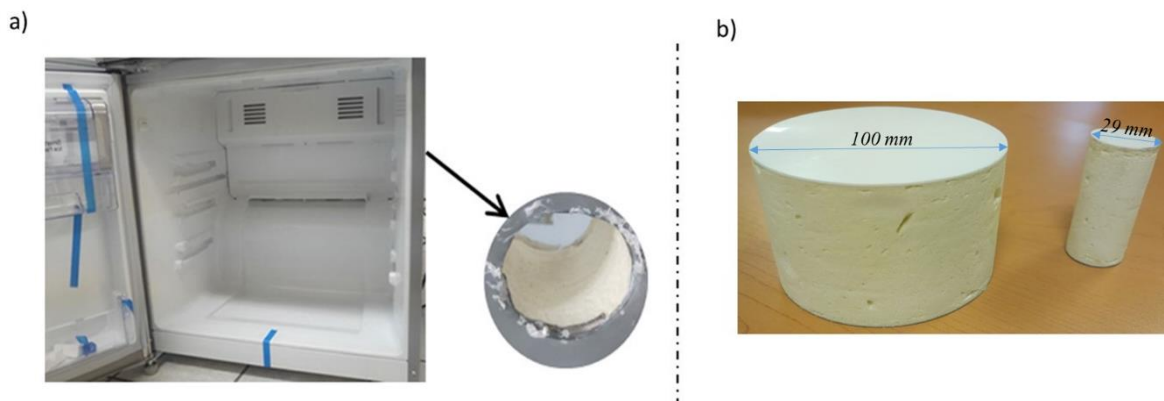


Figura 3.36. Ensayo de absorción de las placas de refrigerador: (a) Foto del refrigerador con un agujero correspondiente al material ensayado; (b) material usado en el laboratorio.

La onda incidente fue sobre la capa blanca (HIPS) de la probeta a ensayar. Los experimentos fueron realizados acorde a la norma ASTM-E1050 [147]. Los resultados se muestran en la figura 3.37. Estos datos son usados para estimar el factor de pérdida de subsistemas multicapa [42]. El coeficiente de absorción promedio es usado para calcular los factores de pérdida de las cavidades acústicas como

$$\eta_i = \frac{c_0 A}{8\pi f V} = \frac{13.7 \sum S \alpha_{ave}}{f V} \quad (3.38)$$

donde V es el volumen de la cavidades, A es el área total de absorción en la cavidad y es la suma del producto de las áreas superficiales y sus respectivos coeficientes de absorción.

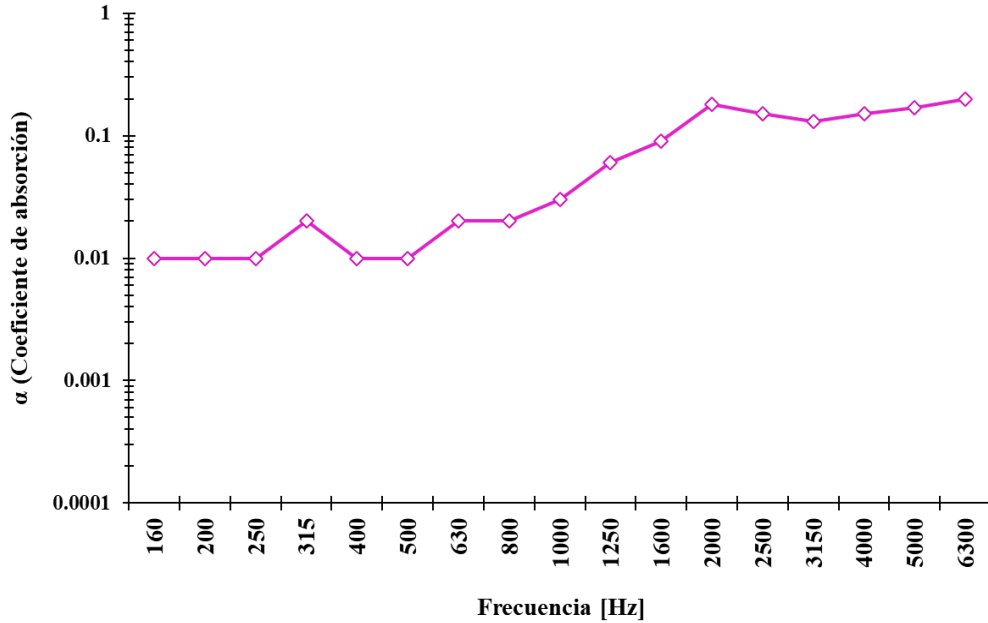


Figura 3.37. Coeficiente de absorción acústica medido para material tri-capa.

3.4 Descripción de las mediciones para obtener datos para el modelo

3.4.1 Caracterización de las fuentes aisladas: SPL y potencia acústica.

Las fuentes del refrigerador son caracterizadas acorde a la técnica descrita en la sección 2.2.1. El objetivo es la medición de la presión sonora y la vibración para estimar las entradas de potencia (acústica y vibración) para el modelo SEA. Los ventiladores, evaporador y condensador son suspendidos a 40 cm por encima del piso con varias cuerdas elásticas, las cuales fueron verificadas para no distorsionar el ruido generado por los ventiladores. Las pruebas se llevaron a cabo en un compresor con una velocidad de rotación de 3600 rpm, con una capacidad nominal de 198 W usando refrigerante R134a. El ventilador condensador tiene tres aspas con una velocidad de rotación nominal de 2500 rpm. El ventilador evaporador tiene también 3 aspas con una velocidad de rotación nominal de 2650 rpm. Las aspas para ambos están hechas de polipropileno.

Los datos experimentales fueron recolectados en un rango de 100 a 10,000 Hz y procesados con un sistema adquirente de datos usando canales independientes para la presión sonora y la aceleración. Los datos son post-procesados en un análisis de espectro FFT en bandas de frecuencia de una tercia de octava con un tiempo promediado de 32 segundos. El nivel de presión acústica para cada banda de una tercia de octava se sumó sobre todo el rango de frecuencia para obtener el SPL global.

La figura 3.38 muestra el SPL medido con un valor de referencia $p_0 = 20\mu Pa$. Puede observarse que la presión sonora del compresor es mayor que la de las otras fuentes en los rangos de frecuencia desde 200 a 1,250 Hz y 3,500 a 10,000 Hz. El SPL global del compresor es de 51 dB, con dos picos en bajas frecuencias (125 y 250 Hz) y dos picos en medias y altas frecuencias (500 y 2,000 Hz). El pico de frecuencia ruidosa en la banda de 250 Hz en el compresor es explicado por la frecuencia armónica del torque del motor, el

producto de la frecuencia eléctrica por dos ($2 \cdot 120 = 240$ Hz). El ventilador evaporador tiene un SPL global de 40 dB con tres picos en bajas frecuencias (100, 125 y 250 Hz) y dos picos en medias y altas frecuencias. El ventilador condensador muestra tres picos en bajas frecuencias (100, 125 y 250 Hz) y un pico en altas frecuencias (2,000 Hz), con un SPL global de 38 dB. Para los ventiladores, las frecuencias máximas esperadas son $(2500/60) \cdot 3 = 125$ Hz y $(2650/60) \cdot 3 = 132.5$ Hz, pero hay una banda con mayor contribución de ruido en 250 Hz, debido a la frecuencia de operación del ventilador multiplicada por el número de elementos del estator (dos piezas de la estructura del soporte ventilador), $125 \cdot 2 = 250$ Hz y $132.5 \cdot 2 = 265$ Hz [157]. El par de frecuencias resultante se encuentra en la banda de 250 Hz.

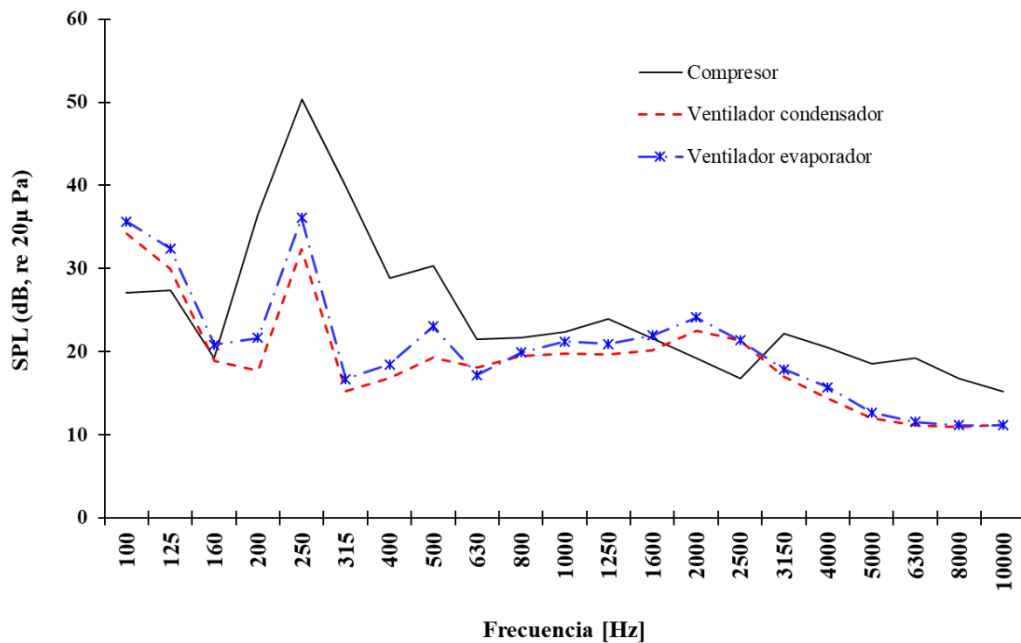


Figura 3.38. SPL de las fuentes en bandas de frecuencia de una tercera de octava. Mediciones realizadas acorde a la ISO-3745.

Los resultados de presión sonora de las mediciones experimentales son usados para calcular las entradas de potencia en el modelo SEA con la ecuación 2.2, como se describe en la sección 2.2.2. Las entradas de potencia acústica son asociadas a los subsistemas 24 y 25, donde las fuentes están localizadas.

3.4.2 Caracterización de las fuentes aisladas: A través de la estructura

Otro objetivo de la caracterización es medir la aceleración generada por cada fuente. Las mediciones fueron llevadas a cabo acorde a la sección 2.3.1, colocado acelerómetros en las zonas donde las fuentes se acoplan con otros subsistemas, basado en figura 3.39.

La figura 3.40 muestra los resultados de velocidad con un valor de referencia de $1E-9$ m/s. Puede observarse que el ventilador evaporador tiene una velocidad máxima de 57 dB con dos picos en bajas frecuencias (125 y 250 Hz) y un pico en altas frecuencias (1,600 Hz). El

ventilador condensador tiene una máxima velocidad de 55.7 dB con un pico en bajas frecuencias (125 Hz) y dos picos en medias frecuencias (500 y 800 Hz). El compresor tiene una velocidad máxima de 46.5 dB con un pico en bajas frecuencias (125 Hz) y tres picos en medias y altas frecuencias (500, 1,250 y 3,150 Hz).

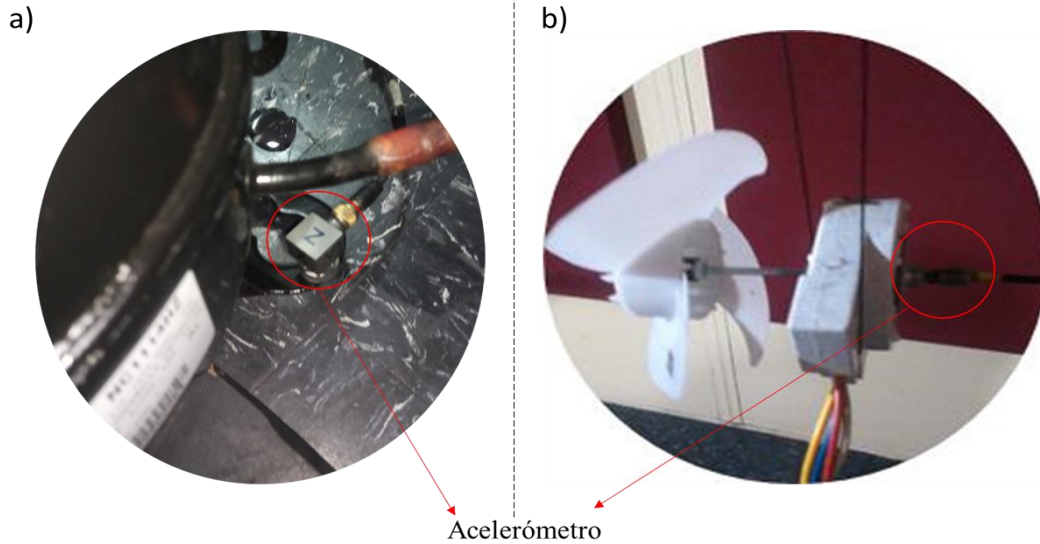


Figura 3.39. Colocación de acelerómetros para la medición de velocidad en las fuentes: (a) punto de colocación de acelerómetro para todas mediciones del compresor; (b) punto de colocación de acelerómetro para todas mediciones del ventilador evaporador.

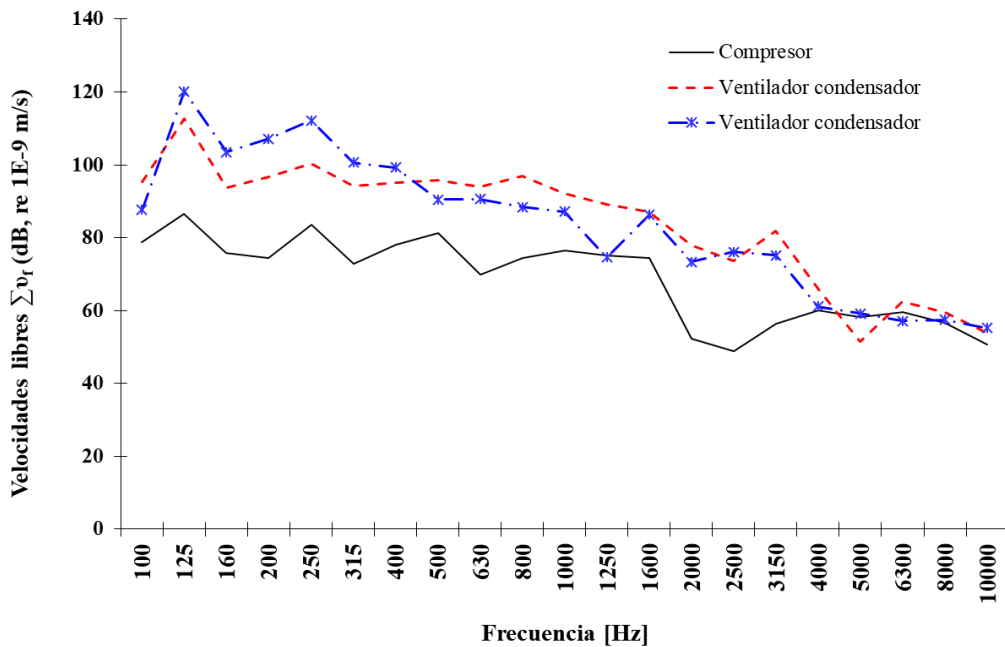


Figura 3.40. Medición de velocidad de los dispositivos en los puntos de enlace con la estructura del refrigerador. Resultados promediados en bandas de una tercia de octava en los rangos de frecuencia de 100 a 10,000 Hz.

Una vez obtenidos los datos de velocidad libres en los puntos de enlace de las fuentes, las entradas de potencia mecánica pueden ser calculadas usando el método de movilidad como se describe en la sección 2.3.2.1, donde las fuentes están acopladas a un subsistema receptor por medio de articulaciones que representan las arandelas de goma.

3.4.3 Caracterización de las fuentes aisladas: movilidad en diferentes puntos de contacto.

Para la asociación de potencia de las fuentes a los subsistemas receptores usando la ecuación 2.15 para cada punto de contacto, es necesario obtener las movilidades de las fuentes. Estas fueron evaluadas para cada punto de contacto (4 puntos de contacto para el compresor y 2 puntos de contacto para los ventiladores) como se observa en la figura 3.41, la medición se describe a detalle en la Sección 2.4.

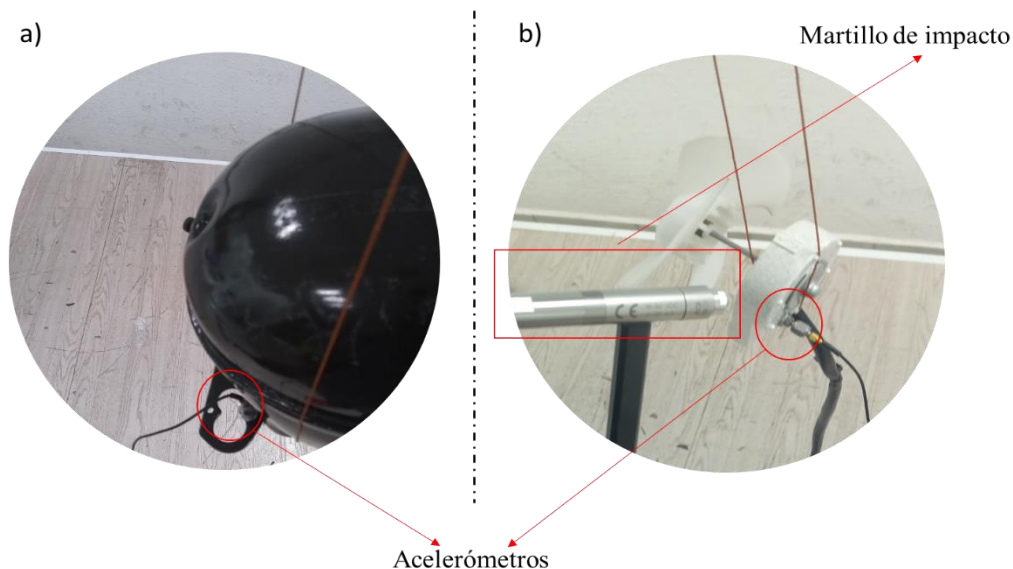


Figura 3.41 Ubicación de acelerómetros para la medición de movilidad en las fuentes: (a) un punto contacto donde se coloca un acelerómetro para las mediciones de movilidad del compresor; (b) punto contacto de colocación de acelerómetro y martillo de impacto para las mediciones de movilidad del ventilador evaporador.

En la figura 3.42 son graficados los resultados promediados en bandas de una tercia de octava para cada punto de contacto medido. Los resultados muestran una pequeña diferencia entre los puntos de contacto de las fuentes, con una máxima diferencia entre los puntos de contacto en el compresor de 10 dB, una máxima diferencia entre los puntos de contacto del ventilador condensador de 10 dB y una máxima diferencia entre los puntos de contacto del ventilador evaporador de 6 dB. Para obtener la potencia transmitida de las fuentes a los subsistemas receptores, los valores de movilidad obtenidos directamente de las fuentes son procesados acorde a [100] para cada punto de contacto, las movilidades de los subsistemas receptores y las movilidades de transferencia de las uniones por medio de las arandelas de goma son evaluadas como se menciona en la Sección 2.4.

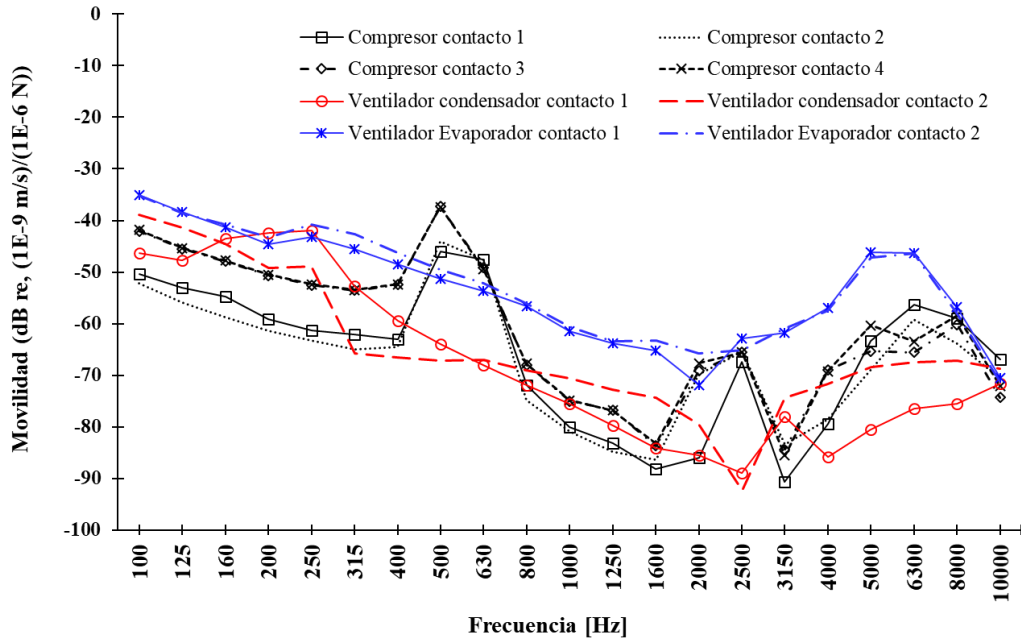


Figura 3.42. Magnitud de movilidad en cuatro puntos de contacto del compresor, dos puntos de contacto de los ventiladores. Resultados promediados en bandas de una tercia de octava en un rango de frecuencia de 100 a 10,000 Hz

Para obtener la movilidad de transferencia es necesario el módulo de elasticidad de estos elementos, el cual puede ser calculado usando la ecuación 2.29. Esta es una relación semi-empírica que emplea la dureza tipo shore (A), por lo que es necesario conocer la dureza de las arandelas de goma de cada fuente. La dureza de las arandelas de goma se caracterizó en dos tipos de arandelas de gomas (la unión con el compresor y la unión con los ventiladores) como se muestra en la figura 3.43.

a)



b)



Figura 3.43 (a) Especímenes de arandelas de goma para ventiladores; (b) Especímenes de arandelas de goma para compresor.

Doce especímenes de cada tipo de arandelas de goma son elegidas aleatoriamente para los ensayos usando un durómetro con un indentador de cono. Los especímenes de arandelas de goma para ambas uniones fueron ensayados usando un indentador tipo A con una fuerza de 8 N sobre la superficie de cada espécimen, registrando datos cuando el indentador se movió en los especímenes. Diez puntos fueron medidos por espécimen y promediados entre especímenes. De los datos del ensayo, una dureza promedio de 35 shore A es obtenida para las arandelas de goma en los ventiladores y 41 shore A para las arandelas de goma en la unión del compresor.

3.4.4 Estimación de potencia estructural

La potencia estructural generada por cada fuente cuando es acoplada a un subsistema receptor fue calculada usando la ecuación 2.15 como se describe en la sección 2.3.2.1. Para cada fuente varios parámetros son usados: la suma de velocidades libres al cuadrado a través de los puntos de contacto que se muestra en la figura 3.40, la movilidad de cada punto de contacto medidas de las fuentes, las movilidades de los elementos de conexión y las movilidades de las placas receptoras (subsistema 17 y subsistema 19).

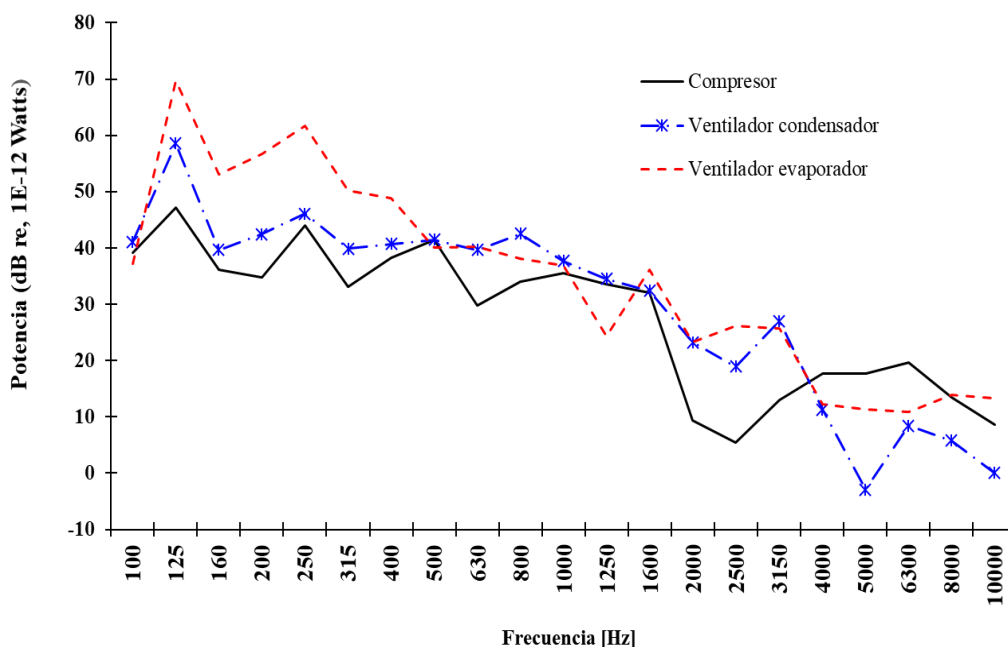


Figura 3.44. Estimación de la potencia estructural transmitida de cada fuente de un refrigerador, incluyendo las velocidades de la fuente, la movilidad de cada punto de contacto de la fuente, la movilidad de las conexiones y la movilidad de las placas receptoras.

La potencia estructural calculada es obtenida de 100 a 10,000 Hz y después se grafican los resultados con un valor de referencia de 1E-12 Watts en la figura 3.44.

3.5 Resultados

3.5.1 Parámetros del modelo SEA

Para desarrollar el modelo, varios parámetros SEA son necesarios. Para cada subsistema estructural, el módulo de rigidez a flexión, el coeficiente de amortiguamiento y la densidad modal fueron obtenidos por medio de las ecuaciones descritas previamente. Las propiedades de los materiales y las dimensiones de los subsistemas están dadas en la tabla 3.4.

Tabla 3.4. Propiedades de los subsistemas en el modelo SEA; En la parte superior para las placas homogéneas; en el medio, las propiedades homogenizadas de las placas multicapa; en medio las propiedades de todas las capas; en la parte inferior las propiedades de las cavidades.

<u>Placas individuales</u>							
	Dimensiones			Densidad (kg/m ³)	Módulo de elasticidad (Pa)	Coeficiente de Poisson	Factor de pérdida η
	L _x (m)	L _y (m)	h (m)				
Subsistema número 17	0.744	0.195	1.54E-03	8030	1.93E+11	0.29	0.005
Subsistema número 18	0.734	0.279	4.57E-04	1037.52	2.52E+09	0.37	0.01
Subsistema número 19	0.365	0.592	1.50E-03	1037.52	2.52E+09	0.37	0.01
<u>Placas Multi-capa</u>							
Propiedades equivalentes	Dimensiones			Densidad (kgr/m ³)	Módulo de elasticidad (Pa)	Módulo de la rigidez a flexión (N*m)	
	L _x (m)	L _y (m)	h (m)				
Subsistema número 1	0.740	0.690	0.058	116.44	1.14E+05	2	
Subsistema número 2	0.986	0.619	0.068	104.3	7.09E+04	2	
Subsistema número 3	0.986	0.619	0.068	104.3	7.09E+04	2	
Subsistema número 4	0.986	0.740	0.064	108.7	8.51E+04	2	
Subsistema número 5	0.740	0.260	0.062	83.3	7.71E+04	2	
Subsistema número 6	0.740	0.413	0.062	83.3	7.71E+04	2	
Subsistema número 7	0.365	0.740	0.064	108.7	8.51E+04	2	
Subsistema número 8	0.264	0.406	0.068	104.3	7.09E+04	2	
Subsistema número 9	0.264	0.406	0.068	104.3	7.09E+04	2	
Subsistema número 10	0.264	0.205	0.068	104.3	7.09E+04	2	
Subsistema número 11	0.264	0.205	0.068	104.3	7.09E+04	2	
Subsistema número 12	0.611	0.413	0.068	104.3	7.09E+04	2	
Subsistema número 13	0.611	0.413	0.068	104.3	7.09E+04	2	
Subsistema número 14	0.740	0.413	0.068	79.28	5.98E+04	2	
Subsistema número 15	0.740	0.260	0.068	79.28	5.98E+04	2	
Subsistema número 16	0.740	0.284	0.068	79.28	5.98E+04	2	
Subsistema número 20	0.700	0.739	0.034	192.61	8.99E+05	2.4808	
Subsistema número 21	1.089	0.739	0.068	113.81	1.15E+05	2.4808	
<u>Capas (Placas Multi-capa)</u>							
				Densidad (kg/m ³)	Módulo de elasticidad (Pa)	Coeficiente de Poisson	Factor de pérdida η
			Capa 1 (HIPS)	1037.52	2.52E+09	0.37	0.01
			Capa 2 (Espuma)	34	6.70E+06	0.253	0.064
			Capa 3 (Acero)	8030	1.93E+11	0.27	0.005
<u>Cavidades acústicas</u>							
	Dimensiones			Densidad ρ_0 (kg/m ³)	c_0 (m/s)		
	L _x (m)	L _y (m)	L _z (m)				
Subsistema número 22	0.553	0.928	0.604	1.21	343		
Subsistema número 23	0.553	0.543	0.604	1.21	343		
Subsistema número 24	0.205	0.604	0.263	1.21	343		
Subsistema número 25	0.365	0.5	0.2	1.21	343		
Subsistema número 26	7.32	6.49	6.1	1.21	343		

En la tabla 3.4 también se muestra el módulo de rigidez a flexión equivalente para cada placa multicapa. Para las placas multicapa, estos parámetros se obtienen usando la ecuación 3.14. Usando las propiedades mecánicas y geométricas mostradas en la tabla para las placas multicapa, el coeficiente de amortiguamiento equivalente es calculado mediante el uso de la ecuación 3.36. El coeficiente de amortiguamiento equivalente calculado es obtenido en el rango de frecuencias de 100 a 10,000 Hz en bandas de una tercia de octava graficando los resultados en la figura 3.45.

