



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y EVALUACIÓN DE PLACAS CON REMOCIÓN PERIÓDICA DE MATERIAL PARA LA REDUCCIÓN DE VIBRACIONES

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

NICOLÁS BOHMWALD VERA

PROFESORA GUÍA:
VIVIANA MERUANE NARANJO

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
RAFAEL RUIZ GARCÍA
ALEJANDRO ORTIZ BERNARDIN
OLIVIER ROBIN

Este trabajo ha sido parcialmente financiado por:
Universidad de Sherbrooke

SANTIAGO DE CHILE
2023

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR
AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO
POR: NICOLÁS BOHMWALD VERA
FECHA: 2023
PROF. GUÍA: VIVIANA MERUANE NARANJO

DISEÑO Y EVALUACIÓN DE PLACAS CON REMOCIÓN PERIÓDICA DE MATERIAL PARA LA REDUCCIÓN DE VIBRACIONES

La reducción de vibraciones es un aspecto deseable en muchos tipos de materiales y estructuras que se utilizan en gran parte de la sociedad. Es posible reducir las vibraciones usando estructuras periódicas, las cuales suelen ser topológicamente complejas y geoméricamente demandantes. Es por esto que se propone una técnica de manufactura basada en la remoción parcial de material, con el fin de evidenciar una manera simple de reducir vibraciones. Se desea explorar el efecto que tiene la remoción periódica de material en la transmisión de vibraciones y de sonido en placas planas de aluminio. Paralelamente a este trabajo se ha logrado encontrar patrones periódicos de remoción que reducen vibraciones en vigas, lo cual refuerza la hipótesis del trabajo.

Inicialmente se estimarán los factores de pérdida por amortiguamiento y el Módulo de Young a partir de las vibraciones de una placa homogénea con apoyo simple en los bordes. Luego, se simularán placas con patrones de remoción periódica basadas en celdas de geometrías simples para encontrar un ejemplo que evidencie la reducción de vibraciones. Después se fabricara uno de estos casos en una placa de aluminio para estudiar cómo se comporta en un ambiente experimental controlado, midiendo las vibraciones libres con una excitación de impulso y la pérdida de transmisión con una excitación de un campo acústico difuso.

Se logra encontrar que un patrón en arreglo de 5x5 y 6x6 de una celda con remoción en forma de *Equis* presenta reducción de vibraciones en las simulaciones. Se procede a fabricar uno de estos ejemplos y medir experimentalmente, logrando resultados prometedores al evidenciar un aumento en la pérdida de transmisión de sonido con respecto al comportamiento de una placa homogénea.

Se logra encontrar un ejemplo de remoción periódica de material que genere reducción de vibraciones en una placa plana de aluminio, permitiendo a trabajos futuros optimizar y mejorar el modelo de las celdas para mejorar el rendimiento de éste tipo de manufactura.

A mi amada pololi y a mi familia.

Agradecimientos

Primeramente quiero agradecer a mi familia; a mis padres que y me trajeron a la vida me iniciaron en lo que sería un gran viaje por el mundo; a mis hermanas que me han soportado y preocupado por mi a pesar de todo.

Quiero agradecer a mis amigos, tanto al Vega que hemos estado juntos desde la infancia, como al Pipe, a Miguel, a la Consu, y mis amigos de mecánica que decidieron llamarme su amigo en esta etapa tan importante que es la Universidad. Han sido gran parte de todo lo que he pasado y siempre estarán en mis recuerdos.

Quiero agradecer y disculparme con todos los profesores que he tenido durante la carrera; los que aguantaron entregas a medias y atrasos, quienes que cada reto y cada recomendación las hicieron velando lo mejor para nosotros como estudiantes. A quienes les pregunte tonterías hasta el cansancio por mi curiosidad de niño y a quienes confiaron en mi para ser su ayudante. Quiero agradecer al profesor Aquiles Sepúlveda por ser el primero en entender y preocuparse por mi cuando más mal estuve, velando por mi bienestar escolar y por sobre todo por mi bienestar personal. Quiero agradecer a la profesora Viviana por atender todas mis consultas y entender cuando le dije que necesitaba ayuda y me disculpo por tal vez aprovecharme de su buen corazón e infinita paciencia. Es usted uno de mis modelos a seguir.

Me alegro y me siento muy sientto bendecido de agradecer a mi querida Psicóloga Daniela Blanco, que ha visto lo mas triste y malo de mi, me ha entendido y dado el apoyo que necesitaba en estos dos últimos años. Sin ella estoy seguro que no podría estar donde me encuentro ahora. Muchas gracias por tu cariño y dedicación en el trabajo que te doy. Espero poder seguir muchos años mas con tu apoyo.

Quiero agradecer infinitamente a Ignacia Francisca Saravia, mi amada polola. Eres mi otra mitad y mi compañera en esta vida. Sin tu ayuda yo sería una cosa completamente distinta que definitivamente no me gustaría. Gracias por estar a mi lado, pues tomado de tu mano es donde sé que puedo avanzar y ser feliz.

Finalmente, agradezco a Diosito, pues todo lo que soy y todo lo que tengo es gracias a Ti.

Tabla de Contenido

1. Introducción	1
1.1. Motivación	1
1.2. Objetivos	1
1.2.1. Objetivo General	1
1.2.2. Objetivos Específicos	2
1.3. Alcances	2
2. Antecedentes Generales	3
2.1. Vibraciones de placas	3
2.1.1. Solución para una placa con apoyo simple	3
2.1.2. Estimación de factor de pérdida de amortiguamiento	4
2.2. Resultados de reducción de vibraciones en materiales periódicos	4
2.2.1. Remoción periódica de material en vigas	4
2.2.2. Metamateriales Acústicos	6
3. Metodología	8
3.1. Selección del patrón periódico	8
3.2. Estimación factor de pérdida y Módulo de Young	9
3.2.1. Preparación de placa homogénea con apoyo simple	10
3.2.2. Medición de vibraciones de las placas	11
3.3. Simulación numérica de placas con remoción periódica de material	12
3.4. Medición experimental de placas con remoción periódica de material	13
3.5. Simulación de la pérdida de transmisión acústica	13
3.6. Medición de la pérdida de transmisión	13
4. Resultados y Discusión	15
4.1. Factor de pérdida y Módulo de Young	15
4.2. Selección del patrón periódico	16
4.3. Vibración de placa con remoción periódica de material	21
4.4. Pérdida de transmisión acústica	23
5. Conclusión y trabajos futuros	26
Bibliografía	27
Anexos	28
A. Parámetros y variables COMSOL	28
A.1. Variables para un campo acústico difuso	28

A.2. Variables para el cálculo del STL	28
--	----

Índice de Tablas

3.1.	Dimensiones de placas a estudiar	8
3.2.	Posiciones de los puntos láser y punto de excitación	11
4.1.	Factor de pérdida por amortiguamiento para cada banda de tercio de octava .	15
A.1.	Variables para generar un campo difuso acustico	28
A.2.	Add caption	29

Índice de Ilustraciones

2.1.	Vigas con patrones de remoción periódica fabricados en el laboratorio GAUS [4]	5
2.2.	Gráfico mostrando resultados de la Función respuesta en Frecuencia resultado de las mediciones de un trabajo en proceso, paralelo al estudio presente	6
2.3.	Clasificación de metamateriales acústicos basados en placas planas [5]. (a) Panel acústico basado en placas cuadradas. (b) Panel sándwich compuesto por un metamaterial resonante acústico. (c) Novedoso metamaterial acústico. (d) Agujero negro acústico basado en perforaciones y reemplazo de material.	7
3.1.	Patrones a estudiar	9
3.2.	Placa montada a un marco con procedimiento para aproximar condiciones de borde a un apoyo simple	11
3.3.	Configuración experimental para la medición de vibraciones. a) Placa montada según procedimiento para aproximar condiciones de borde a apoyo simple. b) Ubicación y montaje del martillo modal automático. c) Vibrómetros láser apuntando a la placa en los puntos propuestos	12
4.1.	FRF resultante de las mediciones y simulaciones en el punto 6 según la tabla 3.2 luego del ajuste del módulo de young a 68.4 GPa.	16
4.2.	Placas con remoción de material en arreglos de 5x5	17
4.3.	FRF de Velocidad/Fuerza en dB promediada en toda el área de la placa	18
4.4.	Placas con remoción de material en arreglos de 6x6	19
4.5.	FRF de Velocidad/Fuerza en dB promediada en toda el área de la placa	20
4.6.	Placa homogénea y placa con mecanizado para realizar el patrón de <i>Equis</i> en un arreglo de 5x5	21
4.7.	Resultado de las mediciones promediando los 8 puntos del vibrómetro láser. Se aplica un filtrado de 100 Hz	22
4.8.	FRF promedio espacial en la superficie de una placa mecanizada con un arreglo de 6x6 para un patrón de <i>Equis</i> y una placa de masa equivalente	23
4.9.	STL simulado numéricamente de una placa con un mecanizado siguiendo el patrón de 5x5 para una celda en forma de <i>Equis</i> vs una placa homogénea del mismo grosor original.	24
4.10.	STL de una placa con un mecanizado siguiendo el patrón de 5x5 para una celda en forma de <i>Equis</i> vs una placa homogénea del mismo grosor original.	24

Capítulo 1

Introducción

Reducir vibraciones es uno de los aspectos más deseables al momento de diseñar e implementar tecnologías de gran magnitud, como las hay en la industria aeronáutica, construcción civil o automotriz. Es posible lograr este efecto diseñando estructuras con topologías específicas; estas se denominan *cristales fonónicos*, los cuales presentan el extraordinario fenómeno del band-gap fonónico. Corresponde a un rango de frecuencias en el cual no hay propagación de vibraciones. Es importante estudiar el efecto que tendrían procesos de manufactura más simples, como lo sería un mecanizado de un panel. Paralelamente a este estudio se han llegado a resultados prometedores para vigas con remoción periódica de material en patrones simples y fáciles de mecanizar; se han obtenido evidentes band-gap de vibraciones para variadas configuraciones. Sin embargo, según el conocimiento del autor al momento de realizar el presente trabajo, no existen estudios en los cuales se realice el estudio de este último tipo de manufactura en placas delgadas; si bien se ha ahondado extensamente en el estudio de las propiedades vibro acústicas de estructuras tipo placa delgada construidos en base a una celda periódica, éstos suelen ser materiales compuestos o de geometrías complejas. Por esto, en el presente trabajo se pretende explorar el efecto que tienen los patrones de remoción periódica simples en la transmisión de vibraciones en placas delgadas de aluminio finitas, con el objetivo de vislumbrar la posibilidad de diseñar y optimizar tales patrones en función del ancho del band-gap o de las frecuencias que se desean suprimir.