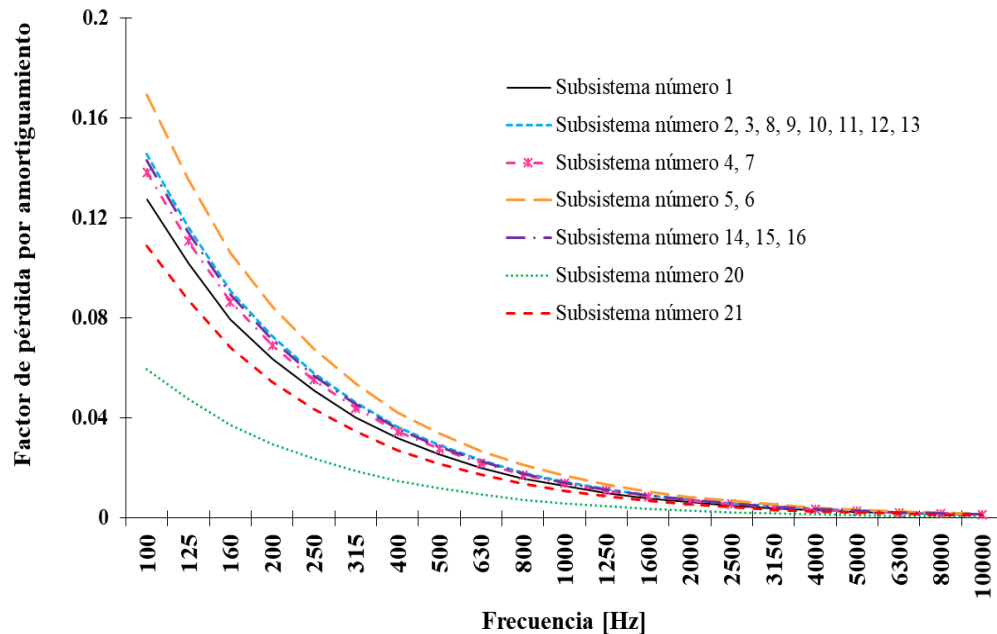


Figura 3.45. Resultados para el factor de pérdida por amortiguamiento de las placas multicapa.

La figura 3.45 muestra los valores de amortiguamiento para modos de flexión en placas, el factor de pérdida por amortiguamiento es el mismo para los subsistemas como el número 2, 3, 8, 9, 10, 11, 12 y 13. Esto es debido a que las placas tienen el mismo espesor. También debido a la diferencia de espesores el amortiguamiento del subsistema número 20 es más bajo que los otros subsistemas.

3.5.2 Descripción de las mediciones del laboratorio

3.5.2.1 Evaluación del ruido generado por el refrigerador dentro de un campo reverberante

Un ensayo en una cámara reverberante fue usado para validar el modelo SEA. La medición de salida es el ruido generado por un refrigerador completo en un campo difuso, éste fue realizado en una cámara reverberante acorde a la norma regulatoria ISO-3741 [67]. El refrigerador es colocado siguiendo el estándar IRAM-2404 [158], se coloca a 20 cm de la pared de la cámara en medio de la cámara reverberante como se muestra en la figura 3.46.

El ensayo fue llevado a cabo en dos configuraciones: con el refrigerador trabajando en modo total (con todas las fuentes activadas al mismo tiempo) y con una fuente sola (compresor, ventilador evaporador y ventilador condensador).

Las condiciones de operación de las fuentes son descritas en la sección 3.4.1. Las mediciones de SPL se realizaron usando el proceso de comparación en un campo reverberante, con fuente sonora de referencia calibrada (B&k tipo 4204), un brazo giratorio con una longitud de brazo de 3.2 m, colocando un micrófono (B&K tipo 4942L) en el extremo de éste como se muestra en la figura 3.46. La velocidad de rotación del brazo giratorio es de 32 segundos por revolución y tiene un ángulo de 25° entre el brazo giratorio y el piso de la cámara. También se verifica que el ruido generado por el refrigerador es mayor que el ruido de fondo de en la cámara. El nivel de ruido con el difusor y el boom rotando pero el refrigerador apagado es siempre menor entre 20 dB(A) y 24 dB(A). Esta medición es realizada con el refrigerador apagado pero colocado dentro de la cámara.

Las mediciones experimentales recolectaron datos en un rango de 100 a 10,000 Hz y procesados dentro de bandas de frecuencia de una tercia de octava con un tiempo promediado de 32 segundos. Se calculan los niveles de presión sonora a un metro con una ponderación-A como se debe en la norma ISO-3741.

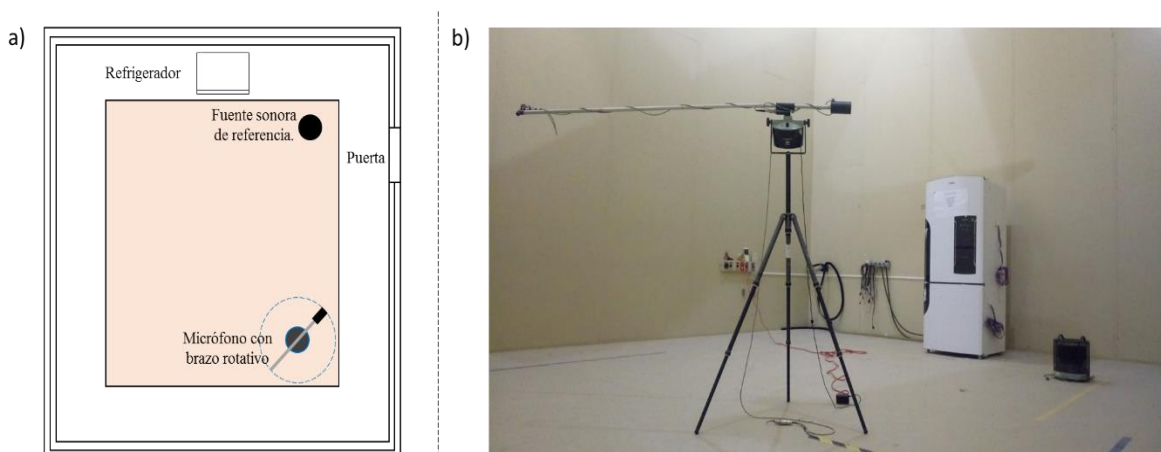


Figura 3.46. Bosquejo de la medición de presión acústica generada por el refrigerador acorde a el estándar IRAM-2404 [158]: (a) Vista superior de cámara reverberante; (b) Foto del ensayo: micrófono rotativo y la configuración para las mediciones del nivel de presión acústica generado por un refrigerador dentro de una cámara reverberante acorde a la ISO-3741 [67].

La medición de SPL del refrigerador trabajando en modo total y con una fuente sola se muestra en la figura 3.47. En todos los casos, las bandas de frecuencia que contribuyen más al ruido global están en las bandas con un frecuencia central de 125, 250, 315, 630, 800, 1,000 y 1,250 Hz.

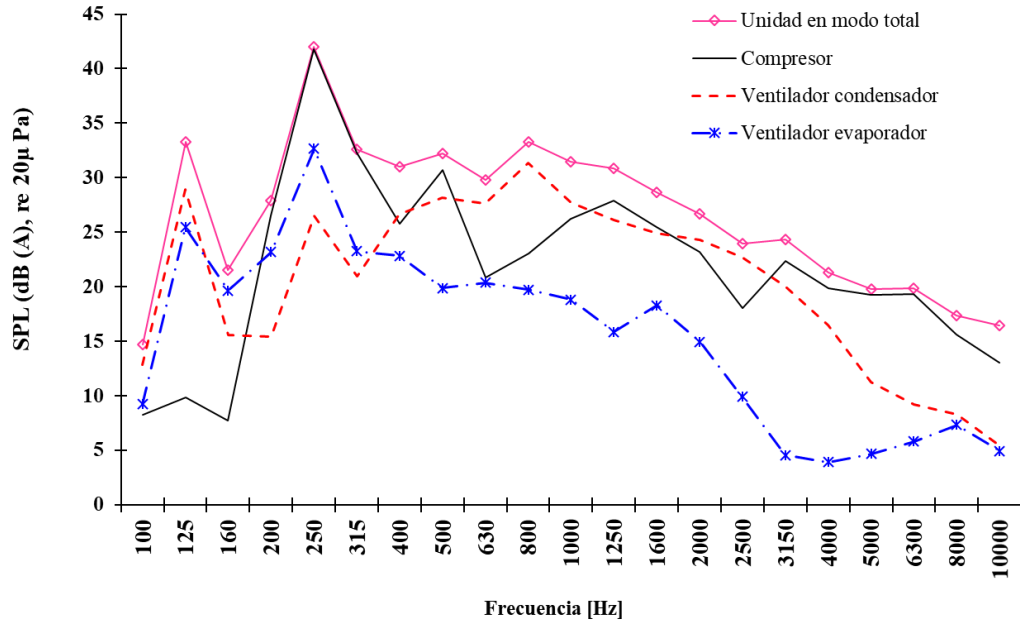


Figura 3.47. Espectro de bandas de frecuencia de las mediciones del refrigerador: Refrigerador total (SPL global de 44.9 dB(A)), solo compresor (SPL global de 43.2 dB(A)), solo ventilador evaporador (SPL global de 35.3 dB(A)), solo ventilador condensador (SPL global de 38 dB(A)).

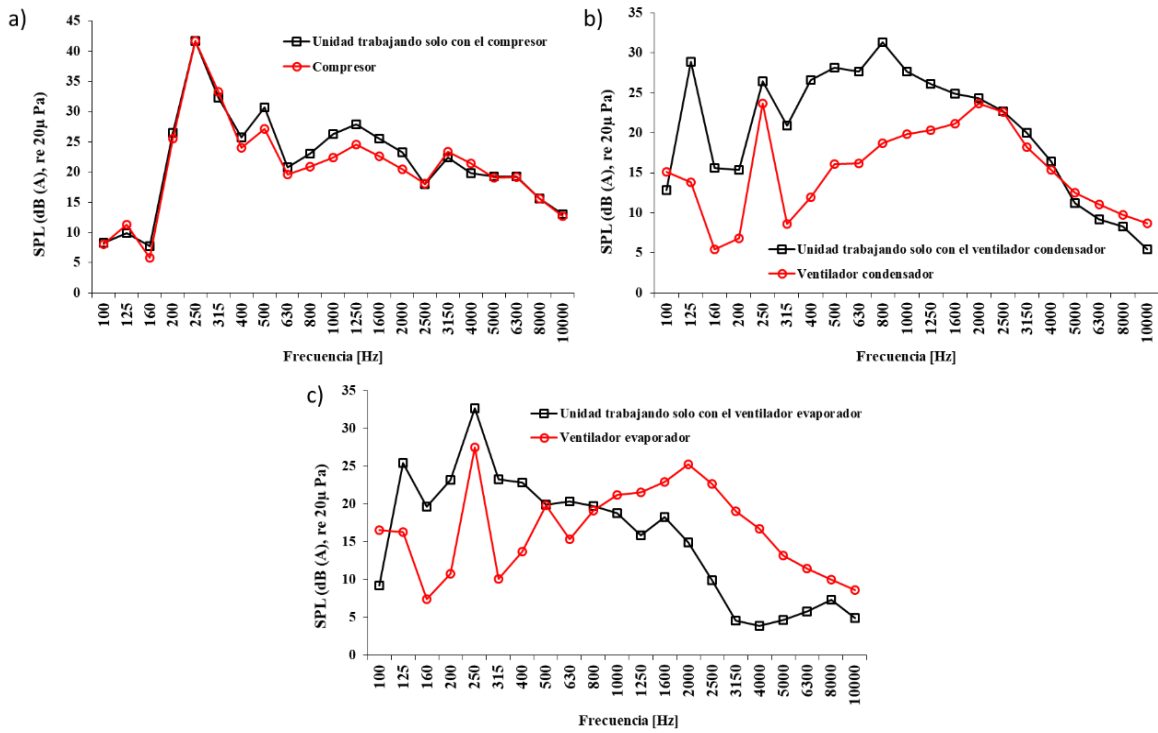


Figura 3.48. Comparación entre las mediciones de SPL de la unidad trabajando solo con una fuente y la fuente por si misma; (a) Compresor; (b) Ventilador condensador; (c) Ventilador evaporador.

En las mediciones de las fuentes solas, el compresor tiene una mayor contribución de SPL en la banda de frecuencia de 250 Hz. Cuando se compara el ruido del compresor con el ruido de la unidad trabajando solo con el compresor, se puede observar que ambos son similares porque la mayor parte del ruido aéreo del compresor es transmitido directamente por medio del arreglo de agujeros y la apertura dentro de la cámara reverberante. El ruido producido por la fuente compresor incrementa cuando es ensamblado con el refrigerador por 1 dB(A) en nivel de presión acústica global de como se muestra en la figura 3.48(a), causado por el ruido estructural generado entre el compresor y la placa base. Al medir solo la fuente ventilador condensador, las bandas de frecuencia más ruidosa son 125 y 800 Hz. Los resultados de la figura 3.48(b) muestran que el ruido global producido por el ventilador condensador incrementan cuando es ensamblado a el refrigerador por 7 dB(A), causado por el ruido estructural generado por la transmisión de vibración del ventilador condensador en bajas y medias frecuencias, que está unido mecánicamente a la estructura del refrigerador. El ensamble condensador puede actuar como un resonador debido a su masa y rigidez y la restricción de aire en la cavidad.

El ruido aéreo producido en altas frecuencias por el ventilador condensador es similar al de la unidad trabajando solo con el condensador, la mayor parte del ruido aéreo es transmitido directamente por medio del arreglo de agujeros y la apertura. En el caso del ventilador evaporador, las bandas de frecuencia más ruidosas son 125, 250 y 315 Hz. En la figura 3.48(c) se puede observar que el ruido global producido por el ventilador evaporador incrementa cuando es ensamblado a el refrigerador por 2 dB(A), causado por ruido estructural a bajas y medias frecuencias, generado por la transmisión de vibración del ventilador evaporador que se monta mecánicamente a la estructura del refrigerador.

El ensamble evaporador podría estar actuando como un resonador debido a su masa y rigidez de la restricción de aire en la cavidad. Un decremento en el rango de 1000 a 10,000 Hz es observado debido al aislamiento acústico que proveen las placas multicapa que conforman la cavidad congelador. La configuración de las placas presenta un SRI mayor en rangos de frecuencias altas, el cual ayuda a la reducir la transmisión de sonido del ventilador evaporador.

3.5.2.2 Análisis de las zonas de radiación de las frecuencias principales por intensidad acústica

En los resultados experimentales de presión sonora mostrados en la figura 3.47 puede observarse que las frecuencias pico en 125, 250, 315, 630, 800, 1,000 y 1,250 Hz son las principales contribuidoras al ruido global del refrigerador. Para comprender la respuesta característica y cuantificar las zonas de distribución de ruido en el refrigerador en los picos de las frecuencias ruidosas, es usada una técnica de intensidad acústica. Las mediciones de intensidad acústica fueron realizadas acorde al estándar ISO-9614 [66] en una cámara semi-anecoica. La prueba se realizó sobre un refrigerador trabajando en modo total y en las mismas condiciones de operación de las fuentes descritas en la sección 3.4.1.

La intensidad sonora emitida por cada uno de los lados de la estructura exterior del refrigerador (lado izquierdo, derecho, frontal y trasero) cerca de las fuentes del refrigerador fue medida. Los lados izquierdo y derecho son analizados usando 105 nodos, mientras que

los lados frontal y trasero se analizaron con 120 nodos, creando una malla con una separación entre nodos de 11 cm en cada lado. Las mediciones se llevaron a cabo con una sonda de intensidad acústica (B&K tipo 3595 con un par de micrófonos B&K tipo 4197) a 15 cm lejos de cada lado del refrigerador sobre cada uno de los nodos de medición. Los datos experimentales fueron recolectados de 100 a 10,000 Hz acorde al estándar ISO-3741 [67] y procesados con un sistema de adquisición de datos dentro de bandas de frecuencia de una tercia de octava. Los gráficos de los contornos de intensidad sonora son presentados sobre los lados del refrigerador para las frecuencias pico de principal contribución.

La figura 3.49 muestra la los contornos de intensidad sonora de los picos de contribución principales en bajas frecuencias, donde la zona con mayor radiación de ruido puede verse en la figura 3.49(b) en el lado trasero, en la banda de frecuencia de 250 Hz. Las zonas intensas en la cavidad inferior son debidas a las fuentes (compresor y ventilador condensador). La grafica de contornos del lado trasero con una mayor intensidad en 125 Hz es mostrada en la figura 3.49(a), donde la radiación más grande es debido a el ventilador condensador. En la figura 3.49(c) y figura 3.49(d), las zonas con contornos intensos en la banda de frecuencia de 315 Hz son localizados en el congelador, donde el ventilador evaporador es ensamblado. La ubicación del contorno intenso en la figura 3.49(c) en el lado izquierdo coincide con la zona de descarga de aire (también está ubicado un difusor para la distribución de aire), y el contorno intenso en la figura 3.49(d) en el lado trasero coincide con la zona de succión de aire del ventilador evaporador. La figura 3.49 muestra los contornos de intensidad sonora de los picos de principal contribución en bandas de frecuencia medias y altas, donde el lado trasero tiene una mayor radiación de ruido.

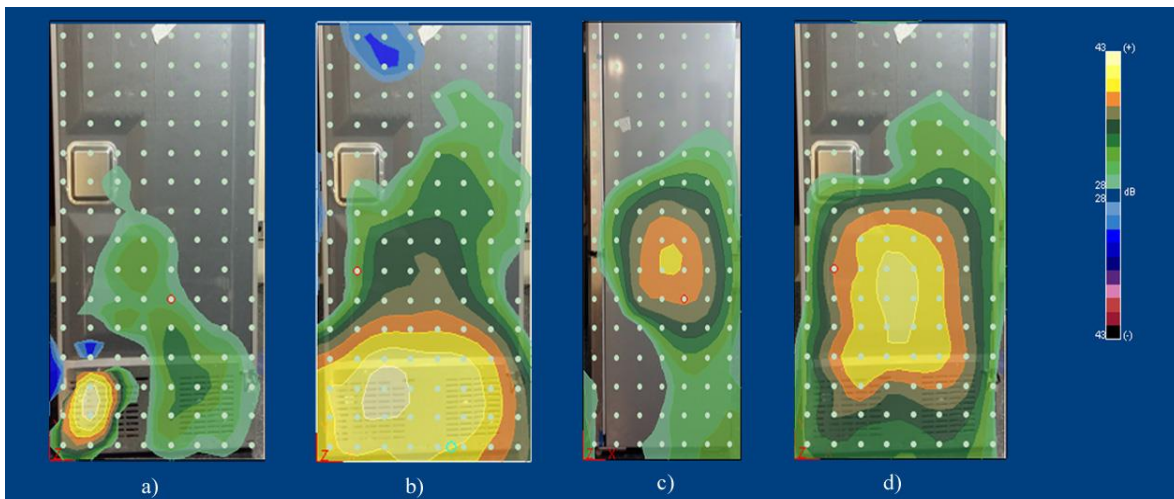


Figura 3.49. Gráficas de contorno de intensidad sonora de los lados del refrigerador con mayor contribución en bandas de frecuencia baja: (a) lado trasero en 125 Hz; (b) lado trasero en 250 Hz; (c) lado izquierdo en 315 Hz; (d) lado izquierdo en 315 Hz.

En la figura 3.50(b), figura 3.50(c) y figura 3.50(d) los dos contornos intensos ubicados en la cavidad inferior son debidos a las fuentes (compresor y ventilador condensador), pero los valores más grandes son radiados de la zona del ventilador condensador. La ubicación del contorno intenso en la figura 3.50(a), en el lado trasero también coincide donde el ventilador evaporador está ubicado. Las mediciones de intensidad acústica habilitan la

identificación de alguno de los principales caminos de trasmisión del refrigerador a la cámara, así como la trasmisión de sonido directa por el arreglo de agujeros de la cavidad a la cámara en 125, 250, 630, 800, 1,000 y 1,250 Hz, que coinciden con los picos mostrados en la figura 3.47.

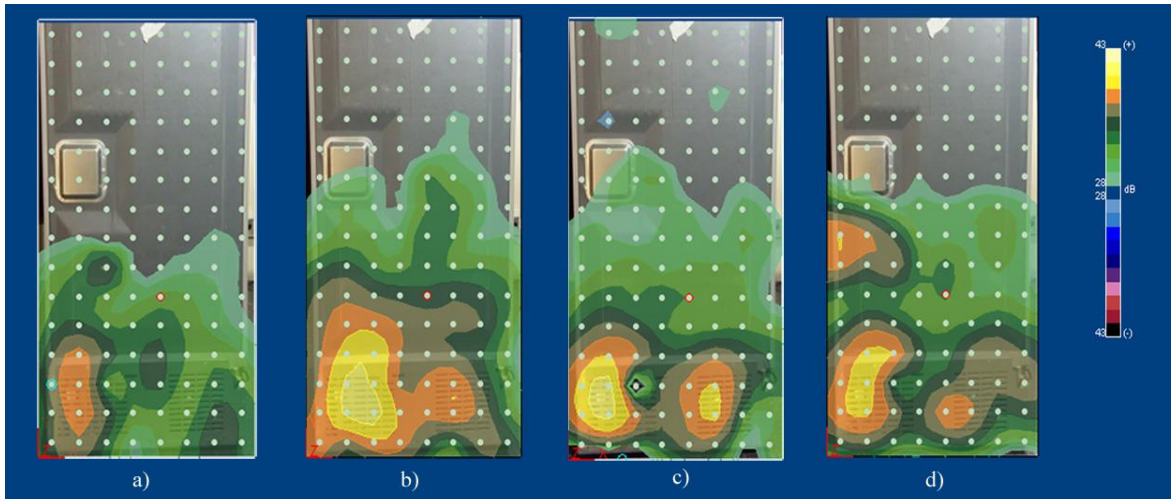


Figura 3.50. Graficas de contornos de intensidad sonora de los lados del refrigerador con mayor contribución en bandas de frecuencia medias y altas: (a) lado trasero en 630 Hz; (b) lado trasero en 800 Hz; (c) lado izquierdo en 1,000 Hz; (d) lado trasero en 1,250 Hz.

3.5.3 Comparación del modelo SEA con las mediciones experimentales

El experimento descrito en la sección 3.5.2.1 es comparado con una simulación SEA del refrigerador. Esto es importante para verificar si los parámetros requeridos para el modelo SEA completo son determinados correctamente: factores de pérdida de trasmisión, factores de pérdida por acoplamiento, factores de pérdida interna (coeficiente de absorción de sonido y amortiguamiento de las placas multicapa) y entradas de potencia por las fuentes.

El modelo SEA es usado para estimar los niveles de presión acústica generados por un refrigerador comercial en un campo reverberante. La figura 3.51 muestra la estimación de la simulación y las mediciones experimentales del refrigerador trabajando en modo total, donde hay una buena correlación entre la predicción y los datos experimentales, con la excepción de las bandas de frecuencia baja de 100 Hz a 160 Hz, bandas de frecuencia media de 630 a 1,250 Hz y bandas de frecuencia alta de 3,150 y 10,000 Hz. La predicción presenta una diferencia máxima con respecto a la curva datos experimentales en el nivel de presión acústica de 2.23 dB(A).

Una vez obtenido una buena correlación entre los datos experimentales y los valores estimados del refrigerador trabajando en modo total, se llevaron a cabo predicciones del nivel de presión acústica usando un sola fuente como entrada de potencia en el modelo SEA y se compararon con las mediciones experimentales. La figura 3.52(a) muestra la estimación de la simulación y la medición experimental del refrigerador trabajando solo con el compresor, donde hay una buena correlación con la excepción de las bandas de frecuencia baja de 125 Hz y 200 Hz, donde hay una diferencia máxima de 8.2 dB(A).

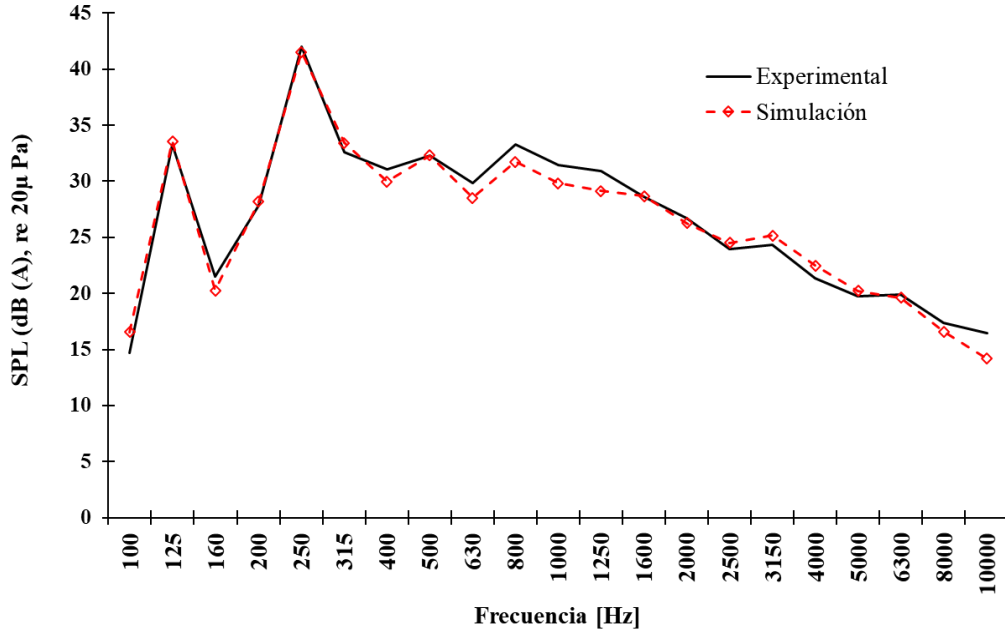


Figura 3.51. Comparación entre la predicción de SPL y los datos experimentales.

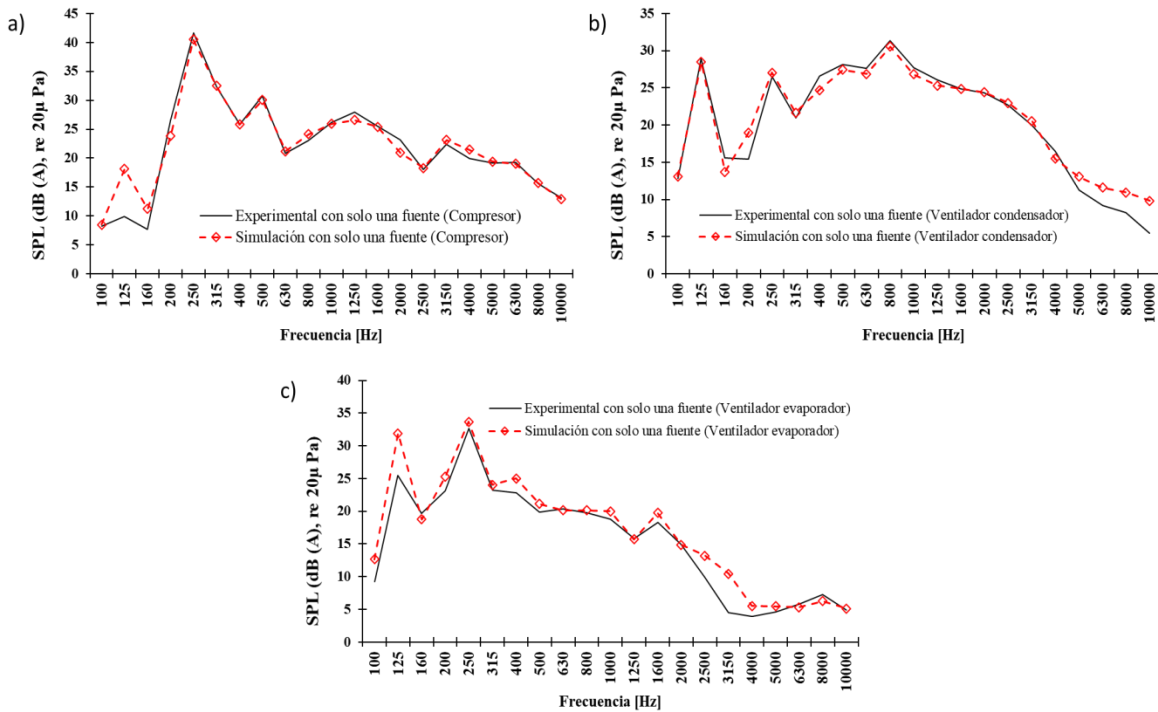


Figura 3.52. Comparación entre predicción de SPL y medición solo con una fuente: (a) Compresor; (b) ventilador condensador; (c) Ventilador evaporador.

Los resultados para el refrigerador trabajando con el ventilador condensador son mostrados en la figura 3.52(b) obteniendo una buena correlación, con la excepción de las bandas de frecuencia baja de 160 a 200 Hz y en bandas de frecuencia alta de 5,000 a 10,000 Hz con

una diferencia máxima de 4.4 dB(A). En la figura 3.52(c), una buena correlación puede ser observada entre la predicción y los datos experimentales del refrigerador trabajando solo con el ventilador evaporador, con la excepción de bandas de frecuencia baja de 100 a 250 Hz, bandas de frecuencia media de 400 a 500 Hz y las bandas de frecuencia alta de 1,600, 2,500, 3,150 y 4,000 Hz con una diferencia máxima de 6.4 dB(A).

3.5.3.1 Verificación de hipótesis del modelo SEA

La validación del modelo SEA en términos de la verificación de hipótesis ha sido corroborada acorde a [159]. Allí se proponen un conjunto de parámetros para verificar sistemáticamente las hipótesis de SEA, estrictamente basadas en la teoría de SEA y tendiendo a estar del lado seguro.

Los subsistemas con menores densidades modales son la cavidad 24 (inferior) y 25 (evaporador). No tienen un número razonable de modos (al menos $N > 10$) en cada banda de una tercia de octava abajo de 1,000 Hz. Los otros dos subsistemas problemáticos en términos de las densidades modal son las cavidades 22 (alimento) y 23 (congelador), pero fijan la frecuencia válida más baja en 500 Hz (menos restrictivo) Todos los demás subsistemas tienen modos suficientes por encima de 250 Hz.

La hipótesis del campo difuso ($\bar{m} < 1$) es una hipótesis menos restrictiva para el problema estudiado. Se satisface para todos los subsistemas en el rango de frecuencia de interés.

Algunos subsistemas sufren de una pobre equipartición modal en algunas frecuencias bajas (consideramos que debe ser $M > 1$). Este es el caso del subsistema 17 (placa base), para el cual la frecuencia debe ser superior a 1,000 Hz para alcanzar $M > 1$. Además, las cavidades 24 y 25 requieren que la frecuencia sea superior a 500 Hz.

Casi todos los acoplamientos involucrados en el modelo son débiles ($\frac{\eta_{ij}}{\eta_{ii}} < 1$). Sin embargo, hay cuatro conexiones para las cuales el acoplamiento puede ser fuerte. La más crítica es la conexión entre la cavidad inferior y la cámara reverberante, que muestra un fuerte acoplamiento debido a los múltiples caminos de transmisión. La cámara reverberante también está fuertemente acoplada con la cavidad evaporador y la cavidad del alimento a frecuencias inferiores a 500 Hz. Finalmente, el acoplamiento de la cámara reverberante y la placa base (subsistema 17) también puede ser fuerte a la frecuencia crítica de la placa.

En resumen, podemos establecer 1,000 Hz como la frecuencia para la cual se satisfacen todos los indicadores propuestos en [159]. Con la excepción del acoplamiento débil entre la cámara reverberante y la cavidad inferior, eso nunca se satisface. Sin embargo, se acepta con bastante frecuencia que la existencia de algunos acoplamientos fuertes no invalida un modelo SEA.

En los ejemplos de validación donde las predicciones de SEA se comparan con las mediciones de laboratorio, el acuerdo de las salidas es bueno incluso a bajas frecuencias alrededor de 100 o 200 Hz. Esto contradice el hecho de que las hipótesis de SEA no se satisfacen completamente en este rango de frecuencia. Una razón que puede explicar este buen acuerdo es que la potencia radiada a la cámara reverberante depende en gran medida de la conexión entre la cavidad inferior y la cámara reverberante. Por lo tanto, si los

mecanismos de transmisión entre estos dos subsistemas se describen correctamente, los resultados también pueden ser buenos a bajas frecuencias, ya que este es un camino dominante.

3.5.4 Simulación de la respuesta vibroacústica del refrigerador por medio del modelo SEA

3.5.4.1 Caminos de transmisión dominantes

La buena correlación mostrada en la comparación entre las mediciones experimentales y los resultados de la predicción por medio del modelo SEA, significan que esta herramienta de simulación es lo suficientemente buena para:

- i) Adquirir conocimientos sobre el comportamiento vibro-acústico del refrigerador.
- ii) Visualización de información la cual es difícil de medir con técnicas experimentales.
- iii) Realizar algunas modificaciones en el modelo para evitar la realización de nuevos experimentos en prototipos modificados del refrigerador.

Los aspectos principales para ser estudiados son los caminos principales a través de los cuales la potencia acústica es transmitida desde el refrigerador a la cámara. Los flujos de energía entre los subsistemas no son sencillos de estimar a la salida en la experimentación; sin embargo, estos proporcionan información muy útil para mejorar el diseño vibroacústico. Solo los caminos con mayor intercambio de flujo de potencia del modelo SEA son graficados en la figura 3.53.

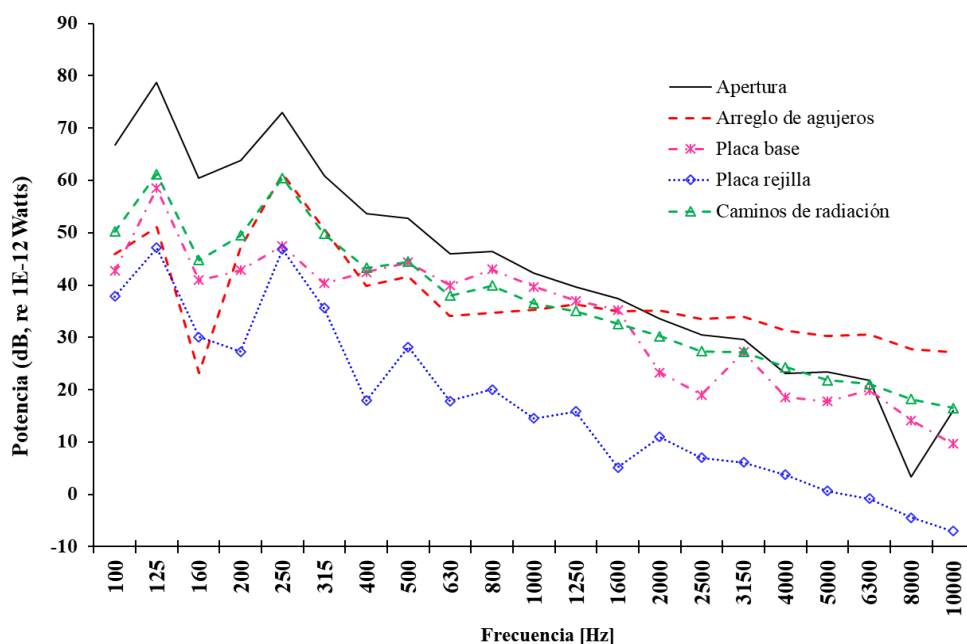


Figura 3.53. Estimación de principales flujos de potencia del refrigerador a la cámara.

La figura 3.53 muestra que el camino apertura tiene un mayor flujo de potencia en el rango de frecuencias de 100 a 2,000 Hz y el arreglo de agujeros en el rango de frecuencias de 2500 a 10,000 Hz. Otros caminos principales se presentan en dos placas, una es la placa base con una mayor contribución en frecuencias medias, y la placa rejilla con una mayor contribución en bajas frecuencias. Esto significa que con la configuración actual del refrigerador, la mayor parte del ruido generado en la cámara reverberante viene desde la cavidad del compresor. Finalmente, un camino denominado “Caminos de radiación” es graficado, el cual es la suma de todos los flujos de potencia de los caminos que van de la estructura exterior del refrigerador a la cámara reverberante.

3.5.4.2 Sensibilidad del ruido global a los caminos de transmisión de sonido directos (apertura y arreglo de agujeros)

Basado en las predicciones del modelo, la apertura y el arreglo de agujeros son identificados como los principales caminos de transmisión de sonido, así que su sensibilidad y efecto sobre el ruido global del refrigerador es cuantificado.

Estos mecanismos de transmisión dependen de una adecuada estimación de la pérdida de transmisión usando varios modelos de onda. Para la predicción mostrada arriba, la pérdida de transmisión para el arreglo de agujeros está basada en el modelo proporcionado por Gomperts para agujeros, mientras la apertura es considerada en una unidad de impedancia acústica $Z=1$. Para investigar la sensibilidad del ruido global por la estimación de estos parámetros, tres diferentes iteraciones fueron llevadas a cabo: primero solo usando el modelo de Gomperts de aperturas en forma rectangular para los dos mecanismos de transmisión; segundo usando el modelo de Gomperts de apertura en forma rectangular para el mecanismo de transmisión apertura y el modelo de Gomperts de aperturas de forma circular para el mecanismo de transmisión arreglo de agujeros; finalmente una unidad de impedancia acústica $Z=1$ fue considerado para los dos mecanismos de transmisión.

La figura 3.54 muestra la estimación de la simulación de las tres diferentes interacciones y las mediciones experimentales, donde las tres tienen una buena correlación entre las tres diferentes predicciones y los datos experimentales. Las tres estimación presentan el mismo comportamiento en el rango de bandas de frecuencia de 100 a 1,600 Hz. La predicción usando solo el modelo de Gomperts para aperturas en forma rectangular presenta un ruido global diferente con respecto a los datos experimentales de 0.43 dB(A); la predicción usando el modelo de Gomperts para aperturas en forma rectangular y circular presentan una diferencia en el global de 0.69 dB(A); y la predicción usando solo la impedancia acústica $Z=1$ presenta una diferencia en el global de 0.51 dB(A).

Los resultados obtenidos de la estimación, donde la impedancia acústica $Z=1$ es considerando para el mecanismo de transmisión arreglo de agujeros, supone que la influencia de la placa rejilla al ruido global es pequeña. Esto significa que el aislamiento de sonido entre los casos con y sin placa es el mismo. Para validar este supuesto, se llevan a cabo mediciones SPL usando la configuración descrita en la sección 3.5.2.1 y las mediciones de intensidad acústicas descritas en la sección 3.5.2.2 con una malla de 98 nodos, con y sin la placa rejilla.

La figura 3.55 muestra las gráficas de intensidad sonora de un pico de principal contribución a el ruido global en 800 Hz, donde se puede observar una radiación de ruido similar entre figura 3.55(a) y figura 3.55(b), donde el contorno de alta intensidad es debido a las fuentes. Los resultados experimentales arrojaron una diferencia de SPL global 0.5 dB(a) entre el caso con y sin la placa rejilla. Esto significa que el ruido global en los dos casos es casi lo mismo.

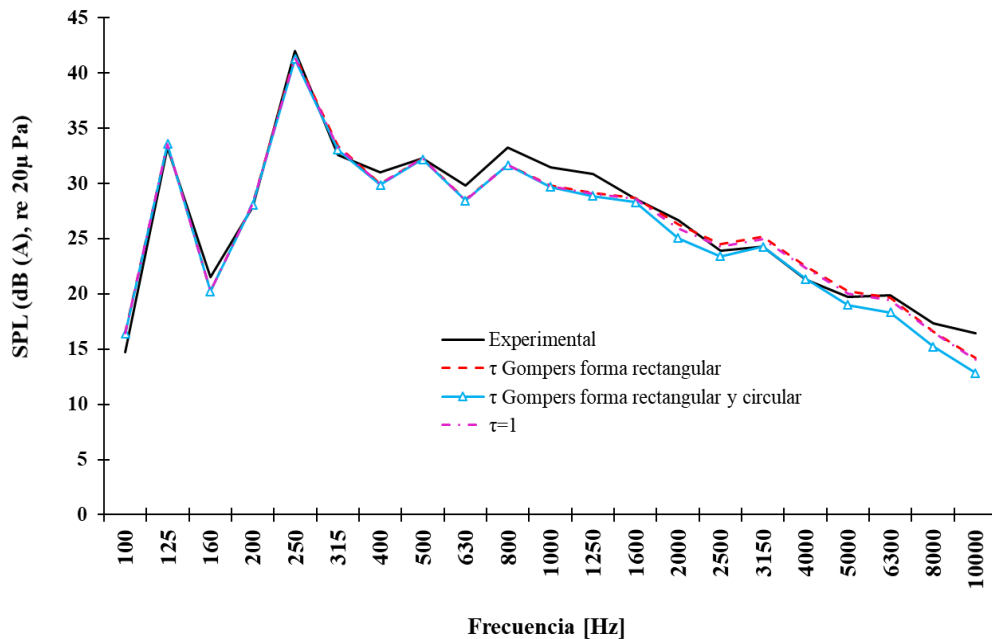


Figura 3.54. Comparación entre la predicción de SPL solo con el modelo de Gomperts para aperturas en forma rectangular, modelo de Gomperts para forma rectangular y circular, impedancia $Z=1$ y resultados experimentales.

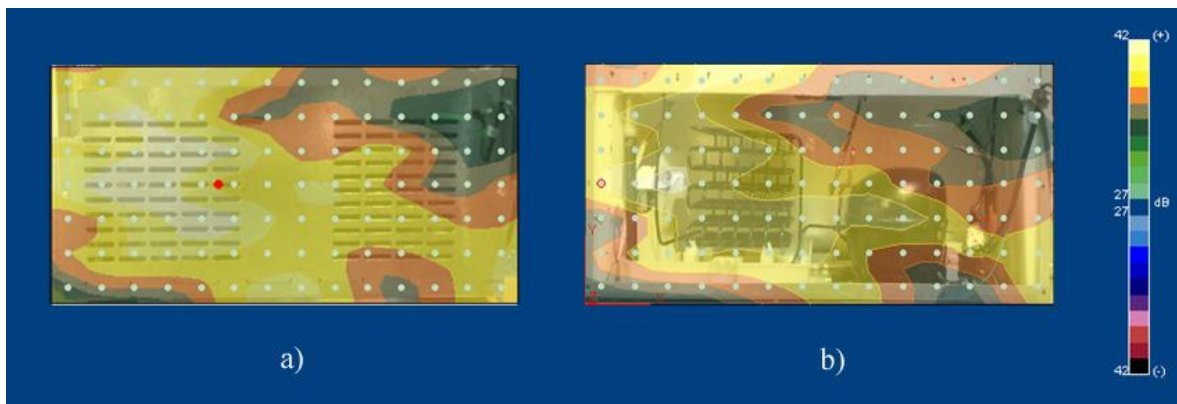


Figura 3.55. Contornos de intensidad acústica del refrigerador a 800 Hz: (a) con placa; (b) sin placa.

Otro factor de sensibilidad de ruido global investigado fue la eliminación de los caminos de transmisión en el modelo SEA. Se realizaron tres iteraciones diferentes: primero, eliminando solo el mecanismo de transmisión arreglo de agujeros; segundo, eliminando solo el mecanismo de transmisión apertura; tercero, eliminando ambos caminos de transmisión.

Los resultados en la figura 3.56 muestran la medición experimental y tres diferentes modelos de iteraciones. Se predice que eliminando solo el mecanismo de transmisión arreglo de agujeros la reducción de ruido producida es despreciable. Eliminando solo el mecanismo de transmisión apertura, una pequeña reducción en las bandas de frecuencia de 1,600 a 10,000 Hz es observada cuando es comparado con la medición experimental. Cuando se eliminan ambos mecanismos de trasmisión se predice, una reducción de 2.2 dB(A) global a partir de la línea base.

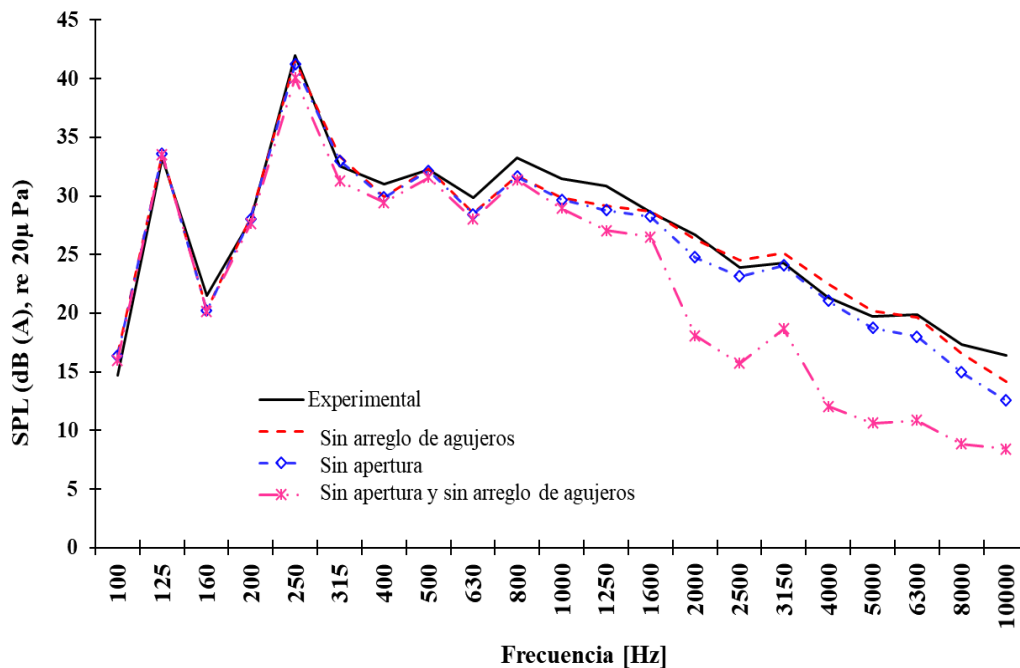


Figura 3.56. Comparación entre las predicciones de SPL sin agujeros, sin apertura, sin ambos y la medición experimental.

3.5.4.3 Sensibilidad del ruido global a las arandelas de goma

Otro principal camino de radiación definido es la placa base, donde dos fuentes son acopladas por medio de arandelas de goma, causando atenuación de la potencia introducida como se describe en la sección 3.1.2.

Las arandelas de goma fueron investigadas para cuantificar su sensibilidad y efecto en el ruido global del refrigerador. Una iteración fue llevada a cabo removiendo las arandelas de goma de las dos fuentes. Y calculando las entradas de potencia al modelo con el método RPM usando la ecuación 2.4.

Los resultados de la simulación para la línea base (con arandelas de goma), sin arandelas de goma y las mediciones experimentales son presentados en la figura 3.57, donde la predicción sin arandelas de goma muestra un incremento en los valores en las bandas de frecuencia de 630 a 1,600 Hz y una máxima diferencia de 1 dB(A) cuando se compara a la línea base y los datos experimentales.

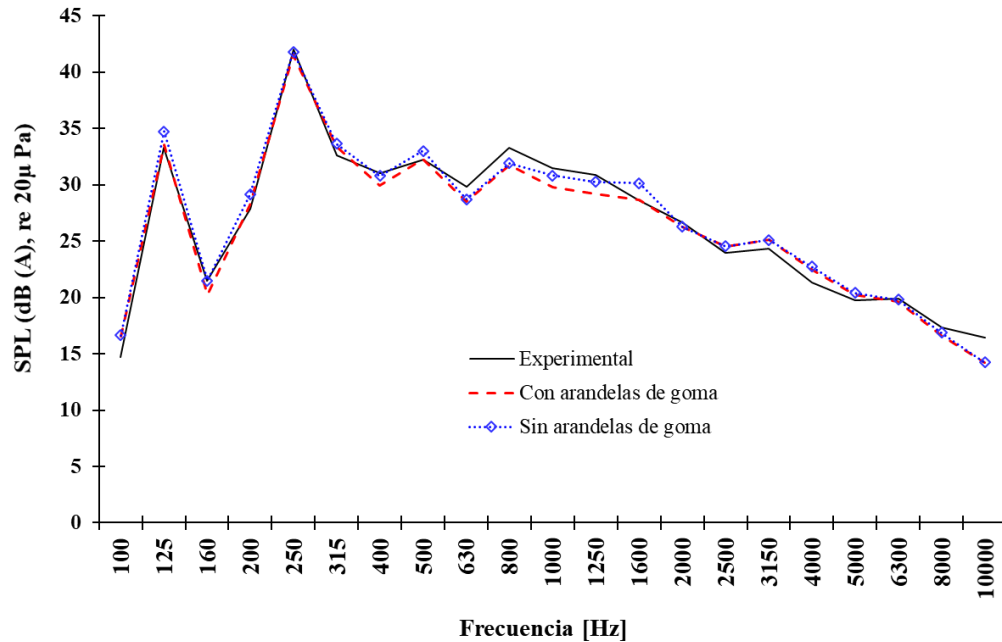


Figura 3.57. Comparación entre el SPL predicho con arandelas de goma, sin arandelas de goma y resultados experimentales.

3.5.4.4 Influencia de los caminos principales en la respuesta vibroacústica

En secciones previas de este trabajo, las principales fuentes fueron investigadas y caracterizadas, el ruido generado por el refrigerador trabajando en modo total o con solo una fuente a la vez se evaluó, zonas con la mayor radiación de ruido a la cámara reverberante fueron evaluados, un modelo SEA fue desarrollado y validado con datos experimentales. Al final se encontró que el ruido generado por el refrigerador se irradia principalmente a través de la cavidad inferior, donde se montan dos de las fuentes (compresor y ventilador del evaporador).

Para reducir el ruido sin modificar la fuente con mayor contribución de (compresor), un método de aislación de sonido fue explorado por medio de la eliminación de alguno de los caminos de transmisión de sonido directo (apertura y arreglo de agujeros), usando el modelo SEA como es descrito en la sección 3.5.4.2, donde tres iteraciones diferentes fueron llevadas a cabo. Cuando alguno de los caminos de transmisión de sonido es removido, el ruido global es modificado como se muestra en la figura 3.58, también causando la modificación en la respuesta vibroacústica de otros caminos de transmisión dominantes. Los cambios de los flujos de potencia fueron graficados para visualizar cuál de las interacciones es más factible para la reducción de ruido.

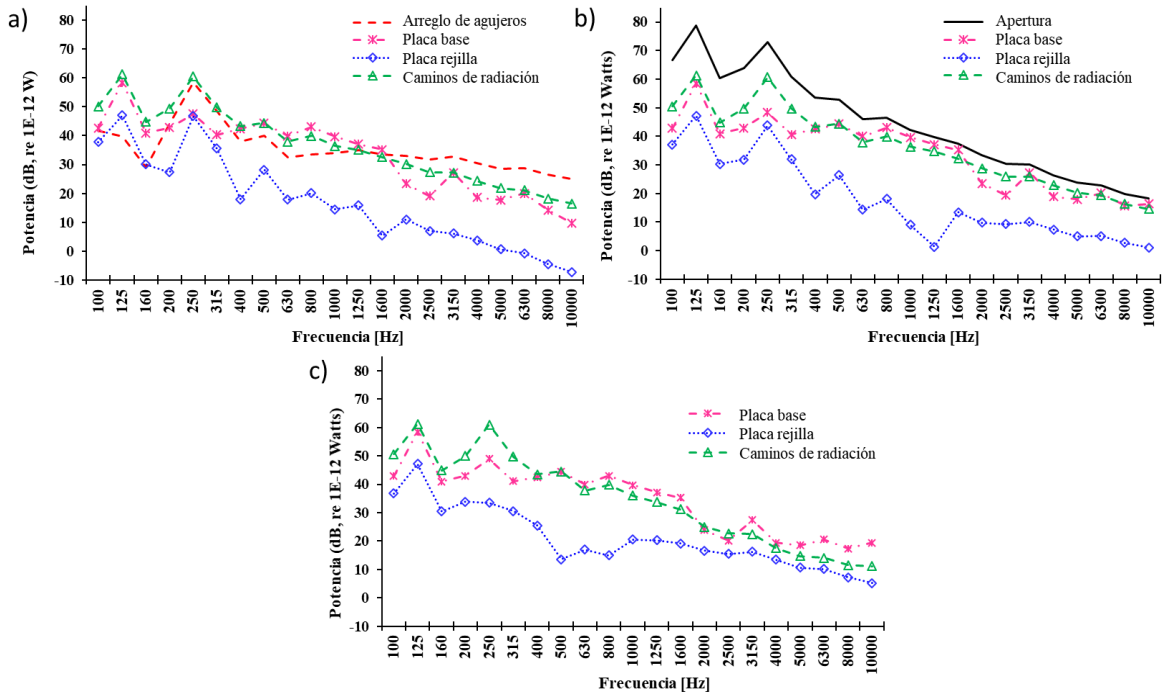


Figura 3.58. Respuesta de los flujos de potencia principales eliminando los mecanismos de transmisión principales: (a) eliminando el mecanismo de transmisión por apertura; (b) eliminar el mecanismo de transmisión del arreglo de agujeros; (c) eliminar ambos mecanismos de transmisión.

Capítulo 4 Caso de estudio 2 (Modelo SEA Campana de cocina)

El segundo caso de estudio se enfoca en el análisis estadístico de energía de una campana de cocina comercial tipo debajo de gabinete (*Under Cabinet Hood*), como se muestra en la figura 4.1. Este tipo de campanas extractoras se montan debajo de los gabinetes (por ejemplo una alacena de cocina) que están directamente sobre la estufa. El sistema de ventilación requerido es muy simple y puede adaptarse a cualquier cocina.

La campana tiene las siguientes características: sistema de dos velocidades con un flujo máximo 270 CFM, 120 Volts y un peso aproximado de 9.1 kg. La estructura del gabinete tiene las dimensión de 13.92 cm de altura, 76 cm de ancho y 50.8 cm de profundidad. Las paredes que componen al gabinete están hechas de lámina de acero.

En el gabinete de la campana se encuentran diferentes cavidades principales, donde se ubica la fuente principal de ruido y vibración y los accesorios de esta. La primera cavidad es la salida de aire, donde se lleva a cabo el proceso de extracción y es colocado el ventilador. La segunda es la cavidad interior, esta es formada internamente por las placas que componen al gabinete de la campana. Por último la cavidad accesorios, en esta es donde se coloca el control eléctrico y una lámpara.

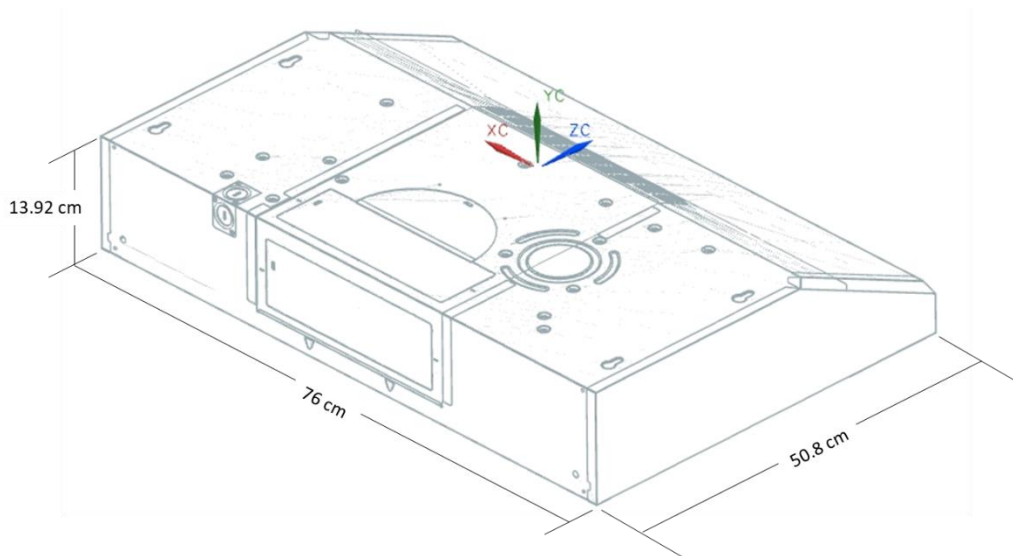


Figura 4.1. Campana de extracción tipo debajo del gabinete.

Para modelar la campana se sigue un proceso similar que el del refrigerador (Capítulo 3), pero son usadas formulaciones de elementos homogéneos (placas y cavidades) para calcular los parámetros SEA, las cuales no presentan mayores dificultades, descrito a detalle en la sección 4.1. También se definen las entradas de potencia al modelo por medio de una caracterización experimental, detallado en la sección 4.2. Después se caracteriza el ruido generado por todo el producto trabajando en la velocidad baja, solo se usa esta velocidad

debido a que las pruebas de regulación se realizan con esta velocidad acorde a la norma ASHRAE 62.2 [4]. Las mediciones se llevan a cabo bajo la norma ISO-3741 y HVI-915 [5] para validar el modelo SEA en la sección 4.3. Finalmente se hace una exploración del modelo para conocer los principales caminos de transmisión dominantes de la campana a la cámara.

4.1 Métodos: Descripción del modelo SEA

Una descripción de los aspectos a modelar que son específicos para campana de cocina, son realizados aquí. Primero una descripción detallada del modelo es presentada en la sección 4.1.1. Para las partes de la campana que se modelan como elemento idealizado, se consideraron las formulas estándares presentadas en el estado del arte y la descripción se realiza simplemente proporcionando referencias. Otro aspecto como es la caracterización de las fuentes acústicas y de vibración los cuales determinan la respuesta acústica de la campana son descritos en la sección 4.2.

4.1.1 Definición de subsistemas

Lo primero es el identificar las partes de la campana que pueden ser consideradas como subsistemas SEA. Esta no es una tarea sencilla porque este es un sistema vibroacústico que contiene un importante número de geometrías detalladas. La decisión no es única al mismo tiempo y más de una subestructura podría ser válida aquí.

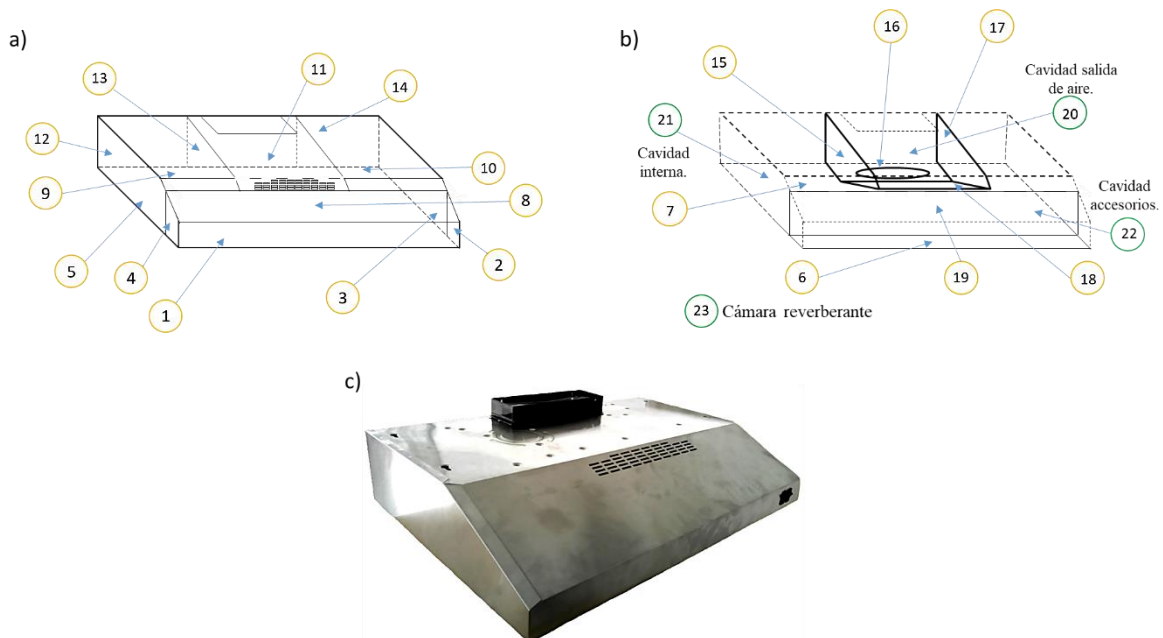


Figura 4.2. Definición de subsistemas de la estructura de la campana de cocina: (a) definición de subsistemas, partes estructurales; (b) definición de subsistemas, cavidades; (c) foto de la campana, vista general.