1.1. Motivación

La motivación de este trabajo surge de fabricar estructuras basadas en un material como el aluminio para la reducción o supresión de vibraciones de manera simple, rápida, y sin excesiva complejidad geométrica. Esto permitiría la implementación del fenómeno del band-gap fonónico en una más amplia gama de estructuras. Es llamativo observar reducción de vibraciones en una placa sin realizar perforaciones completas, manteniendo mayormente la integridad de la estructura.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo General

Explorar el efecto de la remoción periódica de material en la respuesta en frecuencia de placas delgadas finitas para la reducción de vibraciones.

1.2.2. Objetivos Específicos

1. Identificar patrones de remoción periódica de material en placas delgadas de aluminio que provoquen una reducción de la Función de Respuesta en Frecuencia.
2. Validar de forma experimental el comportamiento de reducción de vibraciones y de transmisión de sonido de las placas diseñadas.

1.3. Alcances

Este trabajo pretende explorar y describir el efecto que tiene la remoción periódica de material en placas finitas sobre la reducción de vibraciones mecánicas y las propiedades acústicas del material. Los patrones de remoción seleccionados serán tales que evidencien el fenómeno de manera general; en consecuencia, no se ajustará ni optimizará el modelo, limitándose a analizar y describir configuraciones experimentales simples.

Capítulo 2

Antecedentes Generales

2.1. Vibraciones de placas

2.1.1. Solución para una placa con apoyo simple

En la literatura [1][2] se ha estudiado ampliamente las vibraciones para una placa con apoyo simple en los bordes debido a su simple resultado. Para una placa homogénea de Largo L , Alto A y un espesor h relativamente pequeño en comparación a sus otras dos dimensiones, la ecuación de vibraciones libres queda de la siguiente forma:

$$\tilde{D} \left(\frac{\delta^2}{\delta x^2} + \frac{\delta^2}{\delta y^2} \right) w(x, y; \omega) - \rho h \omega^2 w(x, y; \omega) = 0 \quad (2.1)$$

donde ρ es la densidad, ω la frecuencia angular y \tilde{D} es la rigidez flexional compleja de placas y $\tilde{D} = \frac{\tilde{E} h^3}{12(1-\nu)}$ con \tilde{E} el Módulo de Young complejo con $E = \tilde{E}(1 + j\eta)$ y η el factor de pérdida por amortiguamiento. h el espesor de la placa y ν el coeficiente de Poisson. Si se obtiene un apoyo simple en los bordes, se puede despejar la ecuación 2.1 y obtener los siguientes resultados para las frecuencias y funciones naturales:

$$\omega_{mn} = \sqrt{\frac{\tilde{D}}{\rho h} \left[\left(\frac{m\pi}{L} \right)^2 + \left(\frac{n\pi}{A} \right)^2 \right]} \quad (2.2)$$

$$\phi_{mn}(x, y) = \sin \frac{m\pi x}{L} + \sin \frac{n\pi y}{A} \quad (2.3)$$

con m, n enteros positivos. El desplazamiento en cada punto de la placa (x, y) esta dado por la siguiente ecuación

$$w(x, y; \omega) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} q_{mn}(\omega) \phi_{mn}(x, y) \quad (2.4)$$

donde $q_{mn}(\omega)$ es la amplitud compleja modal dada por una fuerza F_{mn} y se expresa de la siguiente forma:

$$q_{mn}(\omega) = \frac{1}{\rho h L A} \frac{F_{mn}}{\omega_{mn}^2 - \omega^2} \quad (2.5)$$

2.1.2. Estimación de factor de pérdida de amortiguamiento

Bloss [3] en su artículo propone el IRDM o *impulse response decay method*, una manera de estimar el factor de pérdida por amortiguamiento basándose en la respuesta de una placa cuando se ve sometida a un impulso como el golpe de un martillo. Considerando una reducción de G_1 a G_2 en decibelios durante un periodo de tiempo de t_1 a t_2 y despejando el factor de pérdida de la formulación de Bloss se obtiene lo siguiente:

$$\eta = \frac{G_1 - G_2}{t_1 - t_2} \frac{1}{27.3 f} \quad (2.6)$$

donde f es la frecuencia.

Para implementar esta estimación, se puede obtener el factor de pérdida por tercio de octava al filtrar la señal temporal obtenida al excitar con un impulso una placa homogénea. Obteniendo la pendiente que hay al comienzo del decaimiento de amplitud, obviando la primera parte de la señal para evitar cualquier interferencia del golpe y usando el tiempo en el que la señal baja en 10 dB, se puede obtener el factor para cada banda de frecuencias.

2.2. Resultados de reducción de vibraciones en materiales periódicos

2.2.1. Remoción periódica de material en vigas

Generalmente, los métodos para obtener geometrías periódicas que presenten band-gap fonónico son complejos, y requieren de la correcta asociación de materiales con parámetros de elasticidad muy diferentes. Por esto, el profesor Olivier Robin de la Universidad de Sherbrooke decide estudiar en generación de bandas de supresión de vibraciones mediante el mecanizado y remoción parcial de material en vigas de aluminio, procurando mantener una geometría simple de remoción del grosor de la estructura. Se realizaron simulaciones numéricas y mediciones experimentales de diferentes vigas del mismo largo y con diferente cantidad de celdas periódicas; en sus resultados se evidencia la reducción de ciertas frecuencias al existir remoción periódica en las vigas.

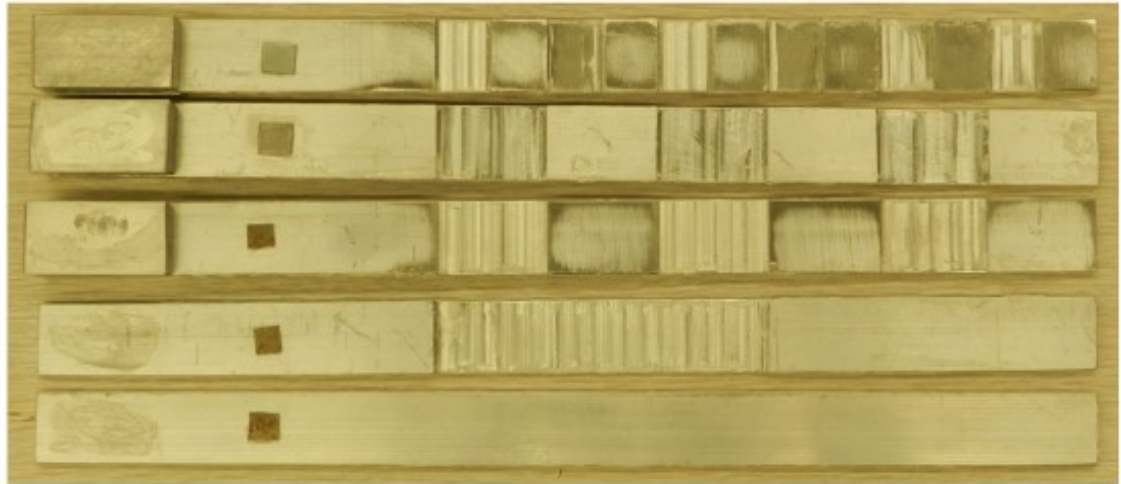
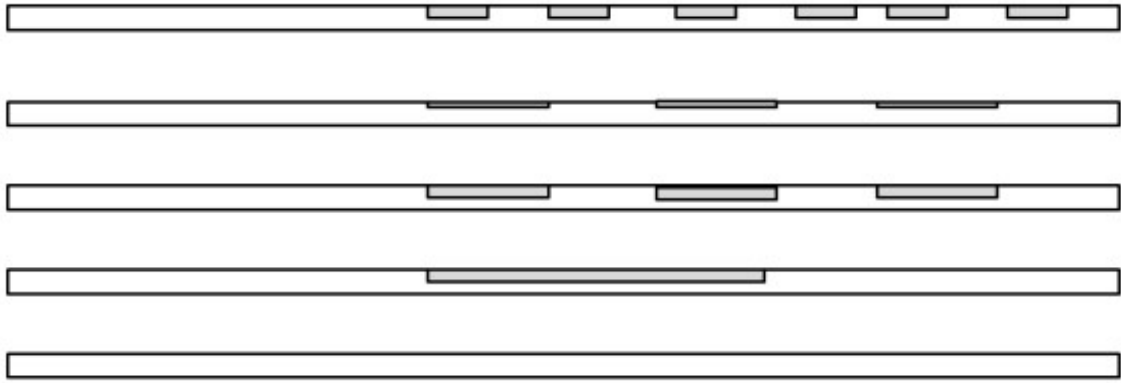


Figura 2.1: Vigas con patrones de remoción periódica fabricados en el laboratorio GAUS [4]