La definición de subsistemas considerada en este análisis se muestra en la figura 4.2. El modelo SEA tiene un total de 23 subsistemas, incluyendo la cámara reverberante. Esta subdivisión del sistema total se basó en subsistemas SEA de dos tipos diferentes: placas y cavidades acústicas. Para el tipo de subsistemas placa, solo se considerara el comportamiento a flexión. No es necesario aumentar la complejidad del modelo SEA aquí. Los parámetros SEA requeridos para el cálculo del modelo son la densidad modal, la velocidad de ondas a flexión, el número de ondas a flexión, la longitud de onda a flexión y la frecuencia crítica. Para las cavidades acústicas los parámetros son densidad modal, el volumen y el área superficial total.

Tabla 4.1. Propiedades de los subsistemas en el modelo SEA; En la parte superior para las placas homogéneas; en la parte inferior las propiedades de las cavidades.

	Placas						
	Dimensiones			Densidad	Módulo de elasticidad	Coefficiente de Poisson	Factor de pérdida η
	L_x (m)	L_y (m)	h (m)	(kg/m^3)	(Pa)		
Subsistema número 1	0.760	0.057	5.00E-04	8030	1.93E+11	0.29	0.005
Subsistema número 2	0.132	0.103	5.00E-04	8030	1.93E+11	0.29	0.005
Subsistema número 3	0.377	0.139	5.00E-04	8030	1.93E+11	0.29	0.005
Subsistema número 4	0.132	0.103	5.00E-04	8030	1.93E+11	0.29	0.005
Subsistema número 5	0.377	0.139	5.00E-04	8030	1.93E+11	0.29	0.005
Subsistema número 6	0.760	0.132	5.00E-04	8030	1.93E+11	0.29	0.005
Subsistema número 7	0.760	0.0597	5.00E-04	8030	1.93E+11	0.29	0.005
Subsistema número 8	0.760	0.119	5.00E-04	8030	1.93E+11	0.29	0.005
Subsistema número 9	0.237	0.3231	5.00E-04	8030	1.93E+11	0.29	0.005
Subsistema número 10	0.237	0.3231	5.00E-04	8030	1.93E+11	0.29	0.005
Subsistema número 11	0.2836	0.3231	5.00E-04	8030	1.93E+11	0.29	0.005
Subsistema número 12	0.237	0.139	5.00E-04	8030	1.93E+11	0.29	0.005
Subsistema número 13	0.2836	0.139	5.00E-04	8030	1.93E+11	0.29	0.005
Subsistema número 14	0.237	0.139	5.00E-04	8030	1.93E+11	0.29	0.005
Subsistema número 15	0.1392	0.369	7.00E-04	8030	1.93E+11	0.29	0.005
Subsistema número 16	0.2836	0.2295	7.00E-04	8030	1.93E+11	0.29	0.005
Subsistema número 17	0.1392	0.369	7.00E-04	8030	1.93E+11	0.29	0.005
Subsistema número 18	0.2836	0.169027	7.00E-04	8030	1.93E+11	0.29	0.005
Subsistema número 19	0.76	0.103	7.00E-04	8030	1.93E+11	0.29	0.005
	Cavidades acústicas						
	Dimensiones			Densidad	c_0 (m/s)		
	L_x (m)	L_y (m)	L_z (m)	ρ_0 (kg/m^3)			
Subsistema número 20	0.369	0.1392	0.2836	1.21		343	
Subsistema número 21	0.76	0.1392	0.508	1.21		343	
Subsistema número 22	0.76	0.103	0.13	1.21		343	
Subsistema número 23	7.32	6.49	6.1	1.21		343	

El cuerpo de la campana es dividido en 18 subsistemas estructurales. Todas las placas son homogéneas y están hechas de acero. La placa donde se monta el ventilador de extracción es indicada con el subsistema número 16 en la figura 4.2(b), también esta modelada como placas delgadas, hecha de acero. Un total de 19 subsistemas estructurales son considerados. Uno de estos subsistemas, la placa soporte está sometida a una excitación mecánica por medio de fuerzas puntuales que generan una potencia de entrada al modelo SEA. Las propiedades mecánicas y geométricas de los subsistemas estructurales se muestran en la tabla 4.1.

La campana tiene tres cavidades interiores: cavidad salida de aire (subsistema número 20) que contiene a la fuente ventilador de extracción; cavidad interna (subsistema número 21); cavidad accesorios (subsistema 22). Cada una de estas 3 cavidades se consideran como un subsistema SEA. En las pruebas de regulación, la campana es posicionada dentro de una cámara reverberante la cual es también considerada como una cavidad acústica. Las propiedades para cada cavidad se muestran en la tabla 4.1. Las placas indicadas con los números 15, 17 y 18, son elementos que separan la cavidad salida de aire y la cavidad interna respectivamente. La cavidad interna y la cavidad accesorios son separadas por una placa en común indicada como el subsistema 19.

4.1.2 Conexiones entre subsistemas

Para modelar las uniones de transmisión de vibración entre las placas son usadas las fórmulas para transmisión de ondas a flexión proveídas en [130], las conexiones y el tipo de unión de las placas se enlistan en la tabla 4.2. El acoplamiento entre las cavidades acústicas y las placas se realiza como se describe en [42, 43] con las eficiencias de radiación (como se describe en la sección 3. 3.2.3.1).

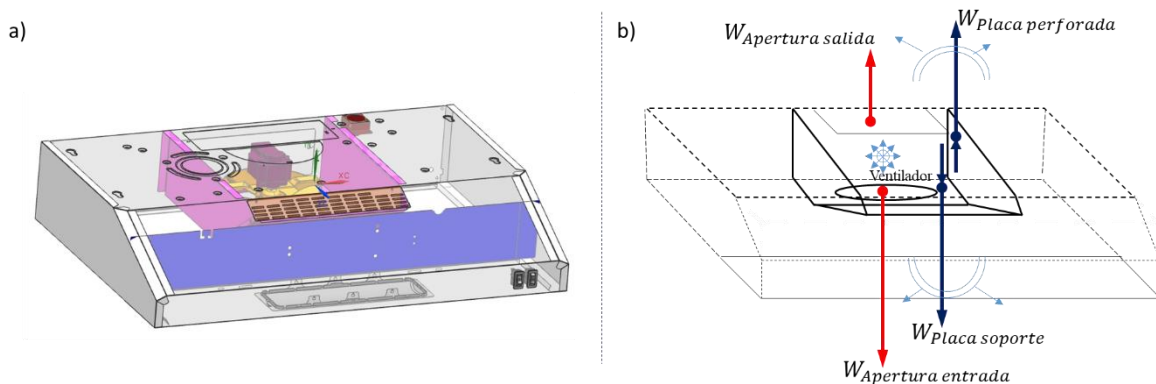


Figura 4.3. Bosquejo SEA detallando de los subsistemas relacionados con la cavidad ventilador: (a) Interpretación 3D de las aperturas con placas translúcidas que permiten ver las fuentes dentro y la apertura inferior; (b) Bosquejo de los subsistemas conectando la cavidad ventilador con la cámara reverberante a través de las aperturas.

Una parte muy importante del modelado de la campana es como se representa la cavidad del ventilador de la figura 4.3. Esta contiene la fuente de sonido y vibración (ventilador de

extracción). Generando sonido en el interior de la cavidad pero también conduce vibración a la estructura de la campana a través de la placa soporte (subsistema número 19), en la que la fuente es unida físicamente. Existen varios caminos de transmisión desde la cavidad ventilador a la cámara reverberante que son mostrados en la figura 4.3(a-b). Uno de los más importantes es a través de la apertura de salida de aire que se muestra en la figura 4.3(b).

Tabla 4.2. Conexiones de subsistemas estructurales de la campana.

Uniones estructurales		
Número de subsistemas	Tipo de unión	Longitud de unión (m)
1, 2	L	0.057365
1, 4	L	0.057365
6, 2	L	0.132
6, 4	L	0.132
5, 12	L	0.1392
3, 14	L	0.1392
8, 2	L	0.1186
8, 4	L	0.1186
7, 9	45°	0.237
7, 10	45°	0.237
7, 5	L	0.0597
7, 3	L	0.0597
1, 6	L	0.76
6, 19	L	0.76
5, 9	L	0.3774
12, 9	L	0.237
3, 10	L	0.3774
14, 10	L	0.237
18, 15	L	0.16903
18, 17	L	0.16903
16, 18	L	0.2836
16, 15	L	0.2295
16, 17	L	0.2295
16, 13	L	0.2836
11, 13	L	0.2836
12, 15, 13	T	0.1392
13, 17, 14	T	0.1392
9, 15, 11	T	0.3231
11, 17, 10	T	0.3231
11, 18, 7	T	0.2836
7, 19, 8	T	0.76
5, 19, 4	T	0.103
2, 19, 3	T	0.103

La fuente en la cavidad ventilador es representada en la figura 4.4. El ventilador de extracción es representado por medio de una fuente acústica puntual y puntos de fuerza. La fuente acústica puntual excita directamente la cavidad acústica. Los puntos de fuerza (representativa del ventilador extracción) están excitando a un subsistema receptor, la placa soporte directamente. Un bosquejo se proporciona en la figura 4.4(b). La cuantificación de la potencia acústica de la fuente y la potencia vibratoria introducida en la estructura se obtiene por medio de experimentos. Los datos de entrada al modelo se detallan más adelante se en la sección 4.2.

Un camino de transmisión muy importante en el modelo es la transmisión directa de sonido desde la cavidad salida de aire a la cámara reverberante. Se realiza a través de varios mecanismos ilustrados en la figura 4.3(b). Primero, a través de la placa superior (subsistema 11). Este camino de transmisión es indicado como "Placa perforada". El segundo, la transmisión directa de sonido a través de la placa receptora (subsistema 16) es indicado como "Placa soporte". Estas placas no cubren toda la base de la cavidad salida de aire. El CLF para estos caminos de transmisión se calculan por medio de las pérdidas de transmisión de sonido reverberante forzadas descritas en [42].

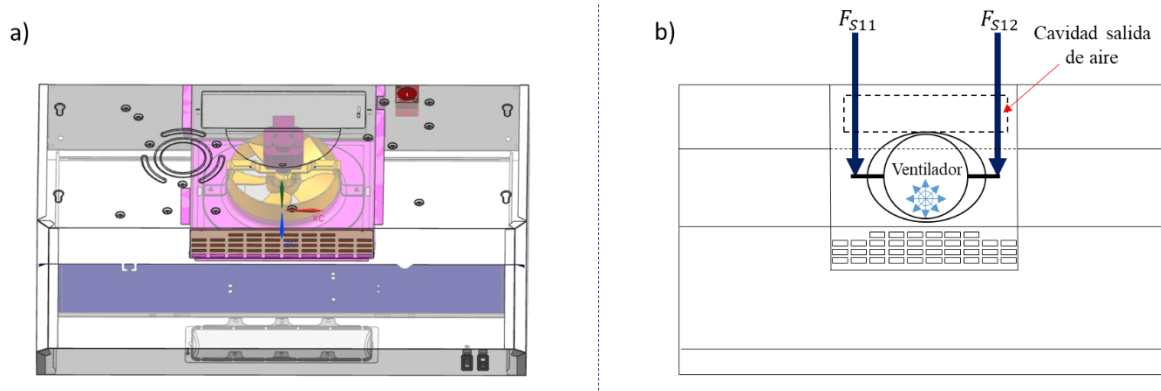


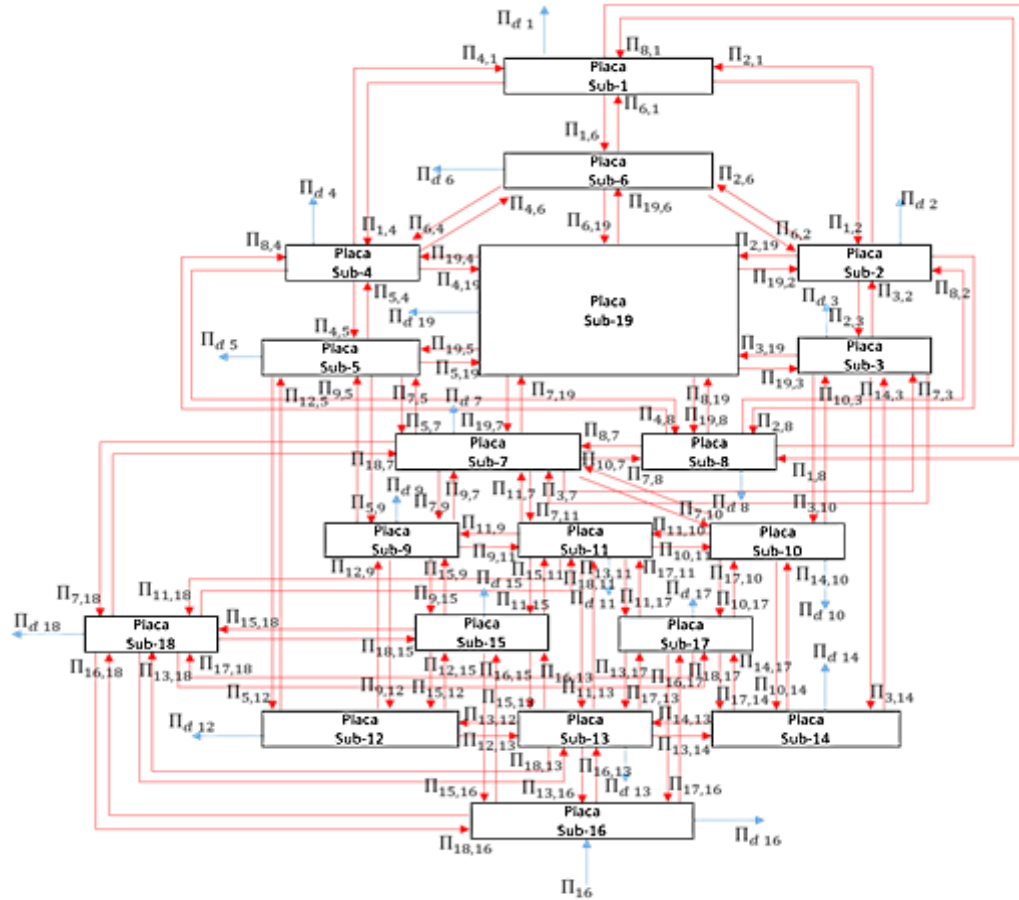
Figura 4.4. Bosquejo SEA de los subsistemas relacionados con la cavidad ventilador: (a) Interpretación 3D de la cavidad con del ventilador; (b) bosquejo de las excitaciones en la cavidad ventilador.

Tercero, es la transmisión de sonido a través de la apertura que existe en la placa soporte. Esta es indicada como "apertura de entrada". El CLF es calculado con la ecuación 3.1 y considerando una unidad de impedancia $Z = 1$. Finalmente existe un cuarto mecanismo de transmisión. Este es la transmisión de sonido a través de una apertura existe en la placa perforada, indicado como "apertura de salida". El CLF es calculado por medio de la consideración de la pérdida de transmisión proveída por el modelo de Gomperts [131], dado en la ecuación 3.2. Se supone que la apertura y la fuente proporcionan radiación constante y generan ondas armónicas en la cavidad de transmisión, siendo este efecto calculado para una apertura en forma rectangular.

Para la transmisión acústica entre las cavidades interiores de la campana no se consideraron conexiones de transmisión directa, solo transmisión no resonante a través de estas cavidades y estas uniones descritas en [42]. Las aperturas ubicadas en la parte frontal de la campana que se observan en la figura 4.2(c), no son tomadas en cuenta para este modelo ya que para las pruebas de regulación del producto se realizan bloqueándolas.

Para concluir la descripción del modelo SEA de la campana, una referencia grafica del sistema SEA es ilustrada en la figura 4.5, donde se desarrollan dos diagramas correspondientes al sistema SEA que consiste de 23 subsistemas. En la figura 4.5 se pueden visualizar los flujos de intercambio de potencia entre los subsistemas. También muestra la potencia inyectada en los subsistemas número 16 y 20. El modelado SEA considera acoplamientos directos de transmisión resonante y los acoplamientos no resonantes, todos estos son incluidos en el modelo SEA.

a)



b)

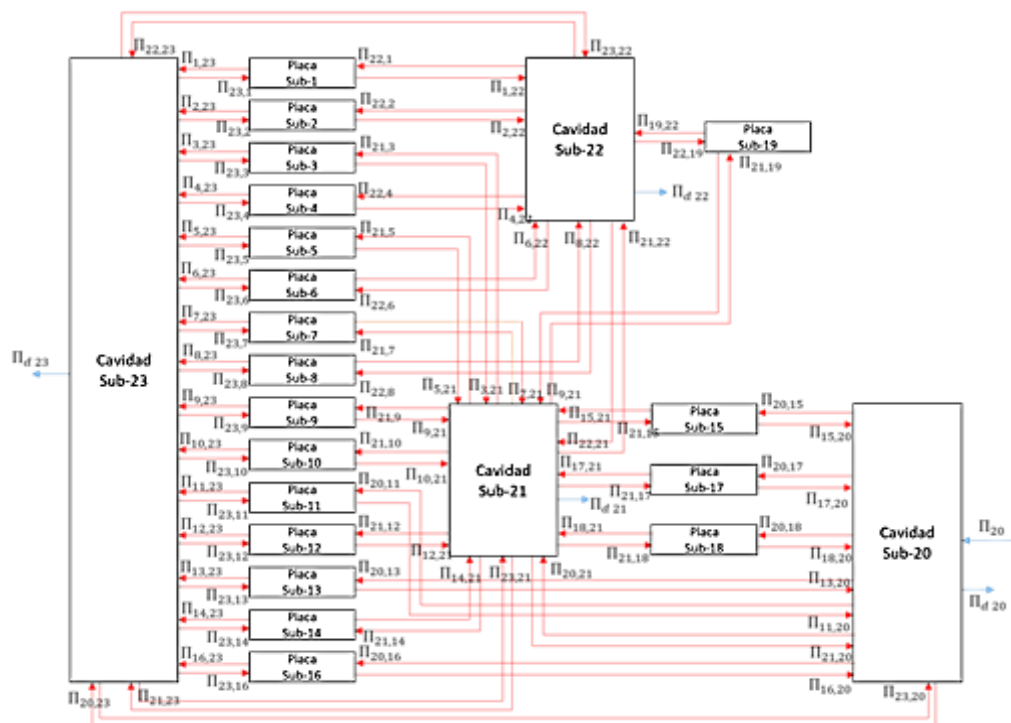


Figura 4.5. Ilustración del diagrama SEA la campana: (a) diagrama de distribución de potencia entre subsistemas estructurales (Trasmisión de vibración); (b) diagrama de distribución de potencia entre subsistemas acústicos y estructurales (Trasmisión vibro-acústica y acústica (resonante y no resonante)).

4.2 Descripción de las mediciones para obtener datos para el modelo

4.2.1 Caracterización de las fuentes aisladas: SPL y potencia acústica.

La fuente de la campana se caracteriza acorde a la técnica descrita en la sección 2.2.1. El objetivo es la medición de la presión sonora y la vibración para estimar las entradas de potencia (acústica y vibración) para el modelo SEA. La caracterización experimental solo se realiza en la velocidad baja, debido a que esta velocidad es la que se usa para la regulación del producto acorde a la norma ASHRAE 62.2 [4] y HVI-915. El ventilador de extracción es suspendido a 60 cm por encima del piso con varias cuerdas elásticas, las cuales fueron verificadas para no distorsionar el ruido generado por el ventilador. Las pruebas se llevaron a cabo en un ventilador con una velocidad de rotación nominal de 2150 rpm, el ventilador tiene 5 aspas.

Los datos experimentales fueron recolectados en un rango de 100 a 10,000 Hz y procesados con un sistema adquirente de datos usando canales independientes para la presión sonora y la aceleración. Los datos son post-procesados en un análisis de espectro FFT en bandas de frecuencia de una tercia de octava con un tiempo promediado de 32 segundos. El nivel de presión acústica para cada banda de una tercia de octava se sumó sobre todo el rango de frecuencia para obtener el SPL global.

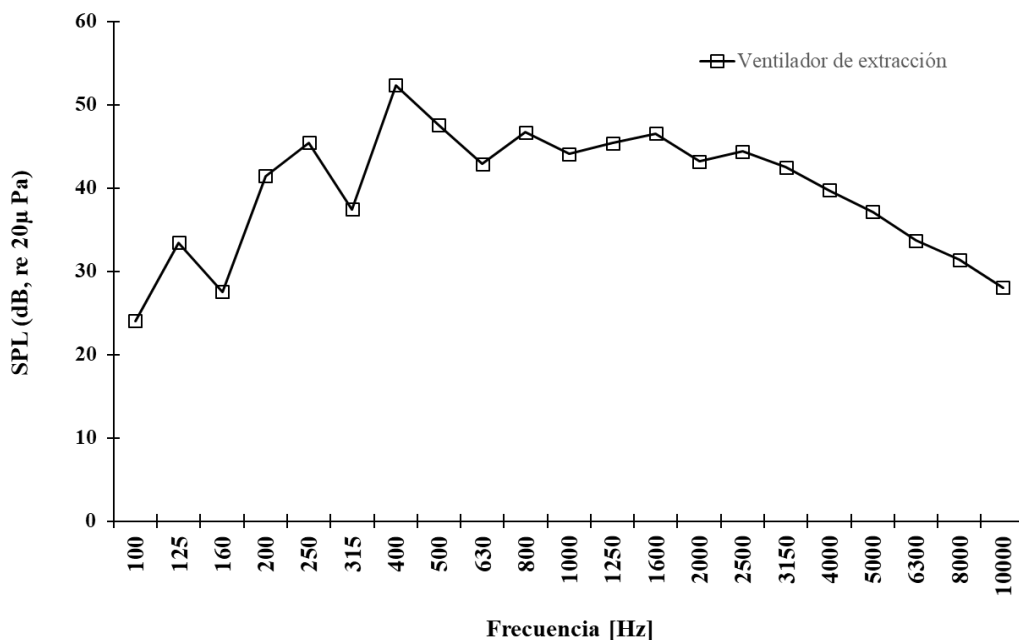


Figura 4.6. SPL a 1.5 m de la fuente en bandas de frecuencia de una tercia de octava. Mediciones realizadas acorde a la ISO-3745.

La figura 4.6 muestra el SPL medido a 1.5 m con un valor de referencia $p_0 = 20\mu Pa$. El SPL global del ventilador es de 57.5 dB, con tres picos en bajas y medias frecuencias (200, 250 y 400 Hz), y tres picos en altas frecuencias (800, 1,600 y 2,500 Hz). Para el ventilador, las frecuencias máximas esperadas es $(2150/60)*5 = 179.2$ Hz que se encuentra en la banda de frecuencias de 200 Hz, pero hay una banda con mayor contribución de ruido en 400 Hz,

esto se debe a la frecuencia de operación del ventilador multiplicada por el número de elementos del estator (dos piezas de la estructura del soporte ventilador), $179.2 * 2 = 358.3$ Hz que se encuentra en la banda de frecuencias de 400 Hz

Después, los resultados de presión sonora de las mediciones experimentales son usados para calcular las entradas de potencia en el modelo SEA con la ecuación 2.2, como se describe en la sección 2.2.2. La entrada de potencia acústica es asociada al subsistema 20 donde la fuente es localizada.

4.2 Caracterización de las fuentes aisladas: A través de la estructura

Otro objetivo de la caracterización es medir la aceleración generada por la fuente. Las mediciones fueron llevadas a cabo acorde a la sección 2.3.1, colocado acelerómetros en las zonas donde las fuentes se acoplan con otros subsistemas, basado en figura 4.7.

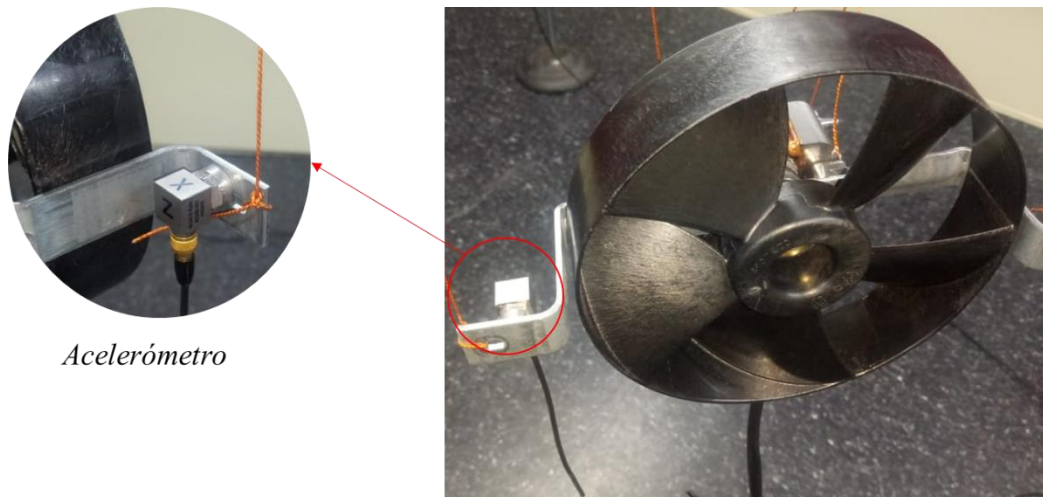


Figura 4.7. Colocación de acelerómetros para la medición de velocidad en la fuente: punto de colocación de acelerómetro para el ventilador.

La figura 4.8 muestra los resultados de velocidad con un valor de referencia de $1E-9$ m/s. Puede observarse que el ventilador evaporador tiene una velocidad máxima de 61.4 dB con dos picos en bajas frecuencias (125 y 200 Hz).

Una vez obtenidos los datos de velocidad libres en los puntos de enlace del ventilador, la entrada de potencia mecánica pueden ser calculada usando el método RPM como se describe en la sección 2.3.2.1, donde la fuente está acoplada a un subsistema receptor directamente.

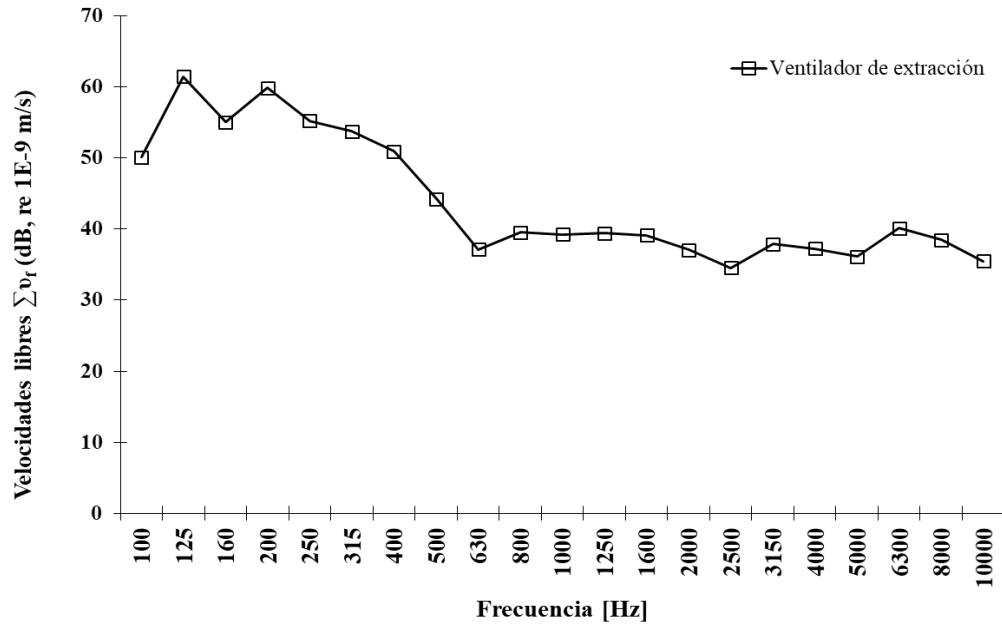


Figura 4.8. Medición de velocidad de la fuente en los puntos de enlace con la estructura de la campana. Resultados promediados en bandas 1/3 de octava en los rangos de frecuencia de 100 a 10,000 Hz.

4.2.3 Caracterización de las fuentes aisladas: movilidad en diferentes puntos de contacto.

Para la asociación de potencia de la fuente al subsistema receptor usando la ecuación 2.4 para cada punto de contacto, es necesario obtener las movilidades de la fuente. Estas fueron evaluadas para cada punto de contacto (2 puntos de contacto), la medición se describe a detalle en la Sección 2.4.

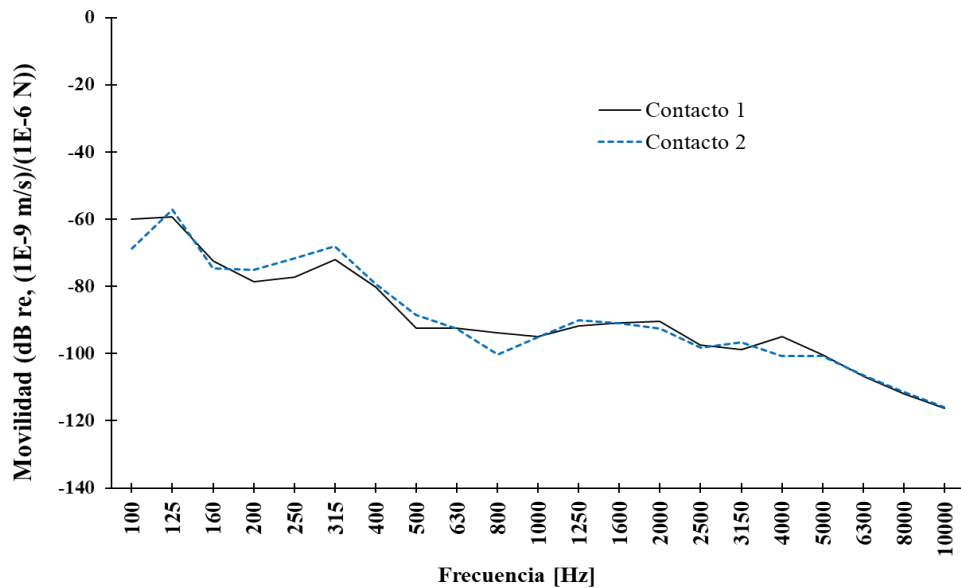


Figura 4.9. Magnitud de movilidad en dos puntos de contacto del ventilador. Resultados promediados en bandas de una tercera de octava en un rango de frecuencia de 100 a 10,000 Hz

En la figura 4.9 son graficados los resultados promediados en bandas de una tercia de octava para cada punto de contacto medido. Los resultados muestran una pequeña diferencia entre los puntos de contacto de la fuente, con una máxima diferencia entre los puntos de contacto en el ventilador de 8 dB. Para obtener la potencia transmitida de la fuente al subsistema receptores, los valores de movilidad obtenidos directamente de la fuente son procesados acorde a [100] para cada punto de contacto y las movilidades de los subsistemas receptores son evaluadas como se menciona en la sección 2.4.

4.2.4 Estimación de potencia estructural

La potencia estructural generada por el ventilador cuando es acoplado a un subsistema receptor fue calculada usando la ecuación 2.4 como se describe en la sección 2.3.2.1, utilizando los parámetros de la suma de velocidades libres al cuadrado a través de los puntos de contacto que se muestra en la figura 4.8, la movilidad de cada punto de contacto medidas de las fuentes y la movilidad de la placa receptora (subsistema 16).

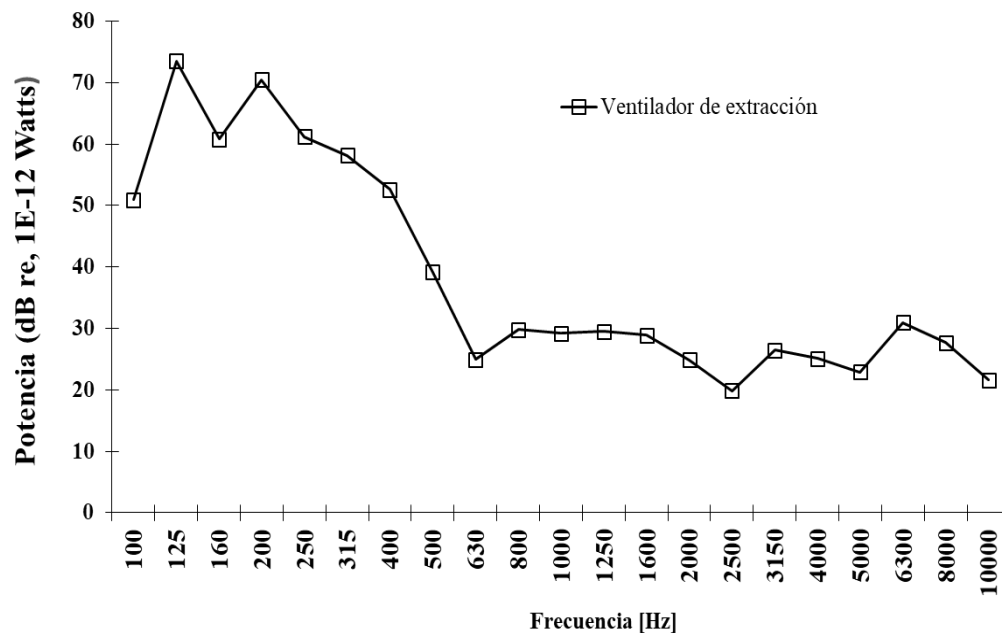


Figura 4.10. Estimación de la potencia estructural transmitida del ventilador de la campana, incluyendo las velocidades de la fuente, la movilidad de cada punto de contacto de la fuente y la movilidad de la placa receptora.

La potencia estructural calculada es obtenida de 100 a 10,000 Hz y después se grafican los resultados con un valor de referencia de 1E-12 Watts en la figura 4.10.

4.3 Resultados

4.3.1 Evaluación del ruido generado por una campana de cocina dentro de un campo reverberante.

Un ensayo en una cámara reverberante fue usado para validar el modelo SEA. La medición de salida es el ruido generado por una campana en un campo difuso, este fue realizado en una cámara reverberante acorde a la norma regulatoria ISO-3741 [67] y basado en la norma HVI-915. La campana fue colocada siguiendo el estándar HVI-915 [5], esta es montada en la base (de manera similar como se coloca en los gabinetes) a 60 cm del piso y a una distancia de 20 cm de la pared de la cámara en medio de la cámara reverberante como se muestra en la figura 4.11.

El ensayo se llevó a cabo solo en la velocidad baja acorde a la norma ASHRAE 62.2 [4] y usando dos configuraciones experimentales: la campana conectada a un filtro de atenuación de ruido (simulando el ducto de ventilación en la cocina) y sin el filtro. Los accesorios para la medición SPL fueron construidos y diseñados siguiendo el estándar HVI-915 para este tipo de campana en específico, en el **Anexo D** se colocan los planos de la base y un adaptador de la salida de aire.

Las condiciones de operación de las fuentes son descritas en la sección 4.2.1. Las mediciones de SPL se realizaron usando el proceso de comparación en un campo reverberante, con fuente sonora de referencia calibrada (B&k tipo 4204), un brazo giratorio con una longitud de brazo de 3.2 m, colocando un micrófono (B&K tipo 4942L) en el extremo de este como se muestra en la figura 4.11. La velocidad de rotación del brazo giratorio es de 32 segundos por revolución y tiene un ángulo de 25° entre el brazo giratorio y el piso de la cámara. También se verifica que el ruido generado por la campana es mayor que el ruido de fondo de en la cámara. El nivel de ruido con el difusor y el boom rotando pero la campana apagada es siempre menor entre 20 dB(A) y 24 dB(A).



Figura 4.11. Foto del ensayo: micrófono rotativo, aditamentos para la medición y la configuración para las mediciones del nivel de presión acústica generado por una campana dentro de una cámara reverberante acorde a la ISO-3741 [67].

Las mediciones experimentales recolectaron datos en un rango de 100 a 10,000 Hz y procesados dentro de bandas de frecuencia de una tercia de octava con un tiempo promediado de 32 segundos. Se calculan los niveles de presión sonora a 1.5 m.

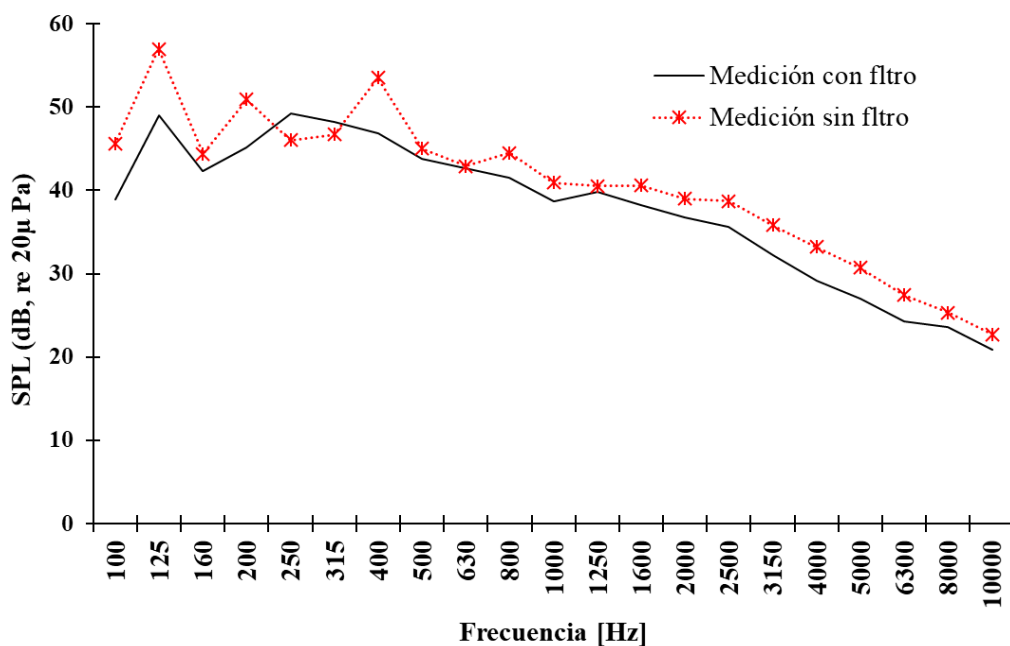


Figura 4.12. Espectro de bandas de frecuencia de las mediciones de campana: campana con filtro (SPL global de 56.3 dB), campana sin filtro (SPL global de 60.6 dB).

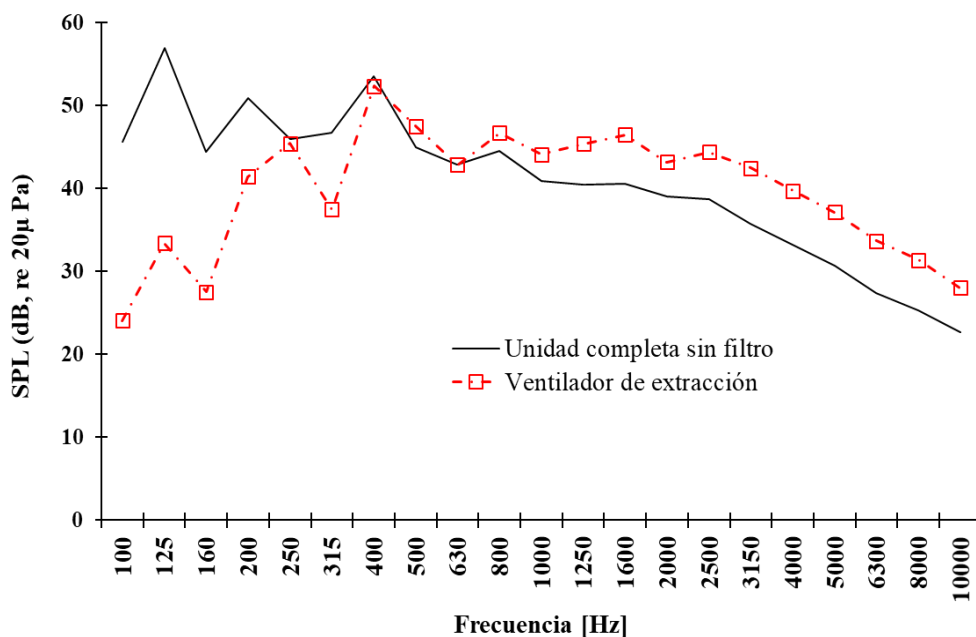


Figura 4.13. Comparación entre las mediciones de SPL de la unidad completa sin filtro y la fuente por sí misma.

La medición de SPL de la campana trabajando con filtro y sin filtro se muestra en la figura 4.12. En todas las bandas de frecuencia se muestra una reducción de ruido al colocar el filtro en la campana excepto en las bandas de 250 y 315 Hz, la reducción del ruido global es de 4.3 dB.

En la figura 4.13 se puede observar que el ruido global producido por el ventilador incrementa cuando es ensamblado a la campana (sin filtro) por 3.1 dB. Cuando se compara el ruido del ventilador con el ruido de la unidad completa, se puede observar que se conserva la misma amplitud de ruido en la banda de 400 Hz, un incremento en el rango de 100 a 315 Hz, causado por el ruido estructural generado por la transmisión de vibración del ventilador a la estructura. También se puede observar una disminución del ruido en el rango de 800 a 10,000 Hz, posiblemente causada por la salida de aire de la cavidad del ventilador disminuyendo la transmisión de ruido.

Los valores de certificación de la campana de extracción se establecen en sones acorde a la norma ASHRAE 62.2 [4], por lo que es necesario hacer el cálculo de sones. El cálculo de sones se basa en las lecturas de SPL obtenidas acorde a la norma HVI-915 y la potencia de sonido dada por la fuente de referencia. La evaluación de sones de la campana de extracción caracteriza el ruido producido por la campana en su aplicación normal. Para la evaluación de sones es usada la tabla de índice de igual sonoridad que indica los valores utilizados en el cálculo de la evaluación de sones tomado de la ANSI S3.4 (la tabla es dada en la norma HVI-915). La tabla escala la sonoridad está en función de la presión acústica presente y las bandas de frecuencia. En general, a medida que aumenta la presión del sonido, también lo hace el valor de sonoridad.

Usando la tabla de índice de igual sonoridad, se puede calcular un valor de sonido para representar la combinación de sonoridad percibida en todo el espectro de frecuencia ensayado. Una vez que se han obtenido todos los índices de igual sonoridad, la calificación de sonido global se determina utilizando la siguiente relación [5]

$$Valor\ global = 0.85 * [S_{max}] + 0.15 * \left[\sum (S_f) \right] \quad (4.1)$$

donde S_{max} es el valor de sonoridad máxima en el espectro de frecuencia ensayada y $\sum(S_f)$ es la suma de todos los valores de sonoridad en el espectro de frecuencia ensayada. Los niveles de sones generados por la campana de extracción fueron obtenidos acorde al procedimiento descrito arriba, usando los parámetros de SPL de la unidad que se muestran en la figura 4.12 y la potencia de la fuente de sonido de referencia.

Los niveles de sonoridad de la campana trabajando con filtro y sin filtro se muestran en la figura 4.14. En todas las bandas de frecuencia se muestra una reducción de ruido al colocar el filtro en la campana excepto en las bandas de 250 y 315 Hz, la reducción del ruido global es de 0.96 sones.

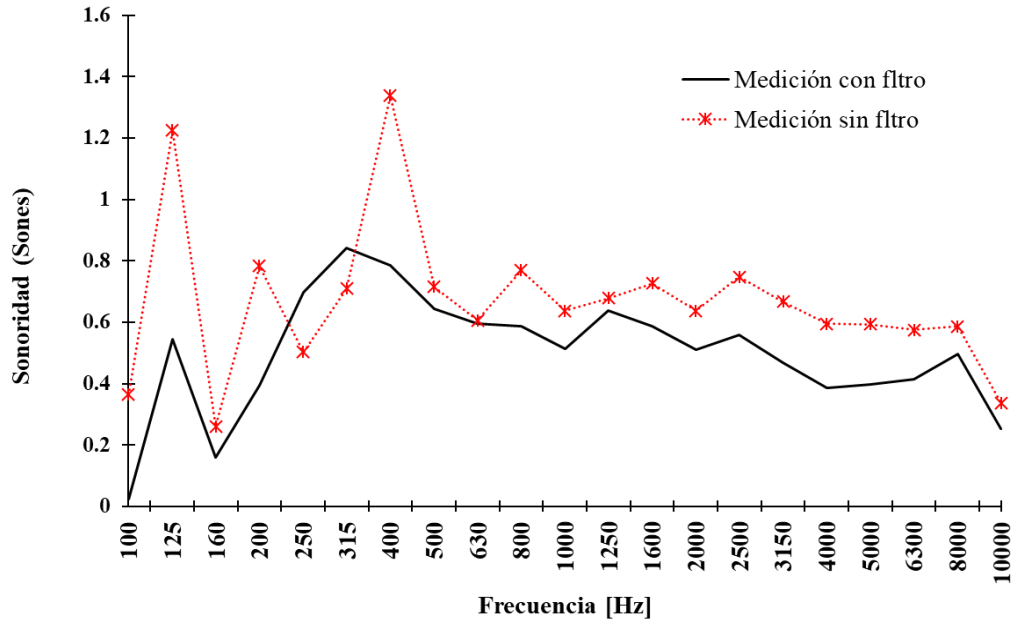


Figura 4.14. Espectro de bandas de frecuencia de las mediciones de campana en sonos: campana con filtro (valor global de 2.29 sonos), campana sin filtro (valor global de 3.25 sonos).

4.3.2 Comparación del modelo SEA con las mediciones experimentales.

Los resultados del experimento descrito en la sección 4.3.1 son comparados con una simulación SEA de la campana. Solo se hace la comparación de los resultados sin el filtro ya que en el modelo no se considera el filtro. Es importante verificar si los parámetros requeridos para el modelo SEA completo son determinados correctamente, como: factores de pérdida de transmisión, factores de pérdida por acoplamiento, factores de pérdida interna y entradas de potencia por las fuentes.

El modelo SEA es usado para estimar los niveles de presión acústica generados por una campana comercial a 1.5 m en un campo reverberante. La figura 4.15 muestra la estimación de la simulación y las mediciones experimentales de la campana trabajando sin el filtro, donde hay una buena correlación entre la predicción y los datos experimentales, con la excepción de las bandas de frecuencia baja de 100 a 250 Hz, y bandas de frecuencia alta de 1,000 a 1,600 Hz. La predicción presenta una diferencia máxima con respecto a la curva datos experimentales en el nivel de presión acústica de 7.7 dB.

Los valores del nivel de presión sonora obtenidos de la predicción en la figura 4.15 y la potencia de la fuente de sonido de referencia obtenida de las mediciones experimentales, son usados para obtener la predicción del ruido radiado por una campana en niveles sonoridad.

La figura 4.16 muestra la estimación de la simulación y las mediciones experimentales de la campana trabajando sin el filtro en niveles de sonoridad, donde hay una buena correlación entre la predicción y los datos experimentales. La predicción presenta una

diferencia máxima con respecto a la curva datos experimentales en el nivel de sonoridad de 0.76 sones.

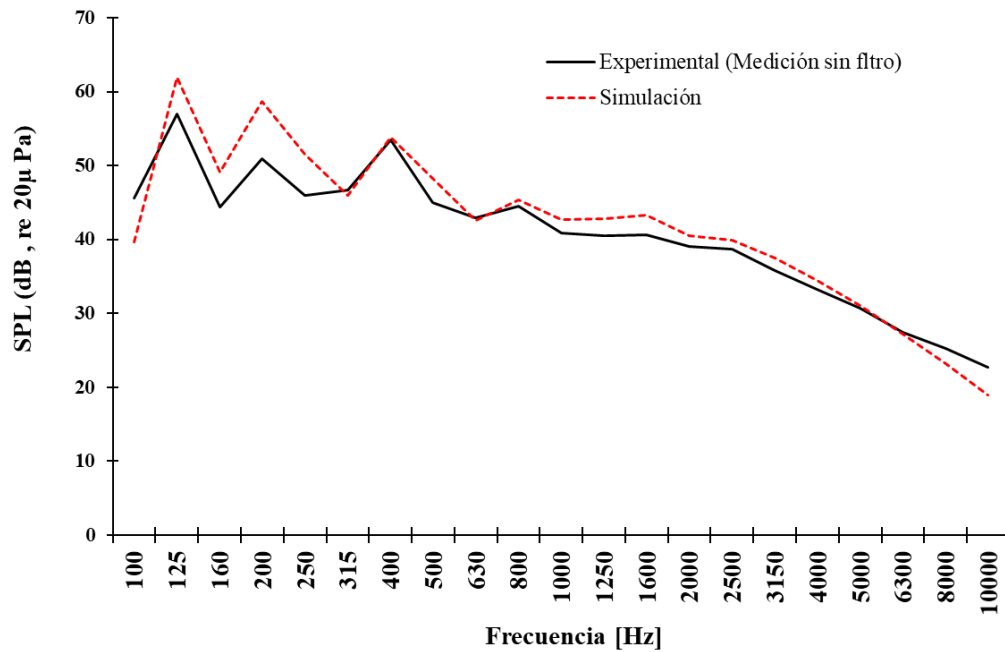


Figura 4.15. Comparación entre la predicción de SPL y los datos experimentales.

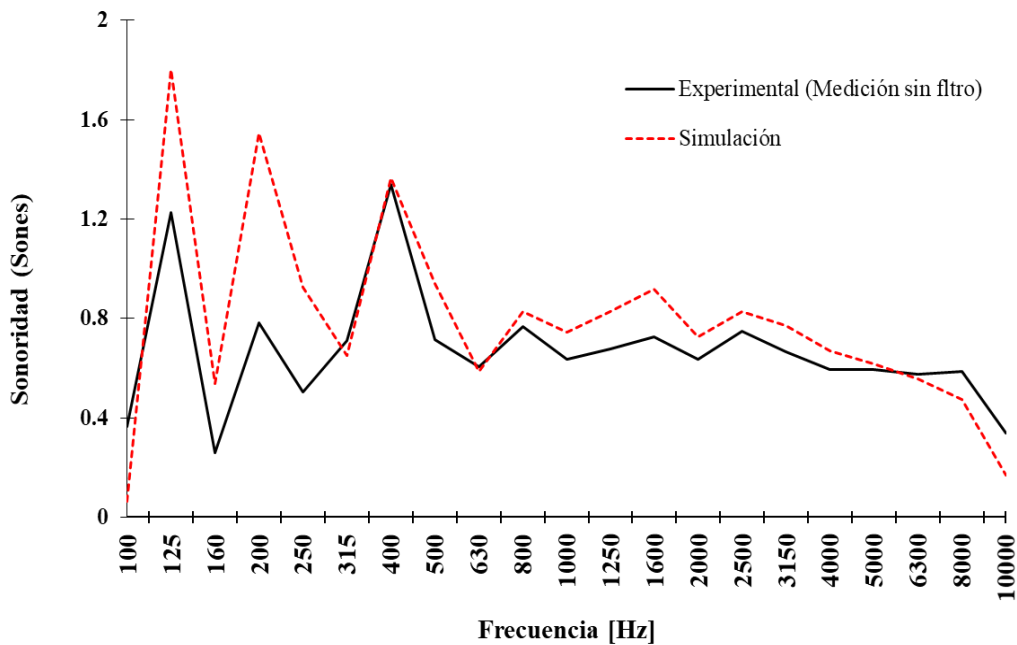


Figura 4.15. Comparación entre la predicción y los datos experimentales en sones.

4.3.3 Explotación del modelo SEA

4.3.3.1 Caminos de transmisión dominantes.

La buena correlación mostrada en la comparación entre las mediciones experimentales y los resultados de la predicción por medio del modelo SEA, significan que esta herramienta de simulación es lo suficientemente buena para:

- i) Adquirir conocimientos sobre el comportamiento vibroacústico de la campana.
- ii) Visualización de información la cual es difícil de medir con técnicas experimentales.
- iii) Realizar algunas modificaciones en el modelo para evitar la realización de nuevos experimentos en prototipos modificados de la campana.

Los aspectos principales para ser estudiados son los caminos principales a través de los cuales la potencia acústica es transmitida desde la campana a la cámara. Los flujos de energía entre los subsistemas no son sencillos de estimar a la salida en la experimentación; sin embargo, estos proporcionan información muy útil para mejorar el diseño vibroacústico. Solo los caminos con mayor intercambio de flujo de potencia del modelo SEA son graficados en la figura 4.16.

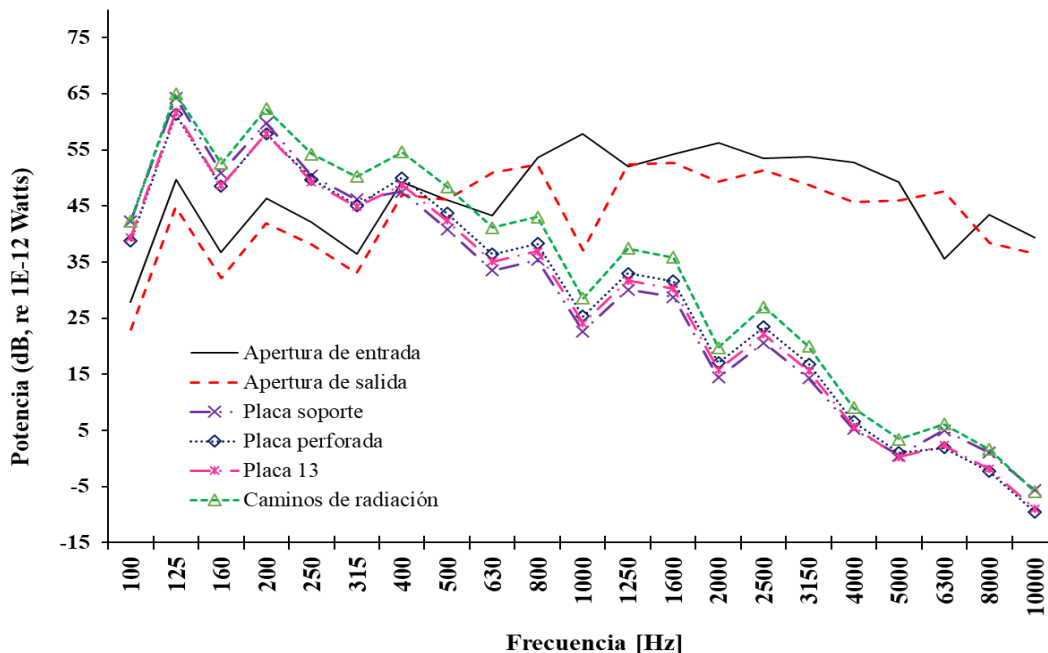


Figura 4.16. Estimación de principales flujos de potencia de la campana a la cámara.

La figura 4.16 muestra que el camino apertura de entrada tiene un mayor flujo de potencia en el rango de frecuencias de 800 a 10,000 Hz y la apertura de salida en las bandas de

frecuencias de 630 y 6,300 Hz. Otros caminos principales se presentan en tres placas, una es la placa soporte con una mayor contribución en el rango de 100 a 400 Hz, la placa perforada con una mayor contribución en bajas frecuencias y la placa 13 en bajas frecuencias. Esto significa que con la configuración actual de la campana, la mayor parte del ruido generado en la cámara reverberante viene desde la cavidad del ventilador. Finalmente, un camino llamado “Caminos de radiación” es graficado, el cual es la suma de todos los flujos de potencia de los caminos que van de la estructura exterior de la campana a la cámara reverberante.

4.3.3.2 Sensibilidad del ruido global a los caminos de transmisión de sonido directos (apertura de salida y apertura de entrada)

Uno de los factores de sensibilidad de ruido global investigado fue la eliminación de los caminos de transmisión en el modelo SEA. Se realizaron cuatro iteraciones diferentes: primero, se redujo a la mitad el área de salida del mecanismo de transmisión salida de aire; la segunda iteración es eliminando solo el mecanismo de transmisión salida de aire; tercero, eliminar el mecanismo de transmisión entrada de aire; cuarto, eliminando ambos caminos de transmisión.

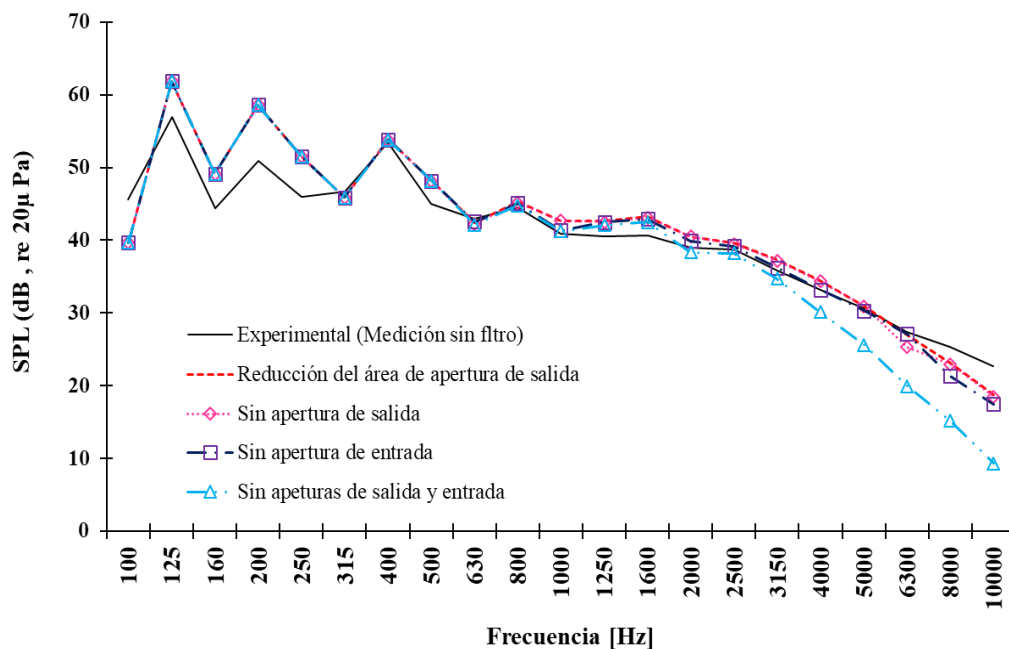


Figura 4.17. Comparación entre las predicciones de SPL reducción del área de salida de aire, sin salida de aire, sin entrada de aire, sin ambos y la medición experimental.

Los resultados en la figura 4.17 muestran la medición experimental y cuatro diferentes modelos de iteraciones. Se predice que reducción el área y eliminando solo el mecanismo de transmisión apertura de salida la reducción de ruido producida es despreciable. Eliminando solo el mecanismo de transmisión apertura de entrada, una pequeña reducción en las bandas de frecuencia de 6,300 a 10,000 Hz es observada cuando es comparado con la

medición experimental. Cuando se eliminan ambos mecanismos de transmisión se observa una reducción de SPL considerable en el rango de 2,500 a 10,000 Hz.

4.3.3.3 Influencia de los caminos principales en la respuesta vibroacústica

En secciones previas de este trabajo, la principal fuente (ventilador de extracción) fue investigada y caracterizada, el ruido generado por la campana se evaluó, un modelo SEA fue desarrollado y validado con datos experimentales. Al final, se encontró que el ruido generado por la campana se irradia principalmente a través de la cavidad del ventilador, donde se monta la fuente.