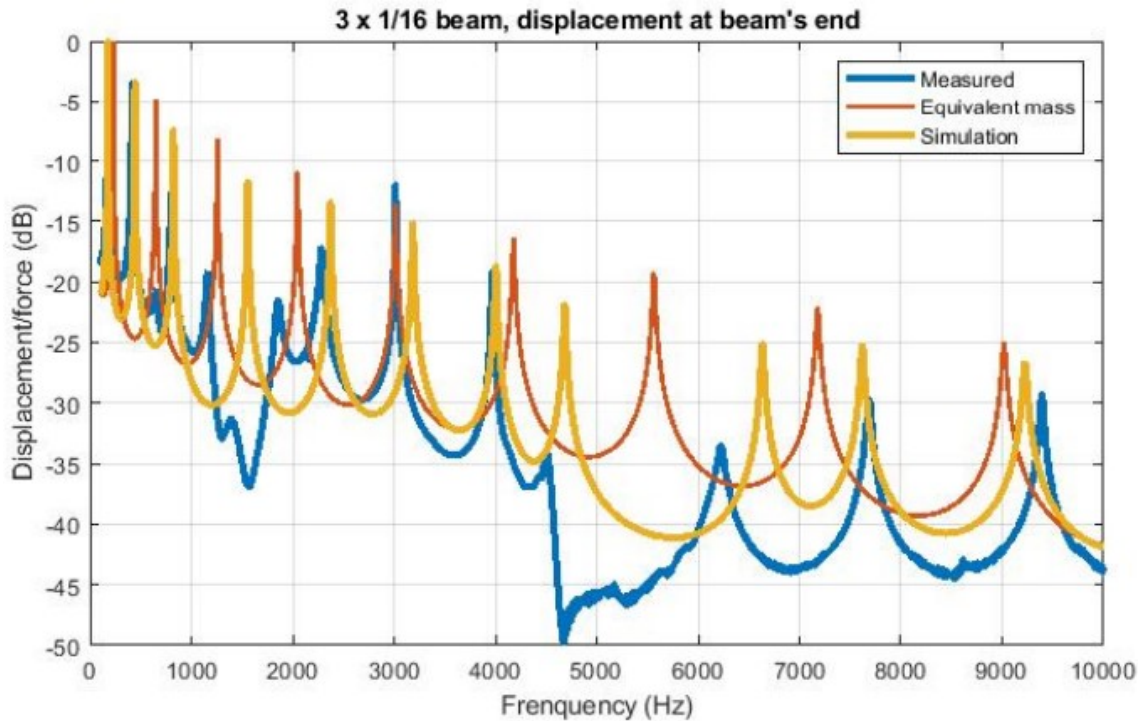


Figura 2.2: Gráfico mostrando resultados de la Función respuesta en Frecuencia resultado de las mediciones de un trabajo en proceso, paralelo al estudio presente

Se observa en la Figura 2.2 una reducción de la magnitud del desplazamiento en un rango de frecuencias de 4500 Hz a 6000 Hz con respecto a la curva de una viga de masa equivalente sin remoción de material, evidenciando el efecto de band-gap que presenta este tipo de manufactura en vigas de aluminio.

2.2.2. Metamateriales Acústicos

Se define como Metamaterial a materiales o estructuras compuestas por un arreglo periódico o aleatorio de una celda. Se ha estudiado ampliamente la implementación de éstos para la reducción o amplificación de vibraciones acústicas y sonido. Gao et al. [5] realizaron un resumen de la historia y clasificación de los metamateriales acústicos para la reducción de vibraciones. Es especialmente interesante para el presente estudio los metamateriales acústicos pasivos basados en placas planas; en la Figura 2.3 se observan las diferentes estructuras basadas en placas para la reducción de sonido.

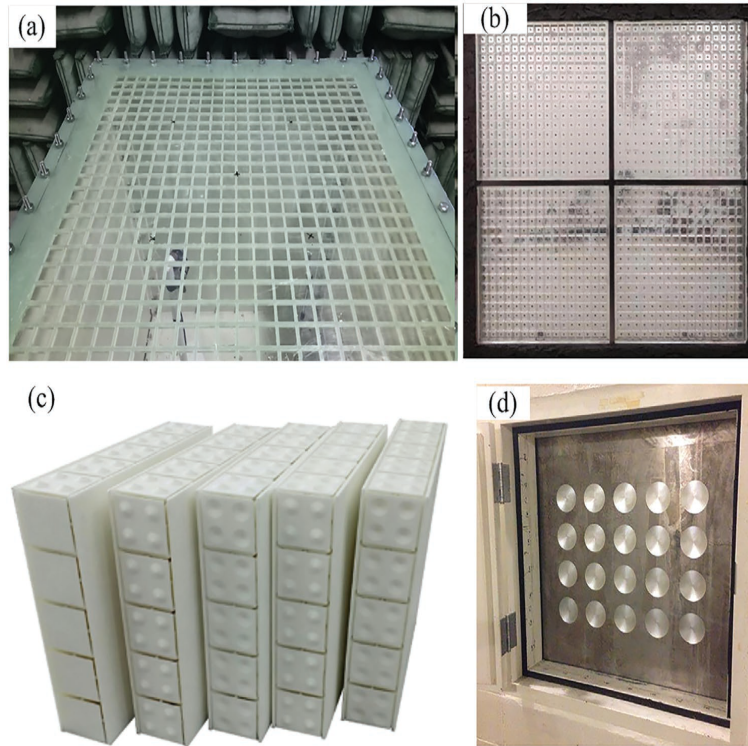


Figura 2.3: Clasificación de metamateriales acústicos basados en placas planas [5]. (a) Panel acústico basado en placas cuadradas. (b) Panel sándwich compuesto por un metamaterial resonante acústico. (c) Novedoso metamaterial acústico. (d) Agujero negro acústico basado en perforaciones y reemplazo de material.

Los metamateriales acústicos pasivos son aquellos que deben sus efectos de reducción de transmisión y absorción de sonido a la forma de la celda que los componen. Los que se describen en el resumen de los autores son: 1) Placas multicapa con agujeros y cavidades, 2) metamateriales de laberinto cerrado en espiral, 3) resonadores en materiales porosos, 4) Placas planas con estructuras adicionales para producir un agujero negro acústico.

El enfoque del estudio de metamateriales acústicos se ha inclinado a desarrollar estructuras livianas y que puedan soportar altas cargas mecánicas; es por esto que el presente estudio busca encontrar reducción de vibraciones y transmisión de sonido en placas de aluminio con remoción parcial de material, manteniendo la solidez de una placa y reduciendo el peso de ésta.

Capítulo 3

Metodología

En este capítulo se abordará la metodología que se seguirá para evaluar el efecto que tiene la remoción periódica de material sobre las vibraciones y transmisión de sonido de una placa plana. Se trabajará con una placa de aluminio con las siguientes dimensiones:

Tabla 3.1: Dimensiones de placas a estudiar

Parámetro	Valor
Alto	0,48 m
Largo	0,42 m
Espesor	0,125 in

3.1. Selección del patrón periódico

Primero, se realizará una exploración de geometrías para la celda de remoción de la mitad del grosor de la placa periódica, buscando al menos un ejemplo donde se evidencie alguna reducción de vibraciones, para así proceder con la fabricación de éste con el fin de obtener mediciones experimentales; las celdas tendrán las mismas proporciones que la placa a estudiar, de manera que se puedan obtener arreglos de $N \times N$. Los patrones a estudiar serán los siguientes, con las zonas en azul correspondiendo a la remoción:

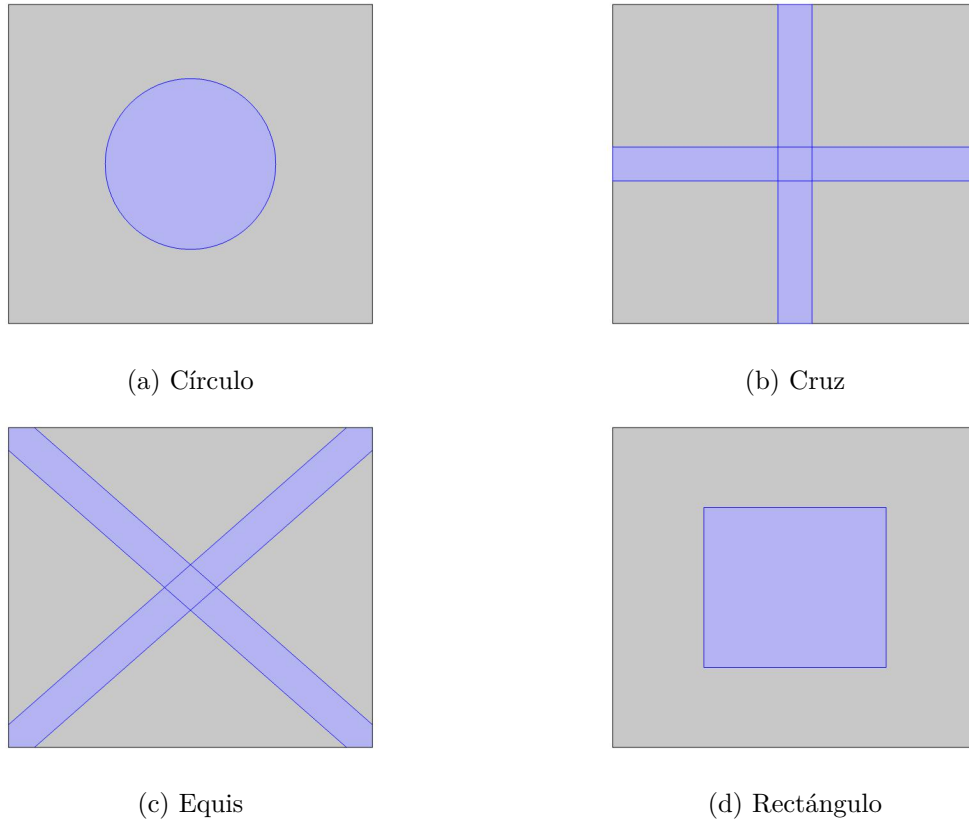


Figura 3.1: Patrones a estudiar

Donde (a) corresponde a una remoción de un círculo con radio igual a un $\frac{1}{4} \frac{Alto_c + Largo_c}{2}$, (b) a una remoción de una cruz de ancho $\frac{1}{10} \frac{Alto_c + Largo_c}{2}$, (c) a una remoción de una X de ancho $\frac{1}{10} \frac{Alto_c + Largo_c}{2}$ y (d) a una remoción con la forma de un rectángulo la mitad del tamaño de la celda, con $Alto_c$ y $Largo_c$ siendo el ancho y largo de la celda respectivamente.