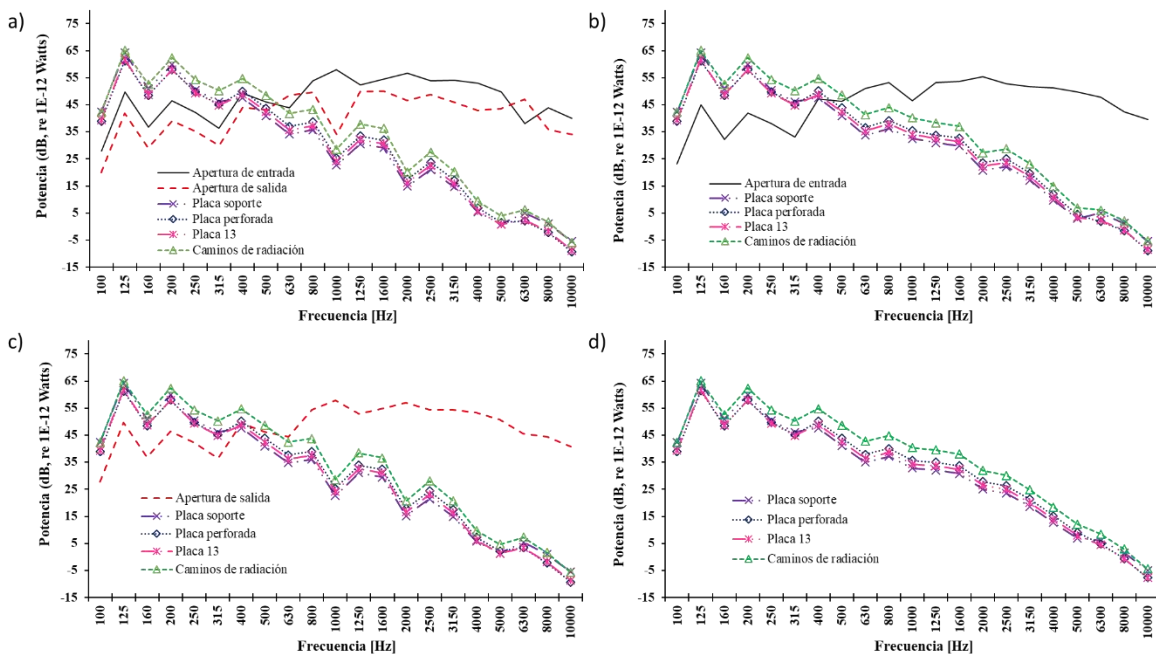


Figura 4.18. Respuesta de los flujos de potencia principales eliminando los mecanismos de transmisión principales: (a) reducción de área del mecanismo de transmisión apertura salida; (b) eliminar el mecanismo de transmisión apertura de salida; (s) eliminar el mecanismo de transmisión apertura de entrada; (d) eliminar ambos mecanismos de transmisión.

Para reducir el ruido sin modificar la fuente ventilador de extracción, un método de aislación de sonido fue explorado por medio de la eliminación de alguno de los caminos de transmisión de sonido directo (apertura de entrada y salida), usando el modelo SEA como es descrito en la sección 4.3.3.2, donde cuatro iteraciones diferentes fueron llevadas a cabo. Cuando alguno de los caminos de transmisión de sonido es removido, el ruido global es modificado como se muestra en la figura 4.17, también causa la modificación en la respuesta vibroacústica de otros caminos de transmisión dominantes. Los cambios de los flujos de potencia fueron graficados para visualizar cuál de las interacciones es más factible para la reducción de ruido.

Capítulo 5 Propuestas de mejora

En este capítulo se presenta un análisis de los resultados obtenidos en el capítulo 3 y el capítulo 4, para realizar propuestas de mejora que ayuden a disminuir las emisiones del ruido generado en los dos casos de estudio de este trabajo. Estas propuestas de mejora se llevan a cabo usando los modelos SEA desarrollados para cada electrodoméstico.

Para el caso del refrigerador se realiza una validación experimental de las propuestas de mejora y un estudio más detallado para la configuración con mayor reducción de ruido

5.1 Análisis de resultados del caso de estudio 1

En el capítulo 3 se desarrolló un modelo SEA de un refrigerador para la predicción del nivel de presión acústica en un campo reverberante, usando como entradas de excitación datos experimentales obtenidos de la caracterización de sus fuentes de ruido y vibración. Posteriormente este modelo fue validado con mediciones experimentales de la unidad completa en una cámara reverberante, obteniendo una buena correlación entre la simulación y los datos experimentales de SPL, como se muestra en la figura 3.51.

La buena correlación mostrada al comparar las mediciones experimentales con los resultados de la predicción por medio del modelo SEA, significan que este modelo de simulación es lo suficientemente bueno para ser usado como herramienta de diseño para reducir las emisiones de ruido generadas por el refrigerador.

Una de las cualidades del modelo es la estimación de los flujos de energía entre los subsistemas, estos proporcionan información muy útil para mejorar el diseño vibroacústico. Usando el modelo SEA se identificaron los principales caminos por donde se trasmite la mayor cantidad de energía del refrigerador a la cámara reverberante, los mayores flujos de potencia se muestran en la figura 3.53. Se identificó que la cavidad inferior (donde se localiza el compresor y el ventilador condensador) es la que radia la mayor cantidad de energía a la cámara reverberante, validado con las mediciones de intensidad acústica sobre las caras del refrigerador en la sección 3.5.2.2. En la figura 3.49 y la figura 3.50 se visualiza que la zona de radiación más intensa es en la cavidad del compresor.

Los mecanismos de transmisión de energía principales de la cavidad inferior a la cámara son el arreglo de agujeros y la apertura. Tomando en cuenta solo estos dos mecanismos de transmisión, un método de aislamiento de sonido fue propuesto para la reducción de ruido en la sección 3.5.4.2 utilizando el modelo SEA y sin modificar las fuentes o algún otro elemento del refrigerador. Con tres iteraciones diferentes: eliminando solo el mecanismo de transmisión arreglo de agujeros, eliminando solo el mecanismo de transmisión apertura y eliminando ambos caminos de transmisión. Los resultados se muestran en la figura 3.56, consiguiendo una reducción de SPL de 2.2 dB(A) global al eliminar ambos mecanismos de transmisión.

También se investigó la influencia de las arandelas de goma al ruido global generado del refrigerador utilizando el modelo SEA en la sección 3.5.4.3, realizando una iteración quitando las arandelas de goma y comparando los resultados obtenidos con una línea base. Se obtuvo una reducción perceptible en las bandas de frecuencia de 630 a 2,000 Hz y una máxima diferencia de 1 dB(A), como se muestra en la figura 3.57.

5.1.1 Propuestas de mejora para la reducción de ruido usando modelo SEA

En base al análisis de resultados presentado anteriormente para el refrigerador, se demuestra que el método de aislamiento de sonido de las fuentes (compresor y ventilador condensador) es el más efectivo para la reducción del ruido radiado hacia la cámara, quitando los mecanismos de transmisión directa arreglo de agujeros y apertura.

En la figura 5.1 se muestran los principales caminos de transmisión. El diagrama de la figura 5.1(b) ilustra de una forma sencilla la interacción de las fuentes con la cavidad inferior y la cámara reverberante a través de la conexión directa por medio de arreglo de agujeros y apertura, si se remueven los principales caminos de flujo de energía del refrigerador a la cámara se reducirá el nivel de ruido generado por el refrigerador.

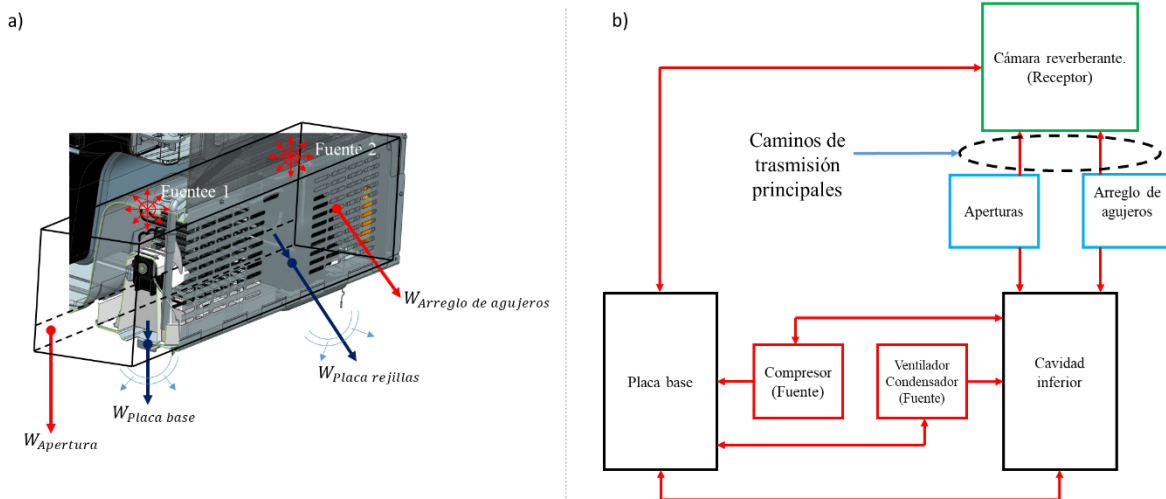


Figura 5.1. Principales de transmisión del refrigerador a la cámara: (a) Interpretación 3D de los principales mecanismos de transmisión (arreglo de agujeros y apertura) con placas translúcidas que permiten ver las fuentes dentro y la cavidad inferior; (b) diagrama de conexión entre los subsistemas con mayor flujo de energía a la cámara reverberante.

Las iteraciones descritas en la sección 3.5.4.2, serán implementadas en un refrigerador tipo congelador inferior para medir, validar y cuantificar la reducción de ruido por medio de mediciones experimentales, las mediciones se llevarán a cabo en una cámara reverberante en base a la norma ISO-3741.

5.1.2 Validación experimental de propuestas de mejora

Un ensayo en una cámara reverberante fue usado para validar la reducción de ruido en un refrigerador por medio del método de aislamiento de sonido propuesto con el modelo SEA. Las mediciones del ruido generado por un refrigerador completo en un campo difuso, se realizaron en una cama en una cámara reverberante y usando el método de medición que se describe en la sección 3.5.2.1. El ensayo fue llevado a cabo en cuatro configuraciones: primero una línea base sin ninguna modificación en el refrigerador, segundo eliminando solo el mecanismo de transmisión arreglo de agujeros, tercero eliminando solo el mecanismo de transmisión apertura y cuarto eliminando ambos caminos de transmisión. Las configuraciones se observan en la figura 5.2. Las configuraciones de aislamiento se realizaron usando material para cubrir la apertura más grande y cinta plástica para sellar las aperturas pequeñas. Las condiciones de operación de las fuentes son descritas en la sección 3.4.1.

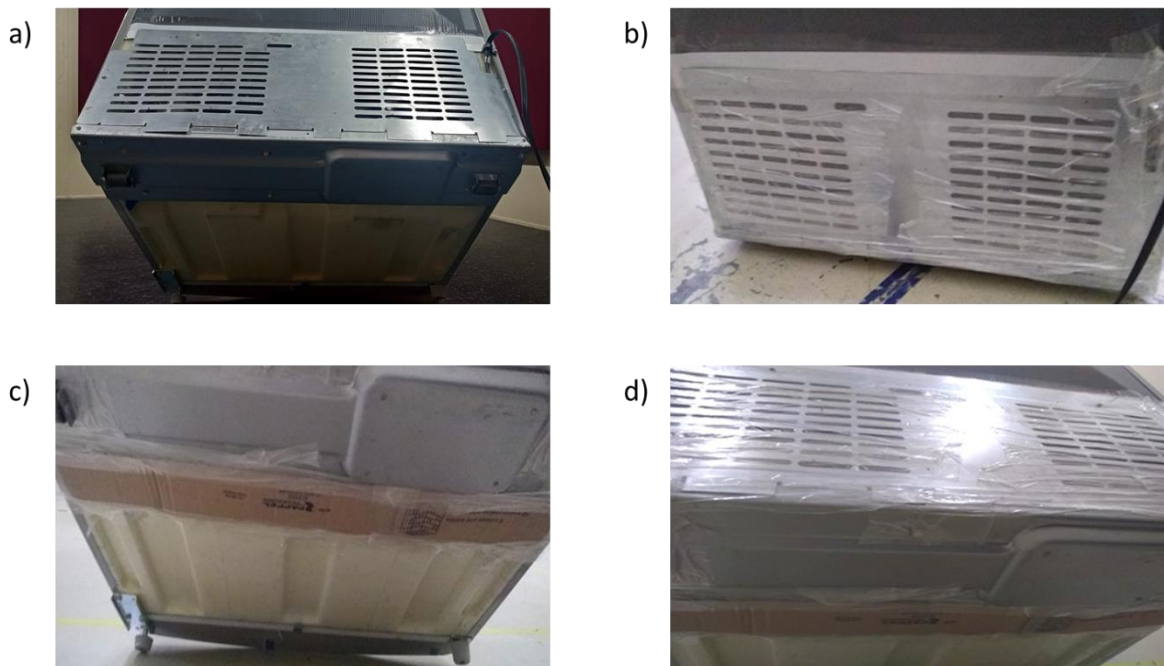


Figura 5.2. Fotos de las diferentes iteraciones experimentales que se realizaron en el refrigerador: (a) línea base; (b) sin el mecanismo de transmisión arreglo de agujeros; (c) sin el mecanismo de transmisión apertura; (d) Sin ambos mecanismos de transmisión.

Las mediciones experimentales fueron recolectadas en un rango de 100 a 10,000 Hz y procesadas dentro de bandas de frecuencia de una tercia de octava con un tiempo promediado de 32 segundos. Se calculan los niveles de presión sonora a un metro con una ponderación-A como se debe en la norma ISO-3741.

La medición de SPL del refrigerador trabajando en las cuatro configuraciones se muestra en la figura 5.3. Para la configuración sin arreglo de agujeros se obtiene una reducción de 4.6

dB(A) cuando se compara con la línea base. En la configuración sin apertura se obtiene una reducción de 2.3 dB(A). Por último, la configuración sin arreglo de agujeros y sin apertura obtiene una reducción de 3.1 dB(A) cuando se compara con la línea base, sin embargo, en esta iteración se puede observar un incremento en las bandas de frecuencia de 100 a 160 Hz debido a que el ventilador condensador se está acelerando por el proceso de aislamiento.

Los resultados experimentales de la figura 5.3 validan la funcionalidad del modelo SEA como herramienta predicción que puede ser usada para el diseño vibroacústico del refrigerador. De las propuestas de mejora medidas, la reducción de ruido más grande se obtiene al remover las el arreglo de agujeros, con una disminución de 4.6 dB(A) del ruido global del refrigerador.

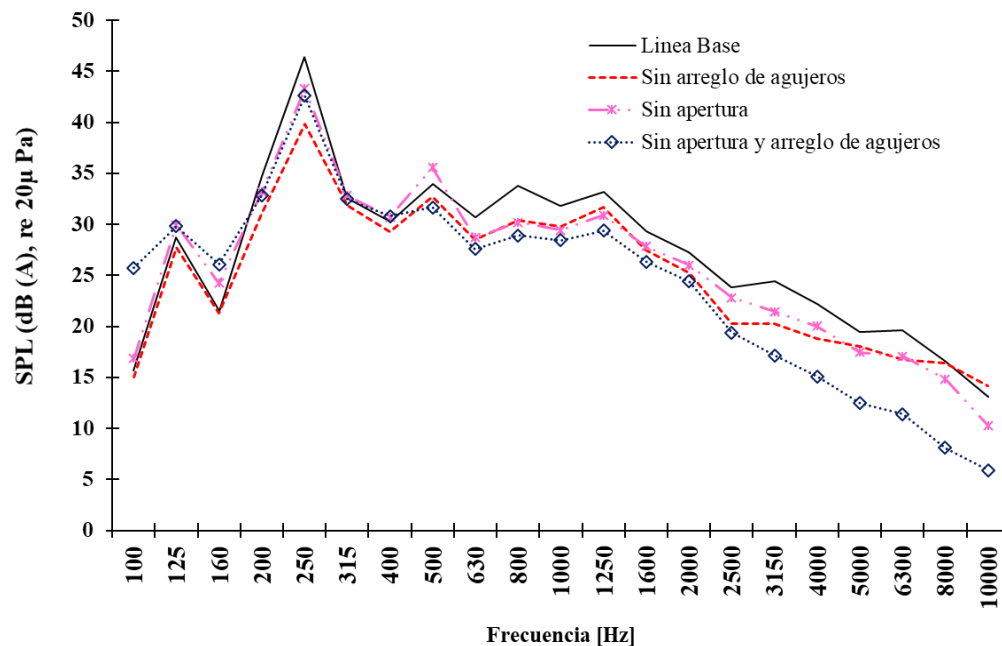


Figura 5.3. Espectro de bandas de frecuencia de las mediciones del refrigerador: Línea base (SPL global de 47.9 dB(A)), sin arreglo de agujeros (SPL global de 43.3 dB(A)), sin apertura (SPL global de 45.6 dB(A)), Sin ambos mecanismos de transmisión (SPL global de 44.8 dB(A)).

Es necesario investigar impacto que tienen las propuestas de reducción de ruido en el funcionamiento térmico en el refrigerador, para definir cuál configuración es el más apropiado para este tipo de refrigeradores.

5.1.2.1 Influencia del arreglo de agujeros al ruido global del refrigerador.

De los resultados de las mediciones experimentales se obtuvo que la propuesta con mayor reducción de ruido es remover el arreglo de agujeros con una reducción del ruido global de 4.6 dB(A), por lo que se propone estudiar la influencia de las aperturas dividiendo el arreglo de agujeros en dos grupos como se muestra en la figura 5.4. Se realizan mediciones

experimentales en dos etapas: uno removiendo el grupo 1 de arreglo de agujeros y dos removiendo el grupo 2 de arreglo de agujeros.



Figura 5.4. Foto de mecanismo de transmisión dividido en arreglo de agujeros 1 y arreglo de agujeros 2

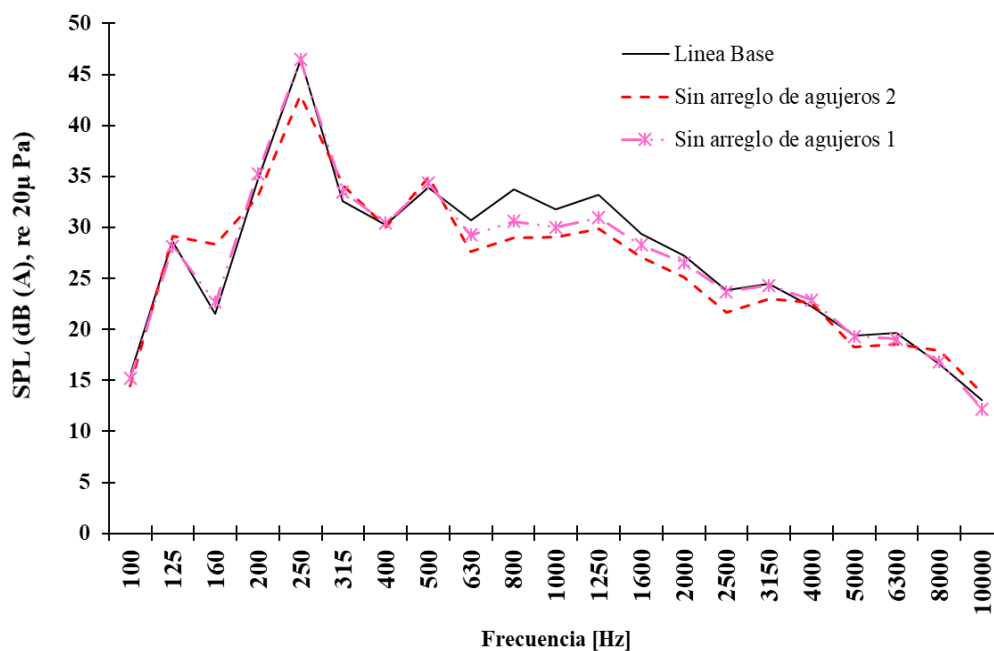


Figura 5.5. Espectro de bandas de frecuencia de las mediciones del refrigerador: Línea base (SPL global de 47.9 dB(A)), sin arreglo de agujeros 2 (SPL global de 45.4 dB(A)), sin arreglo de agujeros 1 (SPL global de 47.8 dB(A)).

Las mediciones del ruido generado por un refrigerador completo en un campo difuso, se realizaron en una cama en una cámara reverberante y usando el método de medición que se describe en la sección 3.5.2.1. Las condiciones de operación de las fuentes son descritas en la sección 3.4.1. En la figura 5.5 se muestran los resultados de estas mediciones

removiendo los grupos de arreglo de agujeros comparados con la línea base (sin ninguna modificación).

Para la configuración sin arreglo de agujeros 2 se obtiene una reducción de 2.5 dB(A) y en la configuración sin arreglo de agujeros 1 se obtiene una reducción de 0.1 dB(A). En ambas configuraciones se observa una reducción de SPL en el rango de frecuencias de 630 Hz a 2,000 Hz.

5.2 Análisis de resultados del caso de estudio 2

En el capítulo 4 fue desarrollado un modelo SEA de una campana de extracción para la predicción del nivel de presión acústica en un campo reverberante, usando como entradas de excitación datos experimentales obtenidos de la caracterización de su fuente de ruido y vibración. El modelo fue validado con mediciones experimentales de la unidad completa en una cámara reverberante, obteniendo una buena correlación entre la simulación y los datos experimentales de SPL como se muestra en la figura 4.15.

La buena correlación mostrada en la comparación entre las mediciones experimentales y los resultados de la predicción por medio del modelo SEA significan que este modelo de simulación es lo suficientemente bueno para ser usado como herramienta de diseño para reducir las emisiones de ruido generadas por la campana.

Una de las cualidades del modelo es la estimación de los flujos de energía entre los subsistemas proporcionando información muy útil para mejorar el diseño vibroacústico. Utilizando el modelo SEA se identificaron los principales caminos por donde se transmite la mayor cantidad de energía de la campana a la cámara reverberante, donde los mayores flujos de potencia se muestran en la figura 4.16. Se identificó que la cavidad salida de aire (donde se localiza el ventilador de extracción) es la que irradia la mayor cantidad de energía a la cámara reverberante.

Los mecanismos de transmisión de energía principales de la cavidad ventilador a la cámara son la apertura de entrada, la apertura de salida, la placa soporte y la placa perforada. Tomando en cuenta los mecanismos de transmisión, la apertura de entrada y la apertura de salida, un método de aislamiento de sonido fue propuesto para la reducción de ruido, usando el modelo SEA de la sección 4.3.3.2, sin modificar las fuentes o algún otro elemento de la campana. Se realizan cuatro iteraciones diferentes: reduciendo el área a la mitad de la apertura de salida, eliminando solo el mecanismo de transmisión apertura de salida, eliminando solo el mecanismo de transmisión apertura de entrada y eliminando ambos caminos de transmisión. Los resultados se muestran en la figura 4.17. Se logra una reducción de SPL considerable en el rango de 2,500 a 10,000 Hz si se eliminan ambos mecanismos de transmisión, sin embargo, no se tuvo una reducción considerable en el ruido global de la campana, ya que las frecuencias con mayor amplitud se encuentran en rangos de frecuencias baja y el método de aislamiento solo funciona en altas frecuencias.

5.2.1 Propuestas de mejora para la reducción de ruido usando modelo SEA.

En base al análisis de resultados presentado anteriormente para la campana, se demuestra que el método del aislamiento de sonido de la fuente (ventilador de extracción) no es efectivo para la reducción del ruido radiado hacia la cámara, debido a que las frecuencias con mayor amplitud de SPL se encuentran en rangos de frecuencias baja y estas son asociadas a los caminos de transmisión placa soporte y placa perforada.

Por lo que se investigará sensibilidad de estos mecanismos de transmisión al de ruido global de la campana, modificando las movilidades de la placa soporte y la placa perforada del modelo SEA, sin modificar la fuente.

Las movilidades de las placas están en función de su espesor y las propiedades mecánicas de estas. Se realizaron tres iteraciones diferentes: se redujo el espesor de la placa soporte, se incrementó el espesor de la placa perforada y se redujo el espesor de la placa soporte al tiempo que se incrementó el de la placa perforada.

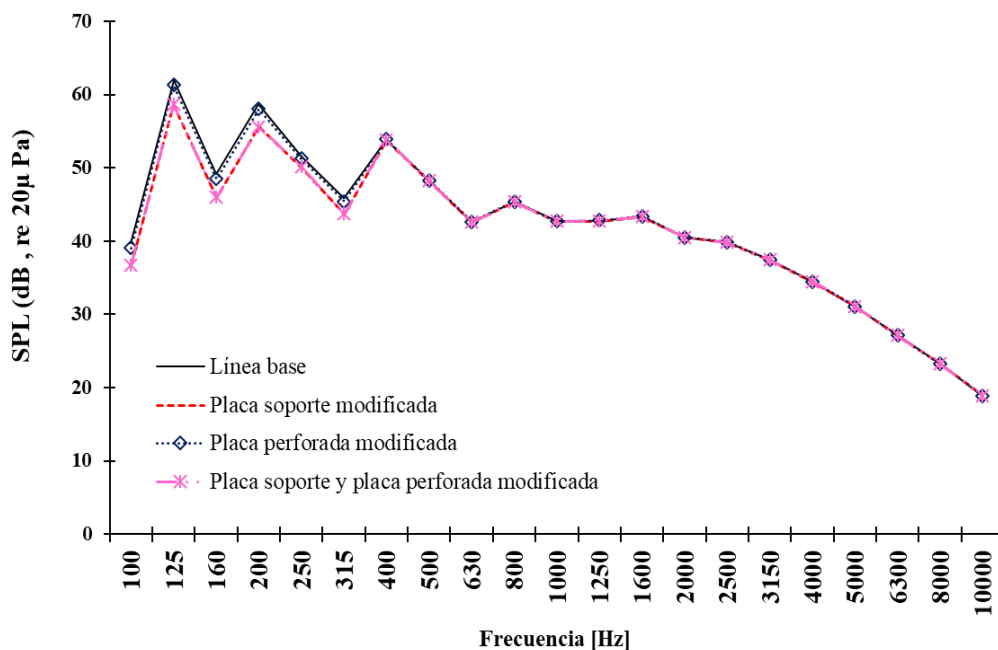


Figura 5.6. Comparación entre las predicciones de SPL de la línea base (predicción sin modificar ningún parámetro), reduciendo el espesor de la placa soporte a 0.0005 m, aumentando el espesor de la placa perforada a 0.0007 m, tercero, reduciendo el espesor de la placa soporte a 0.0005 m y aumentando el de la placa perforada a 0.0007 m.

Los resultados en la figura 5.6 muestran una línea base de la simulación y tres diferentes modelos de iteraciones. Se predice que aumentando el espesor de la placa perforada la reducción de ruido producida no es despreciable. Cuando se reduce el espesor de la placa soporte se obtiene una reducción perceptible en el rango de 100 a 315 Hz, con una reducción del SPL global 2.5 dB cuando se compara con la línea base. Finalmente cuando se modifican ambos mecanismos de transmisión se obtiene la misma reducción de SPL que modificando la placa soporte.

Esto quiere decir que se obtiene una reducción al ruido global de la campana en bajas frecuencias si se modifica la movilidad de la placa soporte (receptora) o se reduce la potencia transmitida de la fuente a la placa modificando el acoplamiento entre estas (agregando elementos disipadores de energía). Si se desea obtener una reducción en todo el rango de frecuencias se puede combinar la modificación de la placa soporte y una reducción del área de la apertura de salida (método de aislamiento), tomando en cuenta una reducción que no afecte el funcionamiento de extracción de la campana.

Conclusiones

Se ha presentado y validado el modelo SEA de un refrigerador y una campana. Los modelos son complejos debido a la gran número de subsistemas involucrados y también a la diferente naturaleza de estos: placas de diferentes tipos (homogéneas, en capas) y cavidades acústicas (dentro del refrigerador, la campana y la cámara de reverberante donde se realiza la prueba). También se deben considerar varios mecanismos de transmisión y radiación: transmisión forzada y resonante a través de los diferentes tipos de placas, transmisión a través de aberturas, arreglo de agujeros y aperturas, conexiones estructurales (uniones y puntos). Algunos elementos de los dos casos de estudio representan un desafío desde el punto de vista de modelado debido a su diseño complejo. Un ejemplo son las fuentes acústicas y de vibración: compresor y ventiladores. Estas partes del modelo para las cuales no existen formulaciones simples, se han caracterizado por medio de datos experimentales (experimentos de laboratorio de estas partes aisladas). Se muestra cómo la combinación de entradas por medio de mediciones y fórmulas clásicas han conducido a un buen resultado final.

Las principales conclusiones que se pueden obtener de la investigación son las siguientes:

- Se cumple con la hipótesis planteada ya que es posible generar modelos SEA para calcular el ruido generado por los dos electrodomésticos en el rango de frecuencias deseado. Teniendo en cuenta una subdivisión adecuada de ambos sistemas en subsistemas, una correcta evaluación de los factores de pérdida por acoplamiento, factores de pérdida interna y las entradas de potencia al modelo (usando modelos numéricos y técnicas experimentales).
- Existe una buena concordancia entre los resultados de la simulación y los datos medidos en el rango de 100 a 10,000 Hz. Esto se muestra, por ejemplo, en la figura 3.51 para el refrigerador en las condiciones de trabajo habituales con una variación máxima de la predicción con respecto a los datos experimentales de 2.23 dB(A) y 8.2 dB(A) en la figura 3.52 para el refrigerador trabajando solo con algunas de las fuentes vibroacústicas activas. El acuerdo también es bueno a frecuencias bastante bajas donde las hipótesis de SEA tienden a no cumplirse por completo. Lo mismo para la campana en la figura 4.15 trabajando con una sola fuente con una variación máxima de la predicción con respecto a los datos experimentales de 7.7 dB.
- En la configuración actual del refrigerador, los caminos más críticos en términos de ruido generado en la habitación son aquellos relacionados con la cavidad del compresor, más precisamente, la transmisión de sonido a través de una apertura en la base de esa cavidad. Este es el camino dominante en casi todas las frecuencias. Los caminos de transmisión principales ayudan a identificar los parámetros y dimensiones más importantes en el diseño que afectan el rendimiento vibroacústico

del refrigerador. Para la campana, los caminos más críticos de ruido generado en la cámara son aquellos relacionados en la cavidad del ventilador, el principal es la transmisión de sonido a través de la placa soporte. Este camino es el dominante en frecuencias bajas donde se encuentra la mayor amplitud del ruido generado por la campana.

- El orden de magnitud de cualquiera de los caminos críticos (los cuatro mecanismos de transmisión que comienzan en la cavidad del compresor) es comparable con todos los otros sonidos generados por la vibración de la estructura del refrigerador (caminos de radiación).
- Cuando se miden aisladas las fuentes del refrigerador, el compresor es la fuente que puede generar más potencia acústica. La potencia máxima se genera en el rango de frecuencia entre 160 Hz a 630 Hz.
- Cuando se miden aisladas las fuentes del refrigerador, el ventilador evaporador es el dispositivo que inyecta más energía a la estructura del refrigerador en términos de potencia de vibración. Esto sucede en el rango de frecuencia de 100 a 400 Hz. En todas las fuentes, la potencia mecánica inyectada disminuye con la frecuencia.
- Con respecto al SPL, la diferencia más pequeña entre la fuente que actúa aislada o dentro de la estructura del refrigerador se encuentra para el compresor. Esto ocurre en todo el rango de frecuencia y se debe principalmente al pobre aislamiento acústico que a menudo existe entre la cavidad del compresor y el exterior (muy a menudo, se deben respetar las restricciones térmicas en el diseño). Por el contrario, la estructura del refrigerador tiene una gran influencia en la respuesta acústica del ventilador evaporador. El SPL en la cámara reverberación causado por el ventilador evaporador que trabaja solo o dentro de del refrigerador es muy diferente. Debido a la posición donde está instalado el ventilador del evaporador, la interacción con el resto del refrigerador es importante.
- Se midieron las movibilidades de los puntos de contacto de cada fuente para evaluar la potencia transmitida por la estructura desde las fuentes hasta las placas de instalación. Con respecto a las movibilidades para ambos ventiladores probados, hay una pequeña diferencia entre cada punto de contacto, con una diferencia máxima de 10 dB en 315 Hz en el ventilador condensador y una diferencia máxima de 6 dB en 2,000 Hz en el ventilador evaporador. Los resultados de movilidad muestran una diferencia entre los cuatro puntos de contacto en el compresor de 10 dB en las bandas de frecuencias bajas, pero la diferencia es pequeña cuando solo se comparan los pares de puntos de contacto (1,2 y 3,4). Este comportamiento es debido a que los puntos de contacto número 1 y 2 pertenecen a uno de las placas soporte del compresor, mientras que los puntos de contacto número 3 y 4 pertenecen a la otra placa soporte. Los resultados para los puntos de contacto el ventilador de extracción

de la campana, muestran un diferencia máxima en la movilidad medida de 8 dB en 100 Hz

- La medición de la intensidad del sonido en cada cara del refrigerador proporcionó información muy valiosa para identificar la zona crítica en cada frecuencia. En la mayoría de las frecuencias, los mapas de contorno indicaron que la parte más importante del ruido provenía de la cavidad del compresor. Pero en otro (es decir, 315 Hz) la principal fuente de ruido fue el ventilador localizado en el congelador del refrigerador.

Agradecimientos

Me gustaría agradecer el apoyo del Consejo Nacional de Ciencias y Tecnologías de México (programa de becas CONACyT) y a la Universidad Nacional Autónoma de México, DGAPA-UNAM (proyectos PAPIIT-PAPIME). También me gustaría agradecer al Dr. Jordi Poblet-Puig por su gran apoyo, orientación y entregar a este proyecto, quien pertenece al grupo de investigación LaCàN de la Universitat Politècnica de Catalunya (UPC).

A la Universitat Politècnica de Catalunya por toda la atención, el uso de sus instalaciones y el soporte brindado durante mi estancia doctoral. Al laboratorio de acústica de Mabe TyP por su soporte y proveer las instalaciones para desarrollar mi trabajo doctoral.

A mi tutor y mi comité tutor, Dr. Marcelo López Parra, Dr. Martín Ortega Breña, Dr. Francisco Cuenca Jiménez, Dr. Ricardo Yáñez Valdez, Dr. Alejandro Cuauhtémoc Ramírez Reivich y Dr. Jesús Manuel Dorador González, por su paciencia y apoyo durante todo el proyecto, sus revisiones de mi trabajo de tesis y por sus valiosos consejos.

A la empresa mabe TyP, por permitirme la realización de este proyecto dentro de sus instalaciones, facilitándome los recursos necesarios para la consecución de los objetivos planteados. Al M.C. Luis Ballesteros Martínez e Ing. Edgardo Matus Benítez por haberme asesorado en este proyecto.

A mi familia que siempre me apoyo para realizar mis estudios de posgrado y poderlos culminar gracias a ellos.

Bibliografía

- [1] Supplementing Directive 2010/30/EU of the European Parliament and of the Council with regard to energy labelling of household refrigerating appliances. Official journal of the European Union. Commission communication in the framework of the implementation of Commission delegated Regulation (EU) No 1060/2010.
- [2] AEA group. Aea energy & environment (2008). Discussion report: Eu ecolabel for refrigeration. Commission of the European Communities network.
- [3] EN-60704:2014 household and similar electrical appliances – test code for the determination of airborne acoustical noise.
- [4] ANSI/ASHRAE Standard 62.2-2016. Ventilation and Acceptable Indoor Air Quality in Residential Buildings, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2017.
- [5] HVI-915:2015 HVI Loudness Testing and Rating Procedure, Home Ventilating Institute, 2014.
- [6] ISO-3745, acoustics determination of sound power levels of noise sources precision methods for anechoic and semi-anechoic rooms. International Organization for Standardization, 2003.
- [7] J.Y Jeon and J. K. Ryu. Allowable noise levels of residential noises. In INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings, volume 2006, pages 1949–1955. Institute of Noise Control Engineering, 2006.
- [8] S. Sato, J. You, and J. Y. Jeon. Sound quality characteristics of refrigerator noise in real living environments with relation to psychoacoustical and autocorrelation function parameters. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 122(1):314–325, 2007.
- [9] J.Y. Jeon, J. You, and H.Y. Chang. Sound radiation and sound quality characteristics of refrigerator noise in real living environments. *Appl. Acoust.*, 68(10):1118–1134, 2007.
- [10] C. B. Neto, C. Melo, A. Lenzi, and A. Caetano. Noise generation in house-hold refrigerators: an experimental study on fluid borne noise. In *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 2014.
- [11] C. Lee, Y. Cho, B. Baek, S. Lee, D. Hwang, and K. Jo. Analyses of refrigerator noises. In *Industrial Electronics, 2005. ISIE 2005. Proceedings of the IEEE International Symposium on*, volume 3, pages 1179–1184. IEEE, 2005.
- [12] H. Koruk, A. Arisoy, and N. Bilgin. Quantification of the flow noise in household refrigerators. *Journal of Vibroengineering*, 16(7), 2014.
- [13] A. Öztürk, and G. G. Yapıcı. Study on the refrigerator bottom cabinet cavity acoustic behavior. In *The 21st International Congress on Sound and Vibration. International Institute of Acoustics and Vibrations*, 2014.

- [14] O. Çelikkan, and H. Erol. Vibroacoustic Analysis of a Refrigerator Freezer Cabinet Coupled with an Air Duct. *Advances in Acoustics and Vibration*, 2017.
- [15] K. Tojo, S. Machida, S. Saegusa, and T. Hirata. Noise reduction of refrigerator compressors. *International Compressor Engineering Conference*, 1980.
- [16] C. I. Chu, H. T. Hua, and I. C. Liao. Effects of three-dimensional modes on acoustic performance of reversal flow mufflers with rectangular cross-section. *Computers & Structures*, 79(8):883–890, 2001.
- [17] C. Svendsen, J. E. Nissen, S. E. Nielsen, and P. Bjerre. Suction pulsations and flow-induced noise in reciprocating compressors. *International Compressor Engineering Conference*, 2008.
- [18] H. Kawai, H. Sasano, I. Kita, and T. Ohta. The compressor noise-shell and steel materials. *International Compressor Engineering Conference*, 1988.
- [19] J. Guo, J. Luo, Y. Guo, X. Pan, X. Fang, and X. Wu. Noise test and control for household refrigerator compressor. In *Information and Automation, 2015 IEEE International Conference on*, pages 112–115. IEEE, 2015.
- [20] T. Wright and W. E. Simmons. Blade sweep for low-speed axial fans. In *ASME 1989 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, pages V001T01A026–V001T01A026. American Society of Mechanical Engineers, 1989.
- [21] A. Takushima, Y. Shinobu, S. Tanaka, M. Eguchi, and K. Matsuki. Fan noise reduction of household refrigerator. *IEEE transactions on industry applications*, 28(2):287–292, 1992.
- [22] M. J. Lighthill. On sound generated aerodynamically i. general theory. *Proc. R. Soc. Lond. A*, 211(1107):564–587, 1952.
- [23] S. Lee, S. Heo, and C. Cheong. Prediction and reduction of internal blade-passing frequency noise of the centrifugal fan in a refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, 33(6):1129–1141, 2010.
- [24] S. Heo, C. Cheong, and T. Kim. Development of low-noise centrifugal fans for a refrigerator using inclined s-shaped trailing edge. *International journal of refrigeration*, 34(8):2076–2091, 2011.
- [25] F. Gue, C. Cheong, and T. Kim. Development of low-noise axial cooling fans in a household refrigerator. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 25(12):2995–3004, 2011.
- [26] S. Heo, C. Cheong, and T. Kim. Unsteady fast random particle mesh method for efficient prediction of tonal and broadband noises of a centrifugal fan unit. *AIP Advances*, 5(9):097133, 2015.
- [27] S. H. Chang, H. W. Wu and C. F. Hung. A sound quality study of household electrical appliances by jury test in indoor space. *The Open Acoustics Journal*, 6(1), 2013.
- [28] A. V. Gomez. *New Procedure for Loudness Assessment and Noise Attenuation of Ventilation Kitchen Range Hoods (Thesis Master)*, 2015.

- [29] R.H. Lyon and R. G. DeJong. Theory and application of statistical energy analysis. Butterworth-Heinemann, 1995.
- [30] R. H. Lyon and G. Maidanik. Power flow between linearly coupled oscillators. The journal of the Acoustical Society of America, 34(5), 623-639, 1962.
- [31] P. W. Smith Jr. Response and radiation of structural modes excited by sound. The Journal of the Acoustical Society of America, 34(5), 640-647, 1962.
- [32] A. K. Fung and E. B. Davis. Prediction of airplane aft-cabin noise using statistical energy analysis. The Journal of the Acoustical Society of America, 118(3):1847–1847, 2005.
- [33] C. T. Musser, J. E. Manning, and G. C. Peng. Predicting vehicle interior sound with statistical energy analysis. Sound & Vibration, 46(12):8, 2012.
- [34] G. Borello. Virtual sea analysis of a warship classification. In *10ème Congrès Français d'Acoustique*, 2010.
- [35] J. Forssén, S. Tober, A. C. Corakci, A. Frid, and W. Kropp. Modelling the interior sound field of a railway vehicle using statistical energy analysis. Applied Acoustics, 73(4):307–311, 2012.
- [36] J. Zhang, X. Xiao, X. Sheng, C. Zhang, R. Wang, and X. Jin. Sea and contribution analysis for interior noise of a high speed train. Applied Acoustics, 112:158–170, 2016.
- [37] D. Barpanda and J. M. Tudor. Solutions-based approach for reducing noise in washing machines. Sound and Vibration, 19(11):6, 2009.
- [38] R. Zarate, E. Matus, M. Lopez, and L. Ballesteros. Design of quieter kitchen appliances: Sound pressure level modeling and validation of a household refrigerator using statistical energy analysis. In Proceedings of Meetings on Acoustics 173EAA, volume 30, page 030009. ASA, 2017.
- [39] L. Cremer, M. Heckl, and B. A. T. Petersson, Structure-Borne Sound: Structural Vibrations and Sound Radiation at Audio Frequencies, (3rd Edition), Springer, Berlin, 2005.
- [40] M. J. Crocker and A. J. Price. Sound transmission using statistical energy analysis. Journal of Sound and Vibration, 9(3), 469-486, 1969.
- [41] C. Díaz Cereceda. Efficient models for building acoustics: combining deterministic and statistical methods, Thesis, 2013.
- [42] R. J. M. Craik. Sound transmission through buildings: using statistical energy analysis. Gower Publishing Company, 1996.
- [43] L. Cremer, M. Heckel, and E. Ungar. Structure-borne sound. Springer-Verlag, 1973.
- [44] A. Keane, and W. Price . Statistical energy analysis of strongly coupled systems. Journal of Sound and Vibration, 117 (2), 363–386, 1987.
- [45] X. Wang. Coupling loss factor of linear vibration energy harvesting systems in a framework of statistical energy analysis. Journal of Sound and Vibration, 362, 125-141, 2016.

- [46] A. Elmallawany. Criticism of statistical energy analysis for the calculation of sound insulation - Part 1: Single partitions. *Applied Acoustics*, 11 (4), 305–312, 1978.
- [47] J. Woodhouse. An approach to the theoretical background of statistical energy analysis applied to structural vibration. *Journal of the Acoustical Society of America* 69 (6), 1695–1709, 1981.
- [48] J.A. STELL and R.J.M. CRAIK, Statistical energy analysis of structure-borne sound-transmission by finite-element methods. *Journal of Sound and Vibration*, 178(4), 553-561, 1994.
- [49] M. Wachulec, P.H. Kirkegaard and S.R.K. Nielsen, Methods of estimation of structure borne noise in structures – review, *Structural Dynamics*, 20, 2000.
- [50] A.D. Mohammed, H.S. Ibrahim, The Estimation of Vibrational Energy of Two Coupled (Welded) Plates Using Statistical Energy Analysis, *Al-Khwarizmi Engineering Journal*, 7(4), pp 41-53, 2011.
- [51] L. Maxit and J. L. Guyader. Estimation of SEA coupling loss factors using a dual formulation and FEM modal information, part I: theory. *Journal of sound and vibration*, 239(5), 907-930, 2001.
- [52] L. Maxit and J. L. Guyader. Estimation of SEA coupling loss factors using a dual formulation and FEM modal information, part II: Numerical applications. *Journal of sound and vibration*, 239(5), 931-948, 2001.
- [53] L. Maxit and J. L. Guyader. Extension of SEA model to subsystems with non-uniform modal energy distribution. *Journal of Sound and Vibration*, 265 (2), 337–358, 2003.
- [54] B. Mace. Statistical energy analysis: coupling loss factors, indirect coupling and system modes. *Journal of Sound and Vibration*, 279 (1-2), 141–170, 2005.
- [55] C. Díaz, J. Poblet and A. Rodriguez. Numerical estimation of coupling loss factors in building acoustics. *Journal of Sound and Vibration*, 332(21), 5433-5450, 2013.
- [56] J.E. Manning, Use of Measured Mobility to Improve SEA Predictions in the Mid-Frequency Range, In *Proceedings of DETC99, Las Vegas, Nevada, USA*, pp.12-15, 1999.
- [57] R. Panuszka, J. Wiciak and M. Iwaniec, Experimental assessment of coupling loss factors of thin rectangular plates, *Archives of Acoustics*, 30, 4, pp. 533–551, 2005.
- [58] C. CACCIOLATI and J.L. GUYADER, Measurement of SEA coupling loss factors using point mobilities, 1994 *Phil. Trans. R. Soc. Lond.* 346, 465-475, 1994.
- [59] K. Delaere, M. Iadevaia, W. Heylen, P. Sas, K. Hameyer, R. Belmans, Statistical Energy Analysis of Acoustic Noise and Vibration for Electric Motors: Transmission from Air gap Field to Motor Frame, *Conference Record - IAS Annual Meeting (IEEE Industry Applications Society)* 3:1897 - 1902 vol.3, 1999.
- [60] E. R. O. Santos K. M. Ahmida J.R.F. Arruda J. M. C. Dos Santos, Experimental determination of vibration energy and sea coupling loss factors of a t-shaped beam, 17th *International Congress of Mechanical Engineering*, pp 9, 2003.

- [61] K. Renji, P. Nair, and S. Narayanan. Non-resonant response using statistical energy analysis. *Journal of Sound and Vibration*, 241 (2), 253–270, 2001.
- [62] R. Zarate, M. Lopez, and M. Ortega. Estimation of coupling loss factors employed in the statistical energy analysis of kitchen appliances. In *Proceedings of Meetings on Acoustics 173EAA* (Vol. 30, No. 1, p. 030008). ASA, 2017, June.
- [63] G. Müller and M. Möser, eds. *Handbook of engineering acoustics*, Springer Science & Business Media, 2012.
- [64] ISO-3744: 1994, *Acoustics-Determination of sound power levels of noise sources using sound pressure-Engineering method in an essentially free field over a reflecting plane*. 1994.
- [65] ISO-3746:2010, *Acoustics—Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure — Survey method using an enveloping measurement surface over a reflecting plane*. 2010.
- [66] ISO-9614-1:1993. *Determination of sound power levels of noise sources using sound intensity*. International Organization for Standardization, 1993.
- [67] ISO-3741:2010. *Acoustics -determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure*. International Organization for Standardization, 2010.
- [68] L. Du, *Characterisation of air-borne sound sources using surface coupling techniques*. Diss. 2016.
- [69] J. D. Maynard, E. G. Williams and Y. Lee, Nearfield acoustic holography: I. Theory of generalized holography and the development of NAH. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 78(4), 1395-1413, 1985.
- [70] H. Fleischer and V. Axelrad, Restoring an acoustic source from pressure data using Wiener filtering. *Acustica*, 60(2), 172-175, 1986.
- [71] R. Reibold, Sound source reconstruction using fourier optics. *Acta Acustica united with Acustica*, 63(1), 60-64, 1987.
- [72] E. G. Williams, H. D. Dardy and K. B. Washburn, Generalized nearfield acoustical holography for cylindrical geometry: Theory and experiment. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 81(2), 389-407, 1987.
- [73] G. T. Kim and B. H. Lee, 3-D sound source reconstruction and field reprediction using the Helmholtz integral equation. *Journal of Sound and Vibration*, 136(2), 245-261, 1990.
- [74] X. Zhao and S. F. Wu, Reconstruction of vibro-acoustic fields using hybrid nearfield acoustic holography. *Journal of Sound and Vibration*, 282(3-5), 1183-1199, 2005.
- [75] S. F. Wu, Hybrid near-field acoustic holography. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 115(1), 207-217, 2004.
- [76] B. K. Gardner and R. J. Bernhard, A noise source identification technique using an inverse Helmholtz integral equation method. *Journal of vibration, acoustics, stress, and reliability in design*, 110(1), 84-90, 1988.

- [77] W. A. Veronesi and J. D. Maynard, Digital holographic reconstruction of sources with arbitrarily shaped surfaces. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 85(2), 588-598, 1989.
- [78] M. R. Bai, Application of BEM (boundary element method)-based acoustic holography to radiation analysis of sound sources with arbitrarily shaped geometries. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 92(1), 533-549, 1992.
- [79] S. F. Wu, Methods for reconstructing acoustic quantities based on acoustic pressure measurements. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 124(5), 2680-2697, 2008.
- [80] D. W. Herrin, J. Liu, F. Martinus, D. J. Kato and S. Cheah, Prediction of sound pressure in the far field using the inverse boundary element method. *Noise Control Engineering Journal*, 58(1), 74-82, 2010.
- [81] A. Lindberg and G. Pavic, Characterisation of air-borne noise by a dummy-source approach. In *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings* (Vol. 251, No. 1, pp. 669-681). Institute of Noise Control Engineering, 2015, April.
- [82] G. Pavić and A. Lindberg, Airborne sound characterisation by a dummy source approach. *Journal of Sound and Vibration*, 392, 91-112, 2017.
- [83] F. Holste, An equivalent source method for calculation of the sound radiated from aircraft engines. *Journal of sound and vibration*, 203(4), 667-695, 1997.
- [84] M. Ochmann, The complex equivalent source method for sound propagation over an impedance plane. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 116(6), 3304-3311, 2004.
- [85] M. Ochmann, Multiple radiator synthesis-an effective method for calculating the radiated sound field of vibrating structures of arbitrary surface configuration. *Acustica*, 72(4), 233-246, 1990.
- [86] R. Jeans and I. C. Mathews, The wave superposition method as a robust technique for computing acoustic fields. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 92(2), 1156-1166, 1992.
- [87] M. Ochmann, The full-field equations for acoustic radiation and scattering. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 105(5), 2574-2584, 1999.
- [88] R. Piscoya, H. Brick, M. Ochmann and P. Költzsch, Equivalent source method and boundary element method for calculating combustion noise. *Acta Acustica United with Acustica*, 94(4), 514-527, 2008.
- [89] M. Ohlrich, L. Friis, S. Aatola, A. Lehtovaara, M. Martkainen and O. Nuutila, Round Robin test of technique for characterizing the structureborne sound-source-strength of vibrating machines. In *6th European Conference on Noise Control* (pp. 1-8), 2006.
- [90] G. J. O'Hara. Mechanical impedance and mobility concepts. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 41(5):1180-1184, 1967.

- [91] G. Pavić and A. S. Elliott, Structure-borne sound characterization of coupled structures—Part I: simple demonstrator model. *Journal of Vibration and Acoustics*, 132(4), 041008, 2010.
- [92] A. Elliott and A. T. Moorhouse, Characterisation of structure borne sound sources from measurement in-situ. *Journal of the Acoustical Society of America*, 123(5), 3176, 2008.
- [93] A. T. Moorhouse, A. S. Elliott and T. A. Evans, In situ measurement of the blocked force of structure-borne sound sources. *Journal of Sound and Vibration*, 325(4-5), 679-685, 2009.
- [94] D. Lennström, M. Olsson, F. Wullens and A. Nykänen, Validation of the blocked force method for various boundary conditions for automotive source characterization. *Applied Acoustics*, 102, 108-119, 2016.
- [95] T. Shin, Y. S. Kim, K. An and S. K. Lee, Transfer path analysis of rumbling noise in a passenger car based on in-situ blocked force measurement. *Applied Acoustics*, 149, 1-14, 2019.
- [96] J. M. Mondot and B. Petersson, Characterization of structure-borne sound sources: the source descriptor and the coupling function. *Journal of sound and vibration*, 114(3), 507-518, 1987.
- [97] B. A. T. Petersson and B. M. Gibbs, Use of the source descriptor concept in studies of multi-point and multi-directional vibrational sources. *Journal of Sound and Vibration*, 168(1), 157-176, 1993.
- [98] B. Petersson and J. Plunt, On effective mobilities in the prediction of structure-borne sound transmission between a source structure and a receiving structure, part I: theoretical background and basic experimental studies. *Journal of Sound and Vibration*, 82(4), 517-529, 1982.
- [99] M. M. Späh and B. M. Gibbs, Reception plate method for characterisation of structure-borne sound sources in buildings: Assumptions and application. *Applied Acoustics*, 70(2), 361-368, 2009.
- [100] B. M. Gibbs, R. Cookson and N. Qi, Vibration activity and mobility of structure-borne sound sources by a reception plate method. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 123(6), 4199-4209, 2008.
- [101] A. R. Mayr and B. M. Gibbs, Single equivalent approximation for multiple contact structure-borne sound sources in buildings. *Acta Acustica united with Acustica*, 98(3), 402-410, 2012.
- [102] T. H. Alber, B. M. Gibbs and H. M. Fischer, Characterisation of valves as sound sources: Structure-borne sound. *Applied Acoustics*, 70(5), 661-673, 2009.
- [103] J. Scheck and B. Gibbs, Impacted lightweight stairs as structure-borne sound sources. *Applied Acoustics*, 90, 9-20, 2015.
- [104] M. H. A. Janssens and J. W. Verheij, A pseudo-forces methodology to be used in characterization of structure-borne sound sources. *Applied Acoustics*, 61(3), 285-308, 2000.

- [105] Q. Leclere, C. Pezerat, B. Laulagnet and L. Polac, Indirect measurement of main bearing loads in an operating diesel engine. *Journal of Sound and Vibration*, 286(1-2), 341-361, 2005.
- [106] L. J. Eriksson and P. T. Thawani, Theory and practice in exhaust system design (No. 850989). SAE Technical Paper, 1985.
- [107] H. Boden and F. Albertson, Linearity tests for in-duct acoustic one-port sources. *Journal of Sound and Vibration*, 237(1), 45-65, 2000.
- [108] M. G. Prasad and M. J. Crocker, Acoustical source characterization studies on a multi-cylinder engine exhaust system. *Journal of Sound and Vibration*, 90(4), 479-490, 1983.
- [109] D. F. Ross and M. J. Crocker, Measurement of the acoustic internal source impedance of an internal combustion engine. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 74(1), 18-27, 1983.
- [110] M. L. Kathuriya and M. L. Munjal, Experimental evaluation of the aeroacoustic characteristics of a source of pulsating gas flow. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 65(1), 240-248, 1979.
- [111] H. S. Alves and A. G. Doige, A three-load method for noise source characterization in ducts, NOISE-CON 87, 329-334, 1987.
- [112] H. Bodén, The multiple load method for measuring the source characteristics of time-variant sources. *Journal of Sound and Vibration*, 148(3), 437-453, 1991.
- [113] M. G. Prasad, A four load method for evaluation of acoustical source impedance in a duct. *Journal of Sound and Vibration*, 114(2), 347-356, 1987.
- [114] Y. I. Bobrovnikskii and G. Pavic, Modelling and characterization of airborne noise sources. *Journal of sound and vibration*, 261(3), 527-555, 2003.
- [115] EN 12354-5 building acoustics - estimation of acoustic performance of building elements from the performance of elements - part 5: sound levels due to service equipment; 2000.
- [116] EN 15657-1 acoustic properties of building elements and of buildings – laboratory measurement of airborne and structure-borne sound from building equipment, part 1: Simplified cases where the equipment mobilities are much higher than the receiver mobilities, taking whirlpool baths as an example; 2009.
- [117] ANSI/AHRI Standard 530-2011. 530, Method of measuring sound of sound and vibration of refrigerant compressors. Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute (AHRI), 2011.
- [118] C. Hopkins. Sound insulation. Butterworth-Heinemann, 2012.
- [119] C. Höller, Indirect methods of obtaining activity and mobility of structure-borne sound sources, (Doctoral dissertation, University of Liverpool), 2013.

- [120] ISO-9611:1996. Characterization of sources of structure-borne sound with respect to sound radiation from connected structures - measurement of velocity at the contact points of machinery when resiliently mounted. International Organization for Standardization, 1996.
- [121] B.A.T. Petersson and B.M. Gibbs. Towards a structure-borne sound source characterization. *Applied Acoustics*, 61(3):325-343, 2000.
- [122] C. Díaz, J. Poblet and A. Rodriguez, Pushing SEA beyond its limits: a model for real building structures. *Proceedings of Internoise 2013*. 2013.
- [123] ISO-7626:1990. Vibration and shock - experimental determination of mechanical mobility, part 2: Measurements using single-point translation excitation with and attached vibration exciter, 1990.
- [124] P. Gardonio, M.J. Brennan, Mobility and impedance methods in structural dynamics, in: F. Fahy, J. Walker (Eds.), *Advanced Applications in Acoustics, Noise and Vibration*, London, pp. 389–447, 2004.
- [125] S. Mathiowetz and H.A. Bonhoff, Interface mobilities for characterization of structure-borne sound sources resiliently mounted via multiple contact points. *Journal of Sound and Vibration*, 332(22):5789-5803, 2013.
- [125] O. Salomón, S. H. Oller, & H. A. Barbat. Modelo numérico de elastómeros multi-fase y su aplicación al análisis de estructuras con aislamiento sísmico. *Centre Internacional de Mètodes Numèrics en Enginyeria (CIMNE)*, 1999.
- [126] A. T. Herfat, Experimental study of vibration transmissibility using characterization of compressor mounting grommets, dynamic stiffnesses part-i, frequency response technique development, analytical, *International Compressor Engineering Conference*, 2002.
- [127] B. Chew. Dynamic data to predict response of elastomeric isolators. *EAR Tech White Papers*, 2003.
- [128] K. Larson. Can you estimate modulus from durometer hardness for silicones. *Dow Corning Corporation*, p. 1-6, 2016.
- [129] R. Brown, *Handbook of polymer testing: physical methods*. CRC press, 1999.
- [130] M. P. Norton and D.G. Karczub. *Fundamentals of noise and vibration analysis for engineers*. Cambridge university press, 2003.
- [131] M. C. Gomperts and T. Kihlman, The sound transmission loss of circular and slit-shaped apertures in walls. *Acta Acustica united with Acustica*, 18(3), 144-150, 1967.
- [132] D. Bies and S. Hamid. In situ determination of loss and coupling loss factors by the power injection method. *Journal of Sound and Vibration*, 70(2), 187-204, 1980.
- [133] B. L. Clarkson, and M. F. Ranky, On the measurement of the coupling loss factor of structural connections. *Journal of Sound and Vibration*, 94(2), 249-261, 1984.
- [134] C. Hopkins, Statistical energy analysis of coupled plate systems with low modal density and low modal overlap. *Journal of sound and vibration*, 251(2), 193-214, 2002.