Inicialmente, se estudiará un arreglo de 5x5 celdas y se analizará la función de respuesta en frecuencia (FRF) de Velocidad sobre Fuerza, promediada espacialmente en el área de la placa y ajustada en decibelios usando:

$$dB = 20 \cdot \log FRF \quad (3.1)$$

Se buscarán bandas de frecuencias en donde se evidencie reducción de vibraciones. Si no se encuentra, se procederá a un arreglo de mayor número de celdas por largo de la placa.

3.2. Estimación factor de pérdida y Módulo de Young

Se estimará el factor de pérdida por amortiguamiento y el Módulo de Young de las placas de aluminio con las que se trabajarán. Esto se hará a partir de la medición de las vibraciones de la placa homogénea.

El Módulo de Young se estimará coincidiendo las primeras frecuencias naturales de las simulaciones con las obtenidas experimentalmente de la placa homogénea. Las simulaciones

se realizarán en el programa COMSOL Multyphysics.

Es importante mencionar el refinamiento del mallado que se utilizará en el programa, pues como regla general se deben tener al menos seis elementos por longitud de onda en la placa para que los resultados tengan sentido y sean representativos del fenómenos físico. Para una placa homogénea e isotrópica, se tiene que la longitud de onda para cierta frecuencia de una onda transversal es la siguiente [6]:

$$\lambda = 2\pi \left(\frac{D}{m_s \omega} \right)^{1/4} \quad (3.2)$$

donde m_s es la densidad de masa superficial definida como el producto entre la densidad del material por el espesor de la placa y ω es la frecuencia de la onda transversal. La mínima longitud de onda para este estudio sería la resultante de la frecuencia máxima a medir: 6400 Hz. Asumiendo un módulo de Young $E = 60$ GPa, mucho menor de lo esperado para el aluminio y un coeficiente de Poisson $\nu = 0.33$ [1], se obtiene una longitud de onda de 0.1687 m, resultando en un máximo tamaño de elemento de 0.028937 m. La configuración para el tamaño de mallado *Finer* define un elemento de tamaño máximo de 0.0178 m, por lo que simplemente utilizando esta opción se cumple el requerimiento del mallado.

El factor de pérdida por amortiguamiento se estimará según lo propuesto en la sección 2.1.2, filtrando la señal temporal de la medición de la placa homogénea en bandas de tercio de octava para obtener la decadencia y finalmente obtener el factor de pérdida por amortiguamiento con la ecuación 2.6.

3.2.1. Preparación de placa homogénea con apoyo simple

La placa homogénea que se utilizará en este trabajo se monta de manera que sus condiciones de borde se aproximan a un apoyo simple, tal como demuestra Robin [1]; el apoyo se basa en la unión de la placa a soportes delgados perpendiculares, los cuales a su vez se encuentran fijos a un marco sólido. Siguiendo el procedimiento del autor, se logran resultados acordes con las soluciones analíticas de las vibraciones para una placa con apoyo simple.



Figura 3.2: Placa montada a un marco con procedimiento para aproximar condiciones de borde a un apoyo simple

3.2.2. Medición de vibraciones de las placas

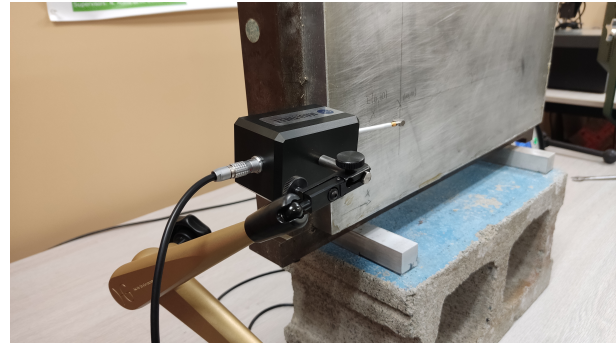
Las mediciones para las siguientes secciones se realizarán con un Vibrómetro Láser de 8 puntos del fabricante Polytec, modelo MPV-800 [7]; éste mide las vibraciones sin agregar masa ni interferir con la muestra mediante el efecto doppler de la luz. La excitación se hará mediante un Martillo Automático Modal del fabricante Maul-Theet, modelo vImpact-63 [8], realizando un impulso con una fuerza de 10 N. Luego del montaje de las placas tal como se mencionó en la sección 3.2.1, se posicionan los puntos láser y el punto de excitación en los siguientes puntos, midiendo desde el borde inferior izquierdo de la placa:

Tabla 3.2: Posiciones de los puntos láser y punto de excitación

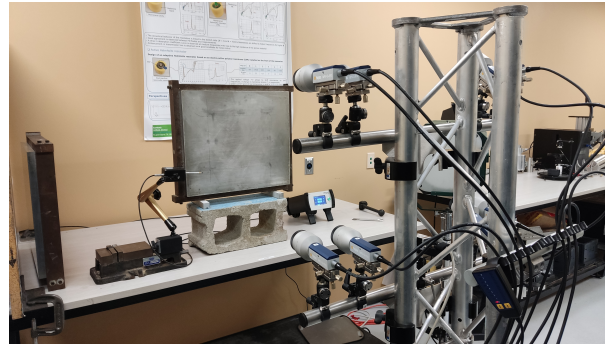
Punto Láser	Alto [m]	Largo [m]
1	0,1	0,1
2	0,1	0,24
3	0,1	0,38
4	0,21	0,1
5	0,21	0,38
6	0,32	0,1
7	0,32	0,24
8	0,32	0,38
Ex	0,1	0,06



(a) Placa montada



(b) Martillo Modal Automático



(c) Vibrómetros láser

Figura 3.3: Configuración experimental para la medición de vibraciones. a) Placa montada según procedimiento para aproximar condiciones de borde a apoyo simple. b) Ubicación y montaje del martillo modal automático. c) Vibrómetros láser apuntando a la placa en los puntos propuestos

Para acotar en análisis, se realizarán las mediciones para frecuencias entre 10 Hz y 6400 Hz, valores dado por la comodidad de al configurar el software asociado al vibrómetro láser.

3.3. Simulación numérica de placas con remoción periódica de material

Las simulaciones mediante elementos finitos de las placas se realizaran en el programa COMSOL Multiphysics. Mediante el editor gráfico integrado, se construirá la placa elegida en 2 dimensiones, utilizando elementos tipo MITC (Mixed-Interpolation on Tensorial Components), los cuales son suficientemente robustos para la mayoría de aplicaciones en mecánica estructural [9]. El mallado en el programa es automático, por lo que solamente se debe asegurar que el tamaño mínimo de los elementos finitos sea al menos seis veces la mínima longitud de onda, tal como se menciona en la sección 3.2. El procedimiento para obtener los resultados de la FRF para la placa es el mismo que el implementado al momento de elegir el patrón a estudiar; el punto de excitación será el mismo que el expuesto en la tabla 3.2, de manera que se pueda comparar efectivamente con los resultados experimentales.

3.4. Medición experimental de placas con remoción periódica de material

Luego de analizar y escoger un patrón siguiendo los pasos de la sección 3.1, se realizará un estudio de la celda escogida con el fin de comparar los resultados que se obtienen mediante simulación y los medidos experimentalmente. Se obtendrá la FRF de Velocidad/Fuerza en los mismos puntos donde se colocarán los láseres según la tabla 3.2 y se medirá la FRF de Velocidad/Fuerza de la misma manera en la que se mostró en la sección 3.2.2 en una placa fabricada según el patrón que se seleccionará.

3.5. Simulación de la pérdida de transmisión acústica

Las simulaciones de la pérdida de transmisión acústica se realizan igualmente en el programa COMSOL Multiphysics. Para ello se seguirán los siguientes pasos:

1. Se genera la geometría en 3D de la placa a estudiar.
2. Se genera un bloque de por el lado plano de la placa. Se debe colocar la opción de capas en todas las superficies del bloque que no estén en contacto con la placa. Estas capas deben definirse posteriormente como *prerfectly match layers*
3. Se genera un campo difuso según lo expuesto en el anexo A.1, con las funciones *phi_rnd*, *costheta_rnd* y *phase_rnd* siendo aleatorias entre 0 y 2π , 0 y 1, 0 y 2π respectivamente
4. Se genera una integración en la superficie en contacto con el campo acústico y una integración en la superficie en contacto con el aire.
5. Se generan las variables para el cálculo de la pérdida de transmisión acústica utilizando los operadores de integración anteriores, para obtener la presión acústica recibida por la placa y la presión acústica emitida por la placa, según lo expuesto en el anexo A.2
6. Se colocan las condiciones de borde y de carga en la placa, con la carga correspondiendo al valor *p_wall* del anexo A.2.
7. La placa y el bloque de aire deber ser regidos por los módulos de calculo de mecánica de sólidos, y dominio de frecuencias y presiones acústicas respectivamente. La superficie en contacto con el aire debe ser regida por el módulo de Multiphysics.
8. El mallado debe seguir las mismas reglas que en la sección 3.2

Con esto, ya es posible iniciar la simulación y obtener la presión acústica de entrada y salida, con lo cual el valor de interés es P_{in}/P_{tr} , valores mostrados en el anexo A.2.