- [135] C. Hopkins, Experimental statistical energy analysis of coupled plates with wave conversion at the junction. *Journal of Sound and Vibration*, 322(1-2), 155-166, 2009.
- [136] G. A. Papagiannopoulos and G. D. Hatzigeorgiou, On the use of the half-power bandwidth method to estimate damping in building structures. *Soil Dynamics and Earthquake Engineering*, 31(7), 1075-1079, 2011.
- [137] R. M. Crane and J. W. Gillespie Jr., Characterization of the vibration damping loss factor of glass and graphite fiber composites. *Composites science and technology*, 40(4), 355-375, 1991.
- [138] J. M. Berthelot and Y. Sefrani, Damping analysis of unidirectional glass and Kevlar fibre composites. *Composites science and technology*, 64(9), 1261-1278, 2004.
- [139] N. K. Mandal, R. A. Rahman, and M. S. Leong, Experimental study on loss factor for corrugated plates by bandwidth method. *Ocean Engineering*, 31(10), 1313-1323, 2004.
- [140] J. Vaswani, N. T. Asnani and B. C. Nakra. Vibration and damping analysis of curved sandwich beams with a viscoelastic core. *Composite structures*, 10(3), 231-245, 1988.
- [141] K. Vatti, Damping estimation of plates for statistical energy analysis (Doctoral dissertation, University of Kansas), 2011.
- [142] A. Dijkmans, G. Vermeir and W. Lauriks, Sound transmission through finite lightweight multilayered structures with thin air layers. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 128(6), 3513-3524, 2010.
- [143] J. D. Chazot and J. L. Guyader, Transmission loss of double panels filled with poroagranular materials. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 126(6), 3040-3048, 2009.
- [144] R. J. M. Craik and R. S. Smith, Sound transmission through lightweight parallel plates. Part II: structure-borne sound. *Applied Acoustics*, 61(2), 247-269, 2000.
- [145] H. Á. González, E. G. S. Narváez and C. H. C. Castaño, Cálculo del coeficiente de reducción de ruido (NRC), de materiales, utilizando una cámara de insonorización. *Scientia et Technica*, 14(38), 119-124, 2008.
- [146] Z. Liu, M. Fard and J. Davy, The effects of porous materials on the noise inside a box cavity. In *ICSV22 2015* (pp. 1-8). *Acoustical Society of Italy (AIA)*, 2015.
- [147] ASTM Standard. E1050-12: Standard test method for impedance and absorption of acoustical materials using a tube. Two Microphones, and a Digital Frequency Analysis System, 2012.
- [148] À. Aragonès, J. Poblet-Puig, K. Arcas, P. V. Rodríguez, F. X. Magrans and A. Rodríguez-Ferran, Experimental and numerical study of Advanced Transfer Path Analysis applied to a box prototype. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 114, 448-466, 2019.
- [149] G. Maidanik, Response of ribbed panels to reverberant acoustic fields. *the Journal of the Acoustical Society of America*, 34(6), 809-826, 1962.

- [150] J. E. Manning and G. Maidanik, Radiation properties of cylindrical shells. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 36(9), 1691-1698, 1964.
- [151] A. Putra, K. H. Lim, R. Ramlan, M. J. M. Nor, N. Muhammad, D. J. Thompson and G. Squicciarini, Radiation Efficiency of Beam-stiffened Plate: Experimental Setup and Preliminary Results. *Procedia engineering*, 170, 266-273, 2017.
- [152] G. Squicciarini, A. Putra, D. J. Thompson, X. Zhang and M. A. Salim, Use of a reciprocity technique to measure the radiation efficiency of a vibrating structure. *Applied Acoustics*, 89, 107-121, 2015.
- [153] ISO 9614-1:1993. Determination of sound power levels of noise sources using sound intensity. International Organization for Standardization, 1993.
- [154] ISO 16283-1, Acoustics e Field Measurement of Sound Insulation in Buildings and of Building Elements e Part 1: Airborne Sound Insulation, International Organisation for Standardisation, 2014.
- [155] M. Kozupa and K. Kolber, Radiation efficiency as a crucial parameter in transformer noise evaluation. In *Forum Acusticum* (pp. 07-12), 2014, September.
- [156] ISO 10534-2, determination of sound absorption coefficient and acoustic impedance with the interferometer, 2002.
- [157] T. Kalmár-Nagy, B. D. Bak, T. Benedek and J. Vad, Vibration and noise of an axial flow fan. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*, 59(3), 109-113, 2015.
- [158] IRAM. Norma 2404-3. Etiquetado de eficiencia energética para aparatos de refrigeración de uso doméstico. parte 3- etiqueta. Instituto Argentino de Normalización y Certificación, 2015.
- [159] A. Le Bot and V. Cotoni, Validity diagrams of statistical energy analysis, *Journal of Sound and Vibration* 329(2), 221-235 2010.

Anexos

Anexo A

Evaluación de la potencia transmitida a una placa usando el método de movilidad.

Las relaciones del estado dinámico entre dos elementos, fuente y receptor por medio de un punto de contacto son requeridas para la estimación de la potencia en la placa receptora en el capítulo 2, son obtenidas usando el método de placa receptora [99, 100]. Considerando las variables en la interface del elemento fuente acoplado a el elemento receptor por medio de un elemento aislante (arandela de goma) [121], como se muestra en la figura A.1. Este tipo de unión se considera de esta forma ya que en los casos de estudios presentados en el capítulo 3, todas las uniones de las fuentes a los elementos receptores son por medio de elementos aislantes.

Suponiendo que la fuente puede estar suspendida libremente y operando en condiciones normales, la velocidad de fuente libre es registrada en un punto de contacto, es decir $v_s = v_{sf}$. Tan pronto como es conectada, el receptor da lugar a una fuerza de reacción la cual actúa en la fuente, con la conversión de direcciones positivas como se muestra en la figura A.1.

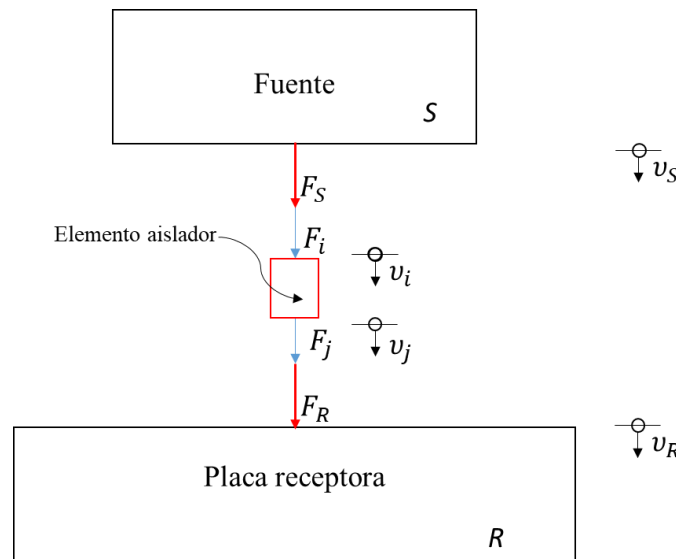


Figura A.1. Interface entre fuente y receptor por medio de un solo elemento transmisor

La velocidad en el punto de conexión viene dada como:

$$v_s = v_{sf} + F_S Y_s \quad (A.1)$$

Analógicamente, la velocidad en el punto de contacto del receptor es:

$$v_R = Y_R F_R \quad (A.2)$$

Las velocidades en las condiciones de interface con el acoplamiento por medio del elemento aislante están dadas como:

$$v_i = F_i Y_{ii} + F_j Y_{ij} \quad (A.3)$$

$$v_j = F_j Y_{jj} + F_i Y_{ji} \quad (A.4)$$

Para los elementos de transmisión, la potencia transmitida al receptor puede ser determinada. En estas ecuaciones Y_{ii} son los puntos de movilidades donde ambos, la excitación y la fuerza, son registrados en los mismos extremos de los elementos de transmisión y Y_{ij} son las movilidades de trasferencia describiendo la exitacion en un extremo (*jth*) a la respuesta en el otro (*i-ésimo*). Por lo tanto, el elemento de trasmisión es completamente caracterizado (movimiento unidireccional) por medio de la siguiente matriz de trasferencia.

$$[Y_T] = \begin{bmatrix} Y_{ii} & Y_{ij} \\ Y_{ji} & Y_{jj} \end{bmatrix} \quad (A.5)$$

Para un elemento lineal pasivo se aplica el principio de reciprocidad [121], que establece que:

$$\frac{v_i}{F_j} = \frac{v_j}{F_i} \quad (A.6)$$

En consecuencia, las movilidades de trasferencia Y_{ij} y Y_{ji} son iguales. Si, en adición, el elemento de trasmisión es simétrico, los dos puntos de movilidad son iguales.

Las condiciones ahora de las interfaces son:

$$v_S = v_i \quad , \quad F_S = -F_i$$

y

$$v_R = v_j \quad , \quad F_R = -F_j$$

Con la condición de interface, la fuerza ejercida en el receptor es encontrada

$$\begin{aligned} F_R &= \frac{v_R}{Y_R} \\ -F_j &= \frac{F_j Y_{jj} + F_i Y_{ji}}{Y_R} \\ -F_j (Y_R + Y_{jj}) &= F_i Y_{ji} \\ -F_j (Y_R + Y_{jj}) &= \frac{v_{Sf} Y_{ji} - F_j Y_{ij} Y_{ji}}{(Y_{ii} + Y_S)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -F_j(Y_R + Y_{jj})(Y_{ii} + Y_s) + F_j Y_{ij} Y_{ji} = v_{sf} Y_{ji} \\
& -F_j = \frac{v_{sf} Y_{ji}}{(Y_R + Y_{jj})(Y_{ii} + Y_s) - Y_{ij} Y_{ji}} \\
& F_R = \frac{v_{sf} Y_{ji}}{(Y_R + Y_{jj})(Y_{ii} + Y_s) - Y_{ij} Y_{ji}} \tag{A.7}
\end{aligned}$$

La potencia transmitida de una fuente a una placa receptora puede ser obtenida como:

$$\Pi_{Placa} = \frac{1}{2} F_R^2 \text{Re}\{Y_R\} \tag{A.8}$$

La expresión para F_R derivada las relaciones del estado dinámico entre la fuente y el receptor (ecuación A.7), se puede sustituir el valor obtenido en la ecuación A.8 para determinar la potencia transmitida de la fuente a la placa receptora, tomando en cuenta el acoplamiento entre ambos por medio de un elemento aislador. Puede ser escrita como:

$$\Pi_{Plate} = \frac{1}{2} \frac{(v_{sf})^2 |Y_{ji}|^2}{|(Y_R + Y_{jj})(Y_{ii} + Y_s) - Y_{ij} Y_{ji}|^2} \text{Re}\{Y_R\} \tag{A.9}$$

Las movilidades para los puntos receptor en los lado del elemento transmisor y la movilidad de transferencia del lazo de conexión son proveídas en [124, 125].

La movilidad del lazo de conexión con arandelas de goma viene dada por:

$$Y_{ii} = Y_{jj} = -j \frac{\cot(k_l l)}{A \sqrt{E \rho}} \tag{A.10}$$

$$Y_{ij} = Y_{ji} = \frac{-j}{A \sqrt{E \rho} \sin(k_l l)} \tag{A.11}$$

donde $k_l = \omega/C_l$ es el número de ondas longitudinales con la velocidad de ondas longitudinales $C_l = \sqrt{E/\rho}$, E y ρ son el módulo de elasticidad y la densidad del material, respectivamente. A es el área de la sección transversal y l es el espesor de la capa. El módulo de elasticidad es calculado de una relación semi-empírica usando S , la dureza tipo shore (A) [127, 128, 129].

La potencia promedio asociada de la fuente a la placa receptora es calculada usando la ecuación para cada punto de contacto, para N número de puntos contactos es usada la siguiente relación:

$$\Pi_{Plate} = \frac{1}{2} \sum_k^N \frac{|v_{sfk}|^2 |Y_{jik}|^2}{|(Y_{Rk} + Y_{jjk})(Y_{iik} + Y_{sk}) - Y_{ijk} Y_{jik}|^2} \text{Re}\{Y_{Rk}\} \tag{A.12}$$

Anexo B

Evaluación de la potencia transmitida de una fuente a una placa usando el método basado en el modelado SEA.

Las energías y coeficientes de pérdida por acoplamiento son requeridos para la estimación de la potencia en la placa receptora en el capítulo 2, son obtenidas del modelo SEA entre dos subsistemas acoplados estructuralmente. Partiendo de dos subsistemas: fuente y placa receptora conectados por medio de un elemento aislante (arandela de goma), este tipo de unión se considera de esta forma ya que en los casos de estudios presentados en el capítulo 3, todas las uniones de las fuentes a los elementos receptores son por medio de elementos aislantes. El subsistema fuente es excitado como se muestra en la figura B.1, se puede escribir como un balance de potencias como:

$$\Pi_{Fuente,i} + \Pi_{SR,ij} - \Pi_{RS,ji} = \Pi_{Fuente} \quad (B.1)$$

$$-\Pi_{SR,ij} + \Pi_{Placa,j} + \Pi_{RS,ji} = 0 \quad (B.2)$$

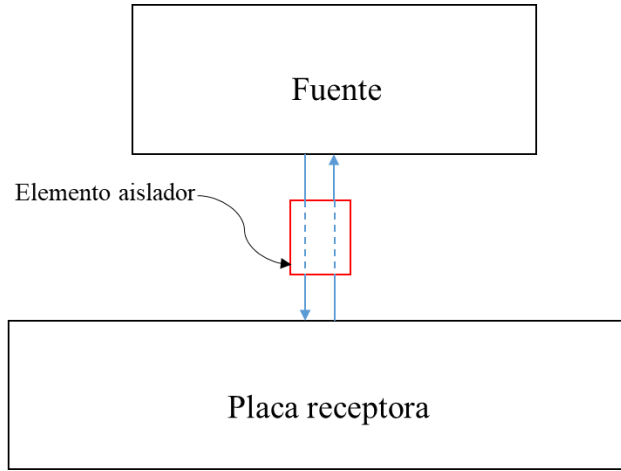


Figura B.1. Interface del elemento fuente al elemento receptor por medio de un solo elemento aislador.

La potencia transmitida de la fuente a la placa y de la placa a la fuente es dada por:

$$\Pi_{SR,ij} = \omega \eta_{SR} \langle E_S \rangle \quad (B.3)$$

$$\Pi_{RS,ji} = \omega \eta_{RS} \langle E_R \rangle \quad (B.4)$$

Una vez obtenido los balances de potencia, estos se presentan en términos de energía promedio en cada subsistema. Son dados por:

$$\omega \eta_{S,i} \langle E_S \rangle + \omega \eta_{SR} \langle E_S \rangle - \omega \eta_{RS} \langle E_R \rangle = \Pi_{Fuente} \quad (B.5)$$

$$-\omega\eta_{SR}\langle E_S \rangle + \omega\eta_{R,j}\langle E_R \rangle + \omega\eta_{RS}\langle E_R \rangle = 0 \quad (B.6)$$

La formulación SEA en forma matricial para este sistema es

$$\omega \begin{bmatrix} \eta_{S,i} + \eta_{SR} & -\eta_{RS} \\ -\eta_{SR} & \eta_{R,j} + \eta_{RS} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \langle E_S \rangle \\ \langle E_R \rangle \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \Pi_{Fuente} \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (B.7)$$

donde $\eta_{S,i}$ y $\eta_{R,j}$ son los factores de pérdida interna, $\langle E_S \rangle$ y $\langle E_R \rangle$ es la energía promedio de la fuente y la placa respectivamente. η_{SR} y η_{RS} son los factores de pérdida por acoplamiento entre ambos subsistemas y Π_{Fuente} es la excitación de la fuente. Las tres expresiones de la ecuación B.5 son linealmente independientes. Por lo tanto para calcular las tres incógnitas $\eta_{S,i}$, η_{SR} y η_{RS} otras expresiones son requeridas.

Del balance de potencias del segundo subsistema (la segunda línea la ecuación B.6), el valor de $\langle E_R \rangle$ puede ser aislado como:

$$\begin{aligned} \omega\langle E_R \rangle(\eta_{R,j} + \eta_{RS}) &= \omega\eta_{SR}\langle E_S \rangle \\ \langle E_R \rangle &= \frac{\eta_{SR}\langle E_S \rangle}{(\eta_{R,j} + \eta_{RS})} \end{aligned} \quad (B.8)$$

De esta expresión es necesario determinar $\langle E_S \rangle$, sin embargo, esta se puede determinar usando la primera expresión del balance de energía (la primera línea en la ecuación B.5), el valor $\langle E_S \rangle$ puede ser aislado como:

$$\begin{aligned} \langle E_S \rangle(\eta_{S,i} + \eta_{SR}) - \eta_{RS}\langle E_R \rangle &= \frac{\Pi_{Fuente}}{\omega} \\ \langle E_S \rangle &= \frac{\frac{\Pi_{Fuente}}{\omega} + \eta_{RS}\langle E_R \rangle}{(\eta_{S,i} + \eta_{SR})} \end{aligned} \quad (B.9)$$

La estimación de $\langle E_R \rangle$ tomando en cuenta el valor $\langle E_S \rangle$ se puede llevar a cabo sustituyendo la ecuación B.9 en la ecuación B.8, entonces el valor de $\langle E_R \rangle$ puede ser escrito como:

$$\begin{aligned} \langle E_R \rangle &= \frac{\eta_{SR} \frac{\frac{\Pi_{Fuente}}{\omega} + \eta_{RS}\langle E_R \rangle}{(\eta_{S,i} + \eta_{SR})}}{(\eta_{R,j} + \eta_{RS})} = \frac{\eta_{SR}\Pi_{Fuente} + \omega\eta_{RS}\eta_{SR}\langle E_R \rangle}{\omega(\eta_{S,i} + \eta_{SR})(\eta_{R,j} + \eta_{RS})} \\ \langle E_R \rangle &= \frac{\eta_{SR}\Pi_{Fuente} + \omega\eta_{RS}\eta_{SR}\langle E_R \rangle}{\omega(\eta_{S,i} + \eta_{SR})(\eta_{R,j} + \eta_{RS})} \end{aligned}$$

$$\omega\langle E_R \rangle(\eta_{S,i} + \eta_{SR})(\eta_{R,j} + \eta_{RS}) = \eta_{SR}\Pi_{Fuente} + \omega\eta_{RS}\eta_{SR}\langle E_R \rangle$$

$$\omega\langle E_R \rangle(\eta_{S,i} + \eta_{SR})(\eta_{R,j} + \eta_{RS}) - \omega\eta_{RS}\eta_{SR}\langle E_R \rangle = \eta_{SR}\Pi_{Fuente}$$

$$\omega \langle E_R \rangle [(\eta_{S,i} + \eta_{SR})(\eta_{R,j} + \eta_{RS}) - \eta_{RS}\eta_{SR}] = \eta_{SR} \Pi_{Fuente}$$

$$\langle E_R \rangle = \frac{\eta_{SR} \Pi_{Fuente}}{\omega [(\eta_{S,i} + \eta_{SR})(\eta_{R,j} + \eta_{RS}) - \eta_{RS}\eta_{SR}]} \quad (B.10)$$

Las entradas de potencia son usualmente conocidas para una excitación dada. Para este caso se considera una fuente en estado libre [120], entonces la potencia de entrada generada por la fuente en un solo punto contacto es expresada en términos de velocidad libre v_{sf} , como

$$\Pi_{Fuente} = \omega \eta_{S,i} \langle E_S \rangle = \omega \eta_{S,i} M_S \langle v_{sf} \rangle^2 \quad (2.x)$$

donde $\eta_{S,i}$ es el factor total de pérdida de la fuente y M_S es la masa de la fuente. El cálculo de la potencia transmitida de la fuente al receptor a través de una conexión depende de las características de esta. La potencia total inyectada puede estar en función del promedio de energía en el receptor (placa), viene dada por [103, 118]

$$\Pi_{Placa} = \omega \eta_{R,j} M_R \langle v_{RMS}^2 \rangle = \omega \eta_{R,j} \langle E_R \rangle \quad (2.x)$$

donde $\eta_{R,j}$ es el factor total de pérdida de la placa, M_R es la masa de la placa receptora y $\langle v_{RMS}^2 \rangle$ es el valor cuadrado medio espacial de la velocidad en la placa. De la expresión para $\langle E_R \rangle$ derivada del balance de potencia de dos subsistemas (ecuación B.10), se pueden sustituir los valores de las ecuaciones B.11 y B.12 para determinar la potencia transmitida de la fuente a la placa receptora, tomando en cuenta la unión de los subsistemas por medio de un elemento aislador. Puede ser escrita como:

$$\begin{aligned} \omega \eta_{R,j} \langle E_R \rangle &= \frac{\eta_{R,i} \eta_{SR} \Pi_{Fuente}}{[(\eta_{S,i} + \eta_{SR})(\eta_{R,j} + \eta_{RS}) - \eta_{RS}\eta_{SR}]} \\ \Pi_{SR} = \Pi_{placa} &= \frac{\omega M_S \eta_{S,i} \eta_{R,i} \eta_{SR} \langle v_{sf} \rangle^2}{[(\eta_{S,i} + \eta_{SR})(\eta_{R,j} + \eta_{RS}) - \eta_{RS}\eta_{SR}]} \end{aligned} \quad (B.13)$$

Una vez obtenida la potencia transmitida de la fuente a la placa, son determinados los factores de pérdida por acoplamiento η_{SR} y η_{RS} , tomando en cuenta la movilidad del elemento aislador que une ambos subsistemas. Esta unión estructural considera el efecto de amortiguación de las arandelas de goma, la estimación de los CLFs es obtenida usando una analogía para un circuito eléctrico equivalente como se muestra en la figura B.2(a), para un punto de conexión entre dos estructuras [122, 42, 118].

Es estimado un CLF para la unión entre la fuente y la placa receptora, como se muestra en la figura B.2(b) la unión de la fuente y la placa.

La analogía mecánica-eléctrica es descrita en la tabla B.1.

Mecánicas	Eléctricas
Velocidad v	Potencial V
Fuerza F	Intensidad I
Admitancia (movilidad Y)	Impedancia Z

Tabla B.1: Analogía mecánica-eléctrica

Las suposiciones del análisis son: que en el elemento S tiene una excitación externa y el elemento R no la tiene. v_0 es la propagación de la velocidad de ondas a flexión en el elemento S lejos del punto de conexión. Cualquier punto del elemento no excitado que está lo suficientemente lejos del punto de conexión tiene una velocidad insignificante en comparación a v_0 . v_1 y v_2 son las velocidades en el punto de conexión de los elementos S y R respectivamente [41, 118].

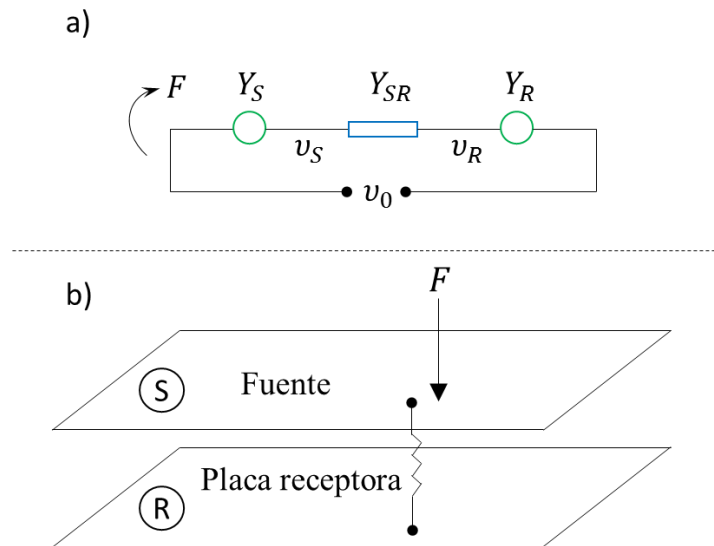


Figura B.2: (a) Analogía de circuito equivalente entre dos subsistemas acoplados por un punto de conexión; (b) unión de arandela de goma entre la placa receptora y la fuente.

La fuerza axial F en la conexión es proporcional a $v_S - v_R$. Para determinar potencia transmitida por medio del punto de conexión, el circuito equivalente de la figura B.2(a) produce la siguiente relación para F que puede ser expresada en términos de velocidades y movilidades como:

$$F = \frac{v_0}{Y_S + Y_R + Y_{SR}} \quad (B.14)$$

Las velocidades de los elementos en el punto de conexión se pueden expresar como:

$$v_R = Y_R F = \frac{v_{Sf}}{Y_S + Y_R + Y_{SR}} Y_R \quad (B.15)$$

$$v_S = (Y_R + Y_{SR}) F = \frac{v_{Sf}(Y_R + Y_{SR})}{Y_S + Y_R + Y_{SR}} \quad (B.16)$$

La potencia transmitida está dada por:

$$\Pi_{SR} = \frac{1}{2} Re\{F v_R^*\} = \frac{|v_0^2|}{2} \frac{Re\{Y_R\}}{|Y_S + Y_R + Y_{SR}|^2} \quad (B.17)$$

El cual puede ser escrito en términos del factor de pérdida por acoplamiento como:

$$\Pi_{SR} = \omega \eta_{SR} \langle E_S \rangle = \omega \eta_{SR} M_S \frac{|v_0^2|}{2} \quad (B.18)$$

Igualando las ecuaciones B.17 y B.18 el CLF puede ser deducido, puede ser escrito como:

$$\frac{|v_0^2|}{2} \frac{Re\{Y_R\}}{|Y_S + Y_R + Y_{SR}|^2} = \omega \eta_{SR} M_S \frac{|v_0^2|}{2}$$

$$\eta_{SR} = \frac{Re\{Y_R\}}{\omega M_S |Y_S + Y_R + Y_{SR}|^2} \quad (B.19)$$

donde M_S es la masa total del elemento 1, Y_S es la movilidad estructural de la fuente, $Y_R = 1/8\sqrt{B_R \rho_{SR}}$ es la movilidad estructural del subsistema receptor y Y_{SR} es la movilidad estructural de la conexión (arandela de goma). La movilidad del lazo de conexión con las arandelas de goma es dada por:

$$Y_{SR} = Y_{RS} = \frac{i\omega}{K_g} \quad (B.20)$$

donde K_g es la rigidez de las arandelas de goma y puede ser calculado como se propone en [105, 106].

$$K_g = \frac{EA}{nh} \quad (B.21)$$

donde E es el módulo de elasticidad, A es el área de superficie, n es el número de capas de elastómeros y h es el espesor de la capa. El módulo de elasticidad es calculado de una relación semi-empírica usando S , la dureza tipo shore (A) [127, 128, 129].

Usando este mismo proceso es obtenido el CLF η_{RS} , está dado por:

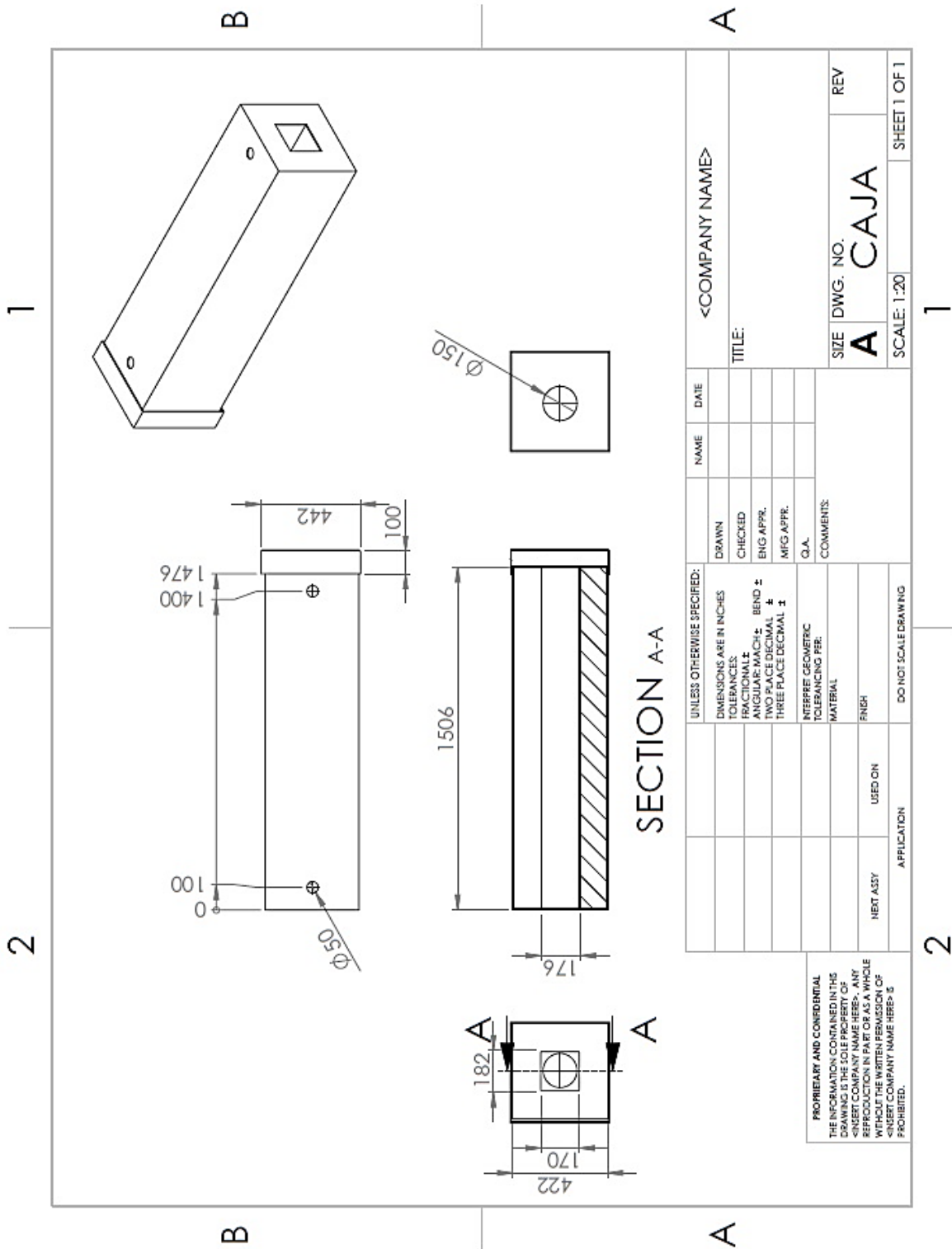
$$\eta_{RS} = \frac{Re\{Y_S\}}{\omega M_R |Y_S + Y_R + Y_{RS}|^2} \quad (B.23)$$

La potencia promedio asociada de la fuente a la placa receptora es calculada usando la ecuación B.13 para cada punto de contacto, para N número de puntos de contacto es usada la siguiente relación:

$$\Pi_{SR} = \omega M_S \eta_{S,i} \eta_{R,j} \sum_k^N \frac{\eta_{SRk} \langle v_{Sfk} \rangle^2}{[(\eta_{S,i} + \eta_{SRk})(\eta_{R,j} + \eta_{RSk}) - \eta_{RSk} \eta_{SRk}]} \quad (B.24)$$

Anexo C

Planos de caja (Cámara de insonorización)



Adaptador de salida de aire para campana