3.6. Medición de la pérdida de transmisión

La pérdida de transmisión se medirá tanto para la placa fabricada con el patrón que se seleccionó en la sección anterior, y en una placa homogénea de las mismas dimensiones pero sin remoción de material.

La experimentación se realizará en las habitaciones acopladas anecoica y de reverberación del laboratorio GAUS de la Universidad de Sherbrooke en Canadá [4], de manera similar a la realizada en el estudio de Robin [1]. Las placas se colocan en la ventana entre ambas salas sobre un marco hecho de madera con aislante acústico, y se ven sometidos a un excitación de Campo Acústico Difuso. La Pérdida de Transmisión (STL) se determina usando las mediciones espacialmente promediadas de la presión acústica en la sala fuente o reverberante L_p y las mediciones espacialmente promediadas del nivel de intensidad acústico L_i sobre la superficie S_n en el lado de la sala anecoica; así $STL = L_p - L_i - 10 \cdot \log(S_m/S)$ [10], donde S es la superficie efectiva del panel, pero debido a que S_m y S son virtualmente lo mismo, éste término se desprecia. L_p se obtiene usando un micrófono rotatorio y tres micrófonos de cuarto de pulgada PCB [11], mientras que la intensidad acústica irradiada se midió usando una sonda de Brüel and Kjær compuesta por dos micrófonos de media pulgada y un espaciador de 12 mm.

Capítulo 4

Resultados y Discusión

4.1. Factor de pérdida y Módulo de Young

Al implementar el procedimiento de la sección 2.1.2 y 3.2, se obtienen los siguientes factores de pérdida por amortiguamiento para cada banda de tercio de octava:

Tabla 4.1: Factor de pérdida por amortiguamiento para cada banda de tercio de octava

Banda de 1/3 de octava [Hz]	η
50	0,0068
63	0,0045
80	0,0033
100	0,0484
125	0,0434
160	0,0154
200	0,0107
250	0,0116
315	0,0218
400	0,0019
500	0,0069
630	0,0036
800	0,0035
1000	0,0023
1250	0,0024
1600	0,0029
2000	0,0049
2500	0,0029
3150	0,0038
4000	0,0059

Tal como muestra Bloss en su estudio, para las primeras bandas de frecuencia hay una alta

variación de la estimación del factor de pérdida, por lo que por seguridad, se considerarán los resultados desde la banda de 630 Hz en adelante. Promediando los valores obtenidos se calcula un factor de pérdida por amortiguamiento $\eta = 0.0036$, el cual se utilizará para las simulaciones de la siguiente secciones.

El módulo de Young se obtiene al repetir las simulaciones con distintos valores para esta propiedad, procurando que los picos de las FRF simuladas y medidas con el vibrómetro coincidan. La siguiente figura muestra el resultado de ajustar el Módulo de Young a un valor de $E = 68.4$ GPa:

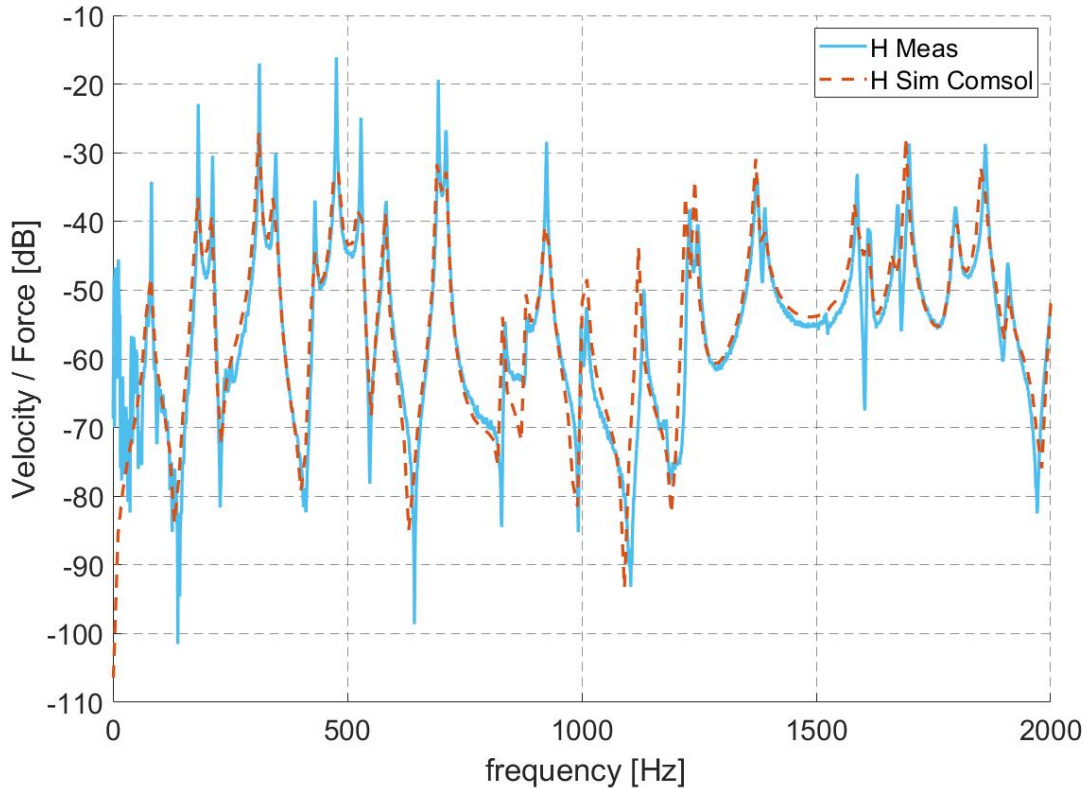
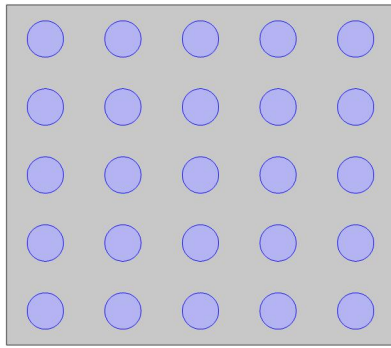


Figura 4.1: FRF resultante de las mediciones y simulaciones en el punto 6 según la tabla 3.2 luego del ajuste del módulo de young a 68.4 GPa.

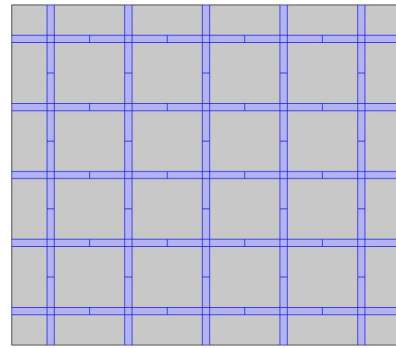
Además, se puede observar que, al menos para este punto de medición existe coherencia entre el resultado de las mediciones y las simulaciones, lo cual se evidencia en que ambas curvas siguen una forma general y los la magnitud de los picos coinciden para frecuencias mayores a 1000 Hz, efecto que es gobernado por el factor de pérdida.

4.2. Selección del patrón periódico

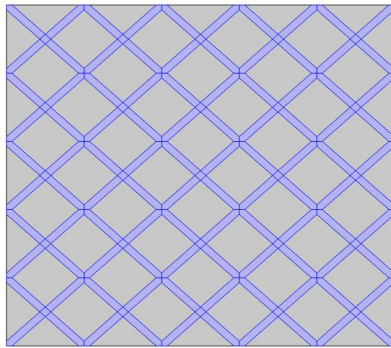
Se preparan simulaciones en COMSOL para placas con remoción de la mitad del espesor en patrones periódicos. Inicialmente, se utilizan arreglos de 5x5 de las celdas propuestas en la figura 3.1:



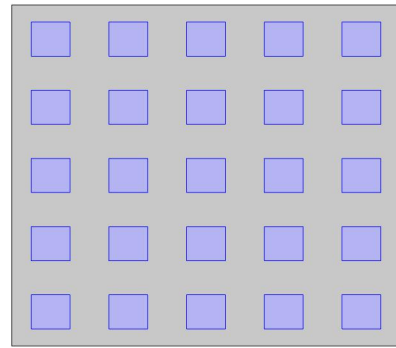
(a) Círculo



(b) Cruz



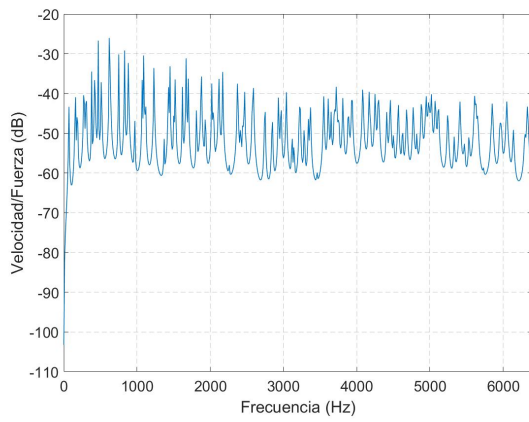
(c) Equis



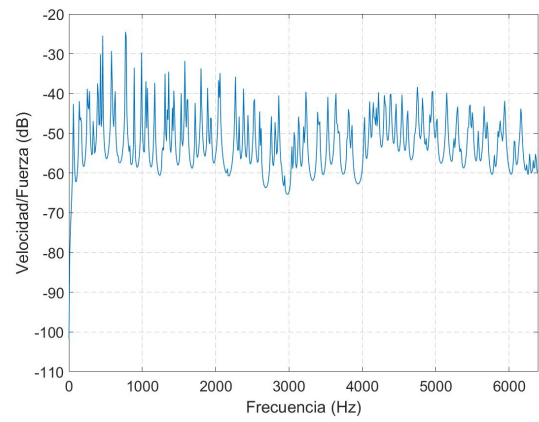
(d) Rectángulo

Figura 4.2: Placas con remoción de material en arreglos de 5x5

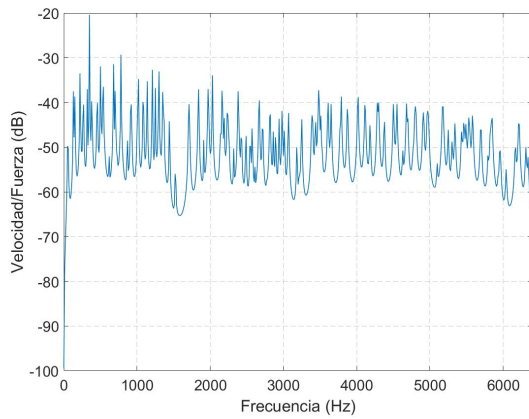
Al obtener la FRF de Velocidad/Fuerza en decibelios promediada espacialmente en en área de la placa, se obtienen los siguientes gráficos:



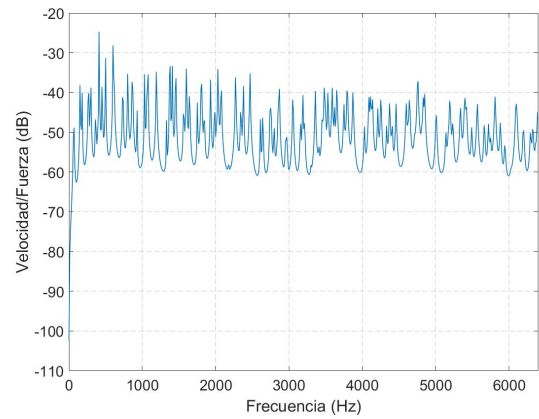
(a) Círculo



(b) Cruz



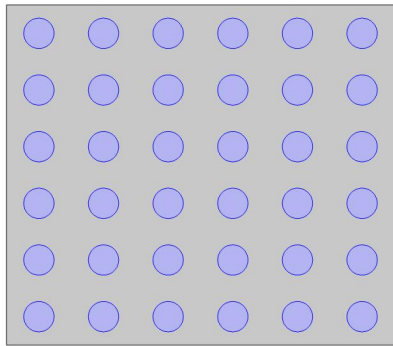
(c) Equis



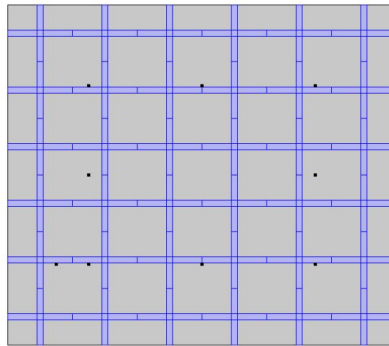
(d) Rectángulo

Figura 4.3: FRF de Velocidad/Fuerza en dB promediada en toda el área de la placa

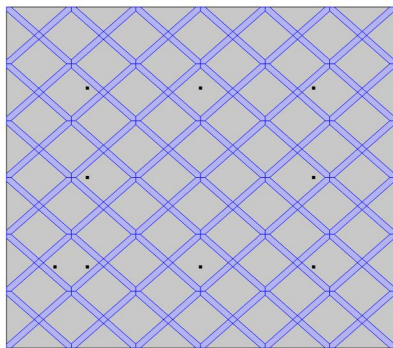
Repetiendo el proceso para arreglos de 6×6 de los patrones seleccionados, se obtienen lo siguiente:



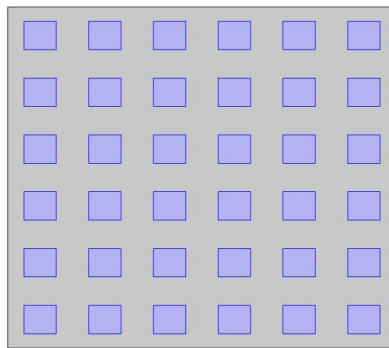
(a) Círculo



(b) Cruz

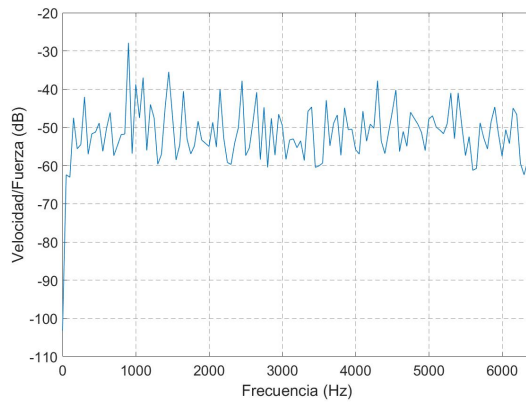


(c) Equis

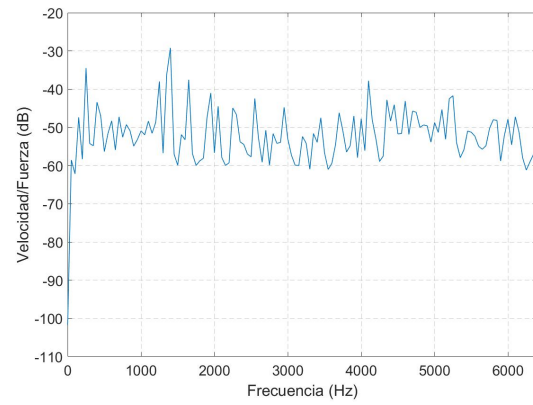


(d) Rectángulo

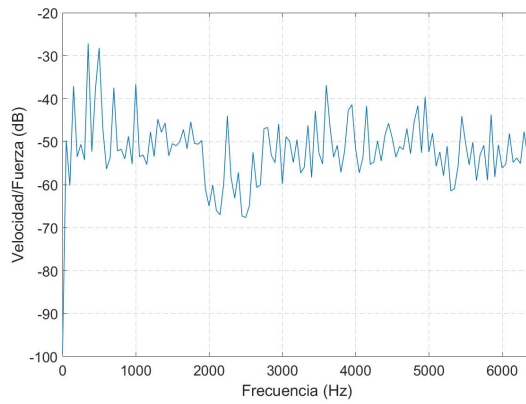
Figura 4.4: Placas con remoción de material en arreglos de 6x6



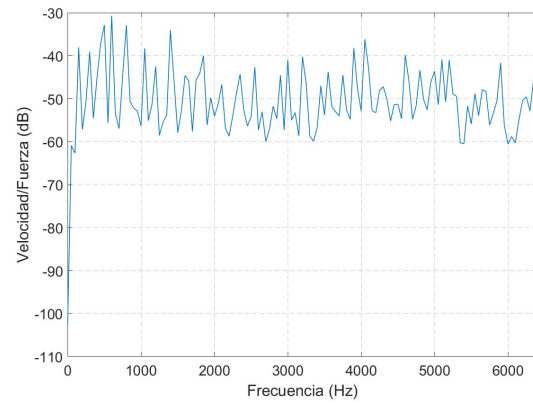
(a) Círculo



(b) Cruz



(c) Equis



(d) Rectángulo

Figura 4.5: FRF de Velocidad/Fuerza en dB promediada en toda el área de la placa

Se observa que para ambos casos, existe una reducción de vibraciones entre 1500 Hz y 2000 Hz para la remoción en arreglo 5x5 en la figura 4.3.c y entre 2000 Hz y 3000 Hz para la remoción en arreglo de 6x6 en la figura 4.5.c, en un rango de 10 dB a 15 dB. El resultado evidencia que la celda de *Equis* es un candidato llamativo para el estudio de reducción de vibraciones con patrones periódicos de remoción de material. Si bien los patrones de *Cruz* y de *Equis* son muy similares al tener ambos el mismo grosor, solamente el segundo patrón presenta una clara reducción en la FRF. Para la siguiente sección se fabrica la placa con celda de *Equis* en un arreglo de 5x5:

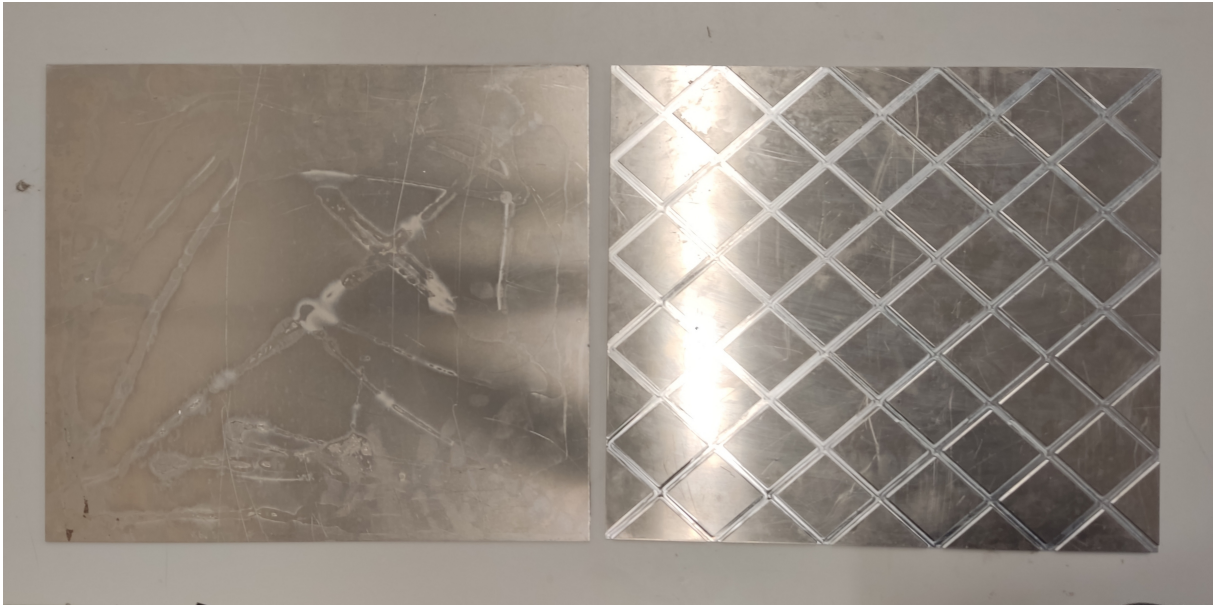


Figura 4.6: Placa homogénea y placa con mecanizado para realizar el patrón de *Equis* en un arreglo de 5x5

4.3. Vibración de placa con remoción periódica de material

Se realizan las mediciones implementando el mismo procedimiento que en la sección 3.2.2 para la placa mecanizada. Se grafican los resultados promediados de los 8 puntos de medición, con un filtro que promedia las mediciones cada 100 Hz:

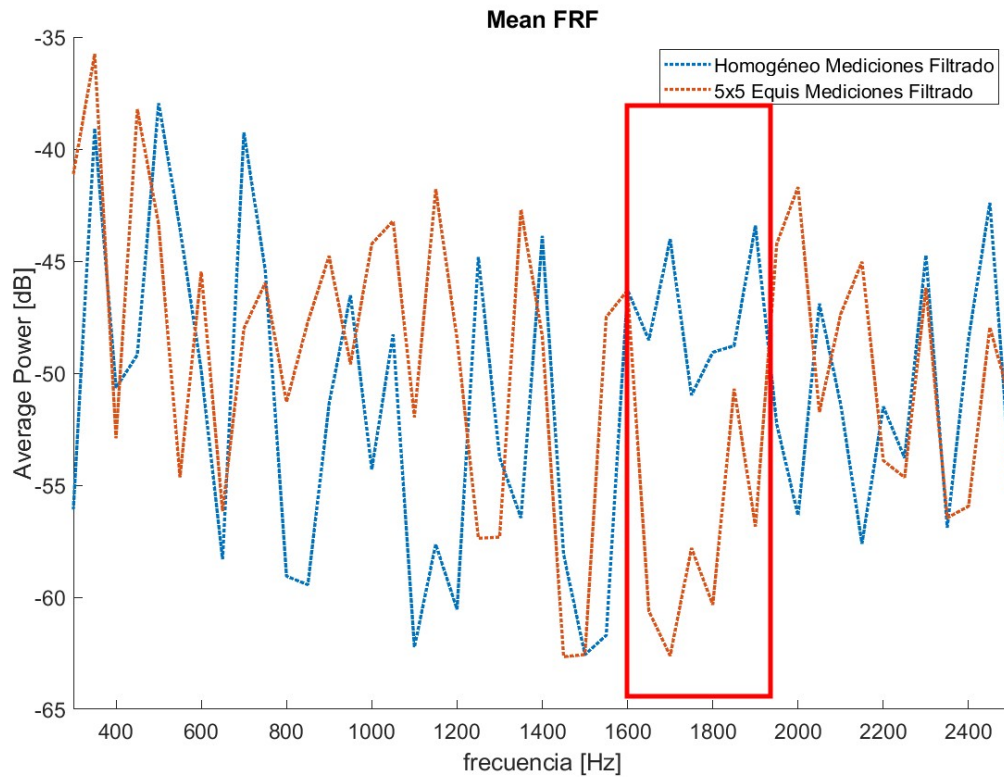


Figura 4.7: Resultado de las mediciones promediando los 8 puntos del vibrómetro láser. Se aplica un filtrado de 100 Hz

Se observa que en la zona delimitada por el rectángulo rojo, entre 1600 Hz y 1950 Hz se mantiene que la FRF promedio para la placa mecanizada es menor que para la placa homogénea. Este resultado es importante ya que es muy similar al rango que se percibe en la simulación cuando se eligieron los patrones con la Figura 4.3, lo cual muestra una concordancia entre los resultados simulados y experimentales.

Debido a que no se tiene una placa mecanizada con un arreglo en 6x6 del patrón de *Equis*, se procederá a graficar y analizar la FRF promedio en toda el área de la placa, obtenida mediante simulaciones en COMSOL. Se comparará a la respuesta de una placa de masa equivalente, la cual tendrá un espesor 26,45 % más delgado que la placa original, valor correspondiente a la reducción proporcional de masa al mecanizar con el patrón de *Equis*.

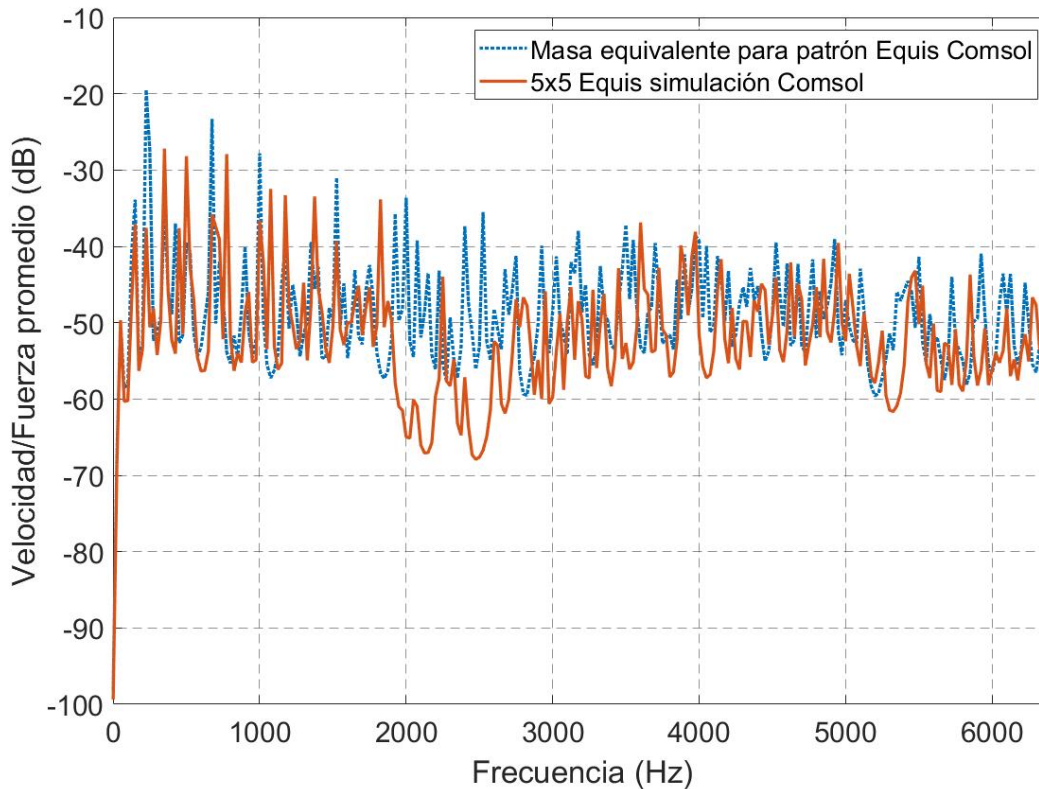


Figura 4.8: FRF promedio espacial en la superficie de una placa mecanizada con un arreglo de 6x6 para un patrón de *Equis* y una placa de masa equivalente

A que a menor espesor de la placa menor sea la rigidez flexional y por lo tanto mayor la amplitud de vibración para una misma fuerza constante, tal y como se ve en la ecuación 2.5; es esperable que a menor masa de una placa las vibraciones para todas las frecuencias aumenten en magnitud. Sin embargo, en el gráfico de la figura 4.8 se observa que para un rango de frecuencias de 2000 Hz a 3000 Hz existe una reducción en la magnitud esperada de las vibraciones. Debido a que ambas placas del gráfico tienen la misma masa, la razón que se le puede atribuir al efecto observado es a la reducción periódica de material en el patrón previamente mencionado, evidenciando el efecto que tiene este tipo de mecanizado en las vibraciones de una placa plana.

4.4. Pérdida de transmisión acústica

Realizando simulaciones en COMSOL para la pérdida de transmisión acústica, y graficando para una placa mecanizada con el patrón elegido y una homogénea, se obtiene lo siguiente

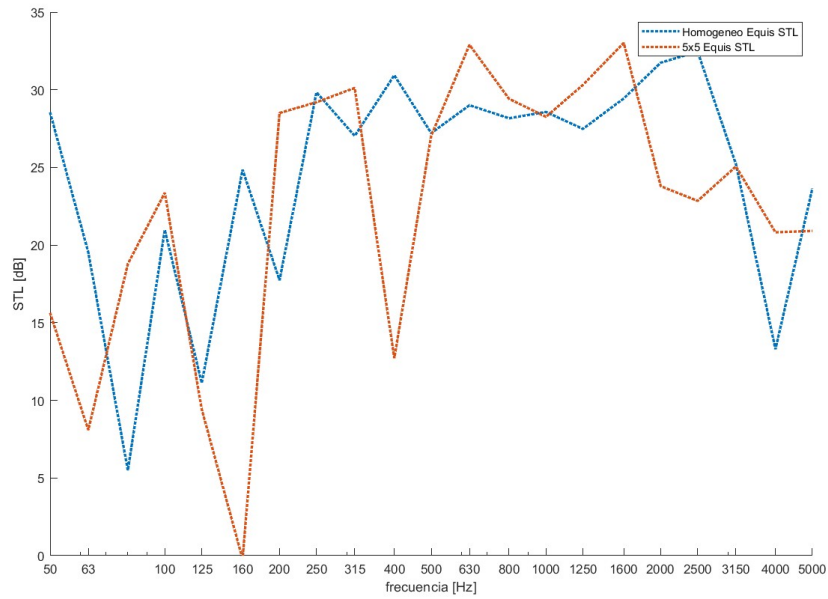


Figura 4.9: STL simulado numéricamente de una placa con un mecanizado siguiendo el patrón de 5x5 para una celda en forma de *Equis* vs una placa homogénea del mismo grosor original.

Realizando el procedimiento explicado en la sección 3.6, y obteniendo las bandas de 1/3 de octava en un rango de frecuencia de 50 Hz a 5000 Hz se obtiene lo siguiente:

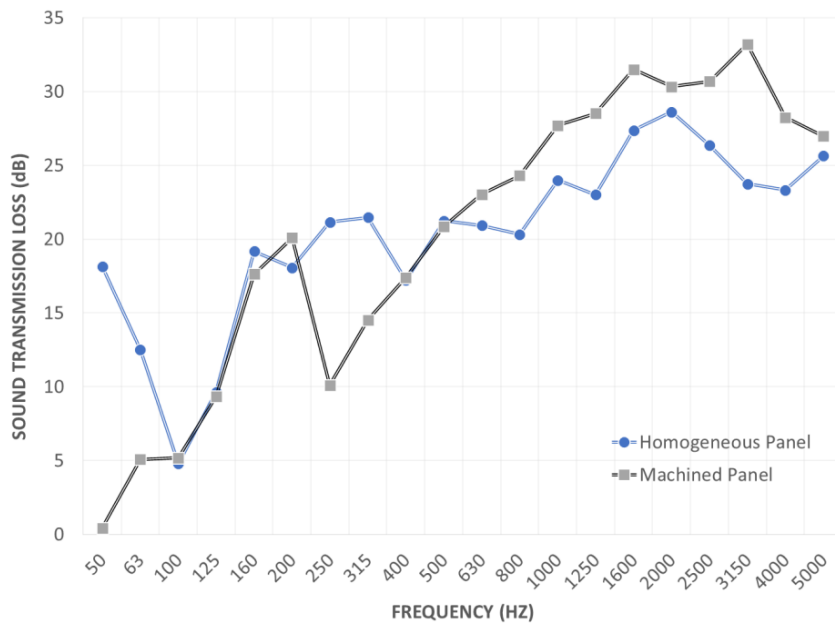


Figura 4.10: STL de una placa con un mecanizado siguiendo el patrón de 5x5 para una celda en forma de *Equis* vs una placa homogénea del mismo grosor original.

Se observa que a partir desde los 500 Hz hasta los 1600 Hz, la pérdida de transmisión del sonido es igual mayor para la placa mecanizada, para simulaciones y mediciones incluso esta teniendo menor masa. El resultado refuerza el efecto que se ha observado en las secciones anteriores, evidenciando el efecto de reducción de vibraciones que tiene éste patrón periódico en una placa plana. Si bien la placa homogénea tiene mayor STL entre las bandas de 250 Hz y 500 Hz y las bandas de 50 Hz a 100 Hz, el rango de frecuencias en las que la placa mecanizada tiene mayor pérdida de transmisión es mayor que su contra parte.

Capítulo 5

Conclusión y trabajos futuros

Se logra encontrar un ejemplo de un patrón que al mecanizarlo de manera periódica en una placa delgada de aluminio provoca una reducción de vibraciones. Se logra evidenciar dos arreglos en donde este efecto se ve claramente.

Adicionalmente, se mostró cómo éstas placas también reducen la transmisión de sonido para un amplio rango de frecuencias; debido a su simplicidad de fabricación y ausencia de perforaciones que afecten la integridad y hermeticidad del material, estas proponen un versátil procedimiento de manufactura que reduce pasivamente el ruido.

Las mediciones experimentales de pérdida de transmisión verifican que el patrón encontrado afecta en la magnitud de la propagación de ondas en la placa. Las mediciones con el vibrómetro láser se pudieron ver perjudicadas por lo nuevo del equipo, por el proceso de manufactura de la placa o por lo complicado y sensible que es el montaje en el marco que aproxima un apoyo simple.

Una conclusión importante y llamativa es el hecho de que se reducen vibraciones al reducir masa en una placa. Al reducir el grosor uniformemente las vibraciones aumentan y la pérdida de transmisión disminuye; sin embargo, aplicando el patrón periódico de remoción de material se logran minimizar los efectos negativos e incluso mejorar las propiedades vibroacústicas de la placa.

Esta investigación abre muchas puertas a estudios futuros, ya que, para conocimiento de los autores, no existen previa evidencia de reducción de vibraciones mediante remoción parcial de material en una placa delgada. Sería interesante optimizar la forma de la remoción en la celda en función del rango en donde se produce la reducción de vibraciones y la profundidad de ésta. También sería llamativo estudiar el efecto que tendrían arreglos de orden mayor o arreglos no simétricos de celdas periódicas. Inclusive sería interesante cambiar el material con el que se estudia la reducción de vibraciones y trabajar con vidrio, material que se usa enormemente en forma de placa plana y debido a su uso es importante que reduzca el ruido que transmite.

Bibliografía

- [1] Robin, O., Chazot, J.-D., Michau, R. B. M., Berry, A., y Atalla, N., “A plane and thin panel with representative simply supported boundary conditions for laboratory vibroacoustic tests,” *ACTA ACUSTICA UNITED WITH ACUSTICA*, vol. 102, no. 10, pp. 170–182, 2016, doi:<http://dx.doi.org/10.3813/AAA.918934>.
- [2] Guguloth, G. N., Singh, B. N., y Ranjan3, V., “Free vibration analysis of simply supported rectangular plates,” *Vibroengineering PROCEDIA*, vol. 29, pp. 270–273, 2019, doi:[doi:10.21595/vp.2019.21135](https://doi.org/10.21595/vp.2019.21135).
- [3] Bloss, B. C. y Rao, M. D., “Estimation of frequency-averaged loss factors by the power injection and the impulse response decay methods,” *Journal of Acoustical Society of America*, vol. 117, no. 1, p. 240–249, 2005, doi:[doi:10.21595/vp.2019.21135](https://doi.org/10.21595/vp.2019.21135).
- [4] GAUS, “Groupe d’acoustique de l’université de sherbrooke,” 2023, <http://www.gaus.ca/>.
- [5] Gao, N., Zhang, Z., Deng, J., Guo, X., y Cheng, H. H. B., “Acoustic metamaterials for noise reduction: A review,” *Adv. Mater. Technol*, vol. 7, no. 6, 2022, doi:<https://doi.org/10.1002/admt.202100698>.
- [6] Cuenca, J., “Wave models for the flexural vibrations of thin plates - model of the vibrations of polygonal plates by the image source method - vibration damping using the acoustic black hole effect,” 2009.
- [7] Polytec, “Mpv-800 multipoint vibrometer synchronous optical vibrometry product brochure,” 2018, https://www.polytec.com/fileadmin/website/vibrometry/pdf/OM_PB_MPV-800_E_42887.pdf.
- [8] Maul-Theet, “Automatic modal hammer vimpect-63,” 2022, https://www.maul-theet.com/wp-content/uploads/2023/02/en_MT_vImpact_63_004.pdf.
- [9] Bathe, K.-J., Iosilevich, A., y Chapelle, D., “An evaluation of the mitc shell elements,” *Computers and Structures*, vol. 75, no. 1, pp. 1–30, 2000.
- [10] U. S. DEPARTMENT OF COMMERCE, N. B. O. S., “Methods for determining sound transmission loss in the field,” *Journal of Research of the National Bureau of Standards*, vol. 26, p. 420, 1946.
- [11] Piezotronics, P., “Acoustic condenser microphones & preamplifiers,” 2023, <https://www.pcb.com/sensors-for-test-measurement/acoustics>.

Anexos

Anexo A. Parámetros y variables COMSOL

A.1. Variables para un campo acústico difuso

Tabla A.1: Variables para generar un campo difuso acustico

Name	Expression	Unit	Description
phi	phi_rnd(n,freq[1/Hz],1,seed)		
theta	acos(costheta_rnd(n,freq[1/Hz],2,seed))		
phase	phase_rnd(n,freq[1/Hz],3,seed)		
kx	cos(theta)*k0	1/m	Partial wave vector, x-component
ky	sin(theta)*cos(phi)*k0	1/m	Partial wave vector, y-component
kz	sin(theta)*sin(phi)*k0	1/m	Partial wave vector, z-component
k0	2*pi*freq/c0	1/m	Propagation constant
p_room	1[Pa]/sqrt(N)*sum(exp(i*phase)*exp(-i*(kx*x+ky*y+kz*z)),n,1,N)	Pa	Room diffuse field
p_refl	1[Pa]/sqrt(N)*sum(exp(i*phase)*exp(-i*(-kx*x+ky*y+kz*z)),n,1,N)	Pa	Reflected acoustic field at x=0
p_wall	p_room+p_refl	Pa	Total wall pressure (mechanical load)

A.2. Variables para el cálculo del STL

Tabla A.2: Add caption

Name	Expression	Unit	Description
Ix_tr	$0.5 \cdot \text{realdot}(\text{acpr.p_t}, \text{acpr.iomega} \cdot \mathbf{u})$	W/m ²	Transmitted intensity
vx_room	$-1 / (\text{acpr.iomega} \cdot \rho_0) \cdot 1 [\text{Pa}] / \sqrt{N} \cdot \sum_{i=1}^N (\exp(i \cdot (\mathbf{kx} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{ky} \cdot \mathbf{y} + \mathbf{kz} \cdot \mathbf{z})), x), n, 1, N)$	W/m ²	Acoustic particle x-velocity
Ix_room	$0.5 \cdot \text{realdot}(\mathbf{p_room}, \mathbf{vx_room})$	W/m ²	Room intensity x direction
P_in	$\text{intop_in}(0.5 \cdot \text{Ix_room})$	W	Incident power (intensity half space)
P_in_proom	$\text{intop_in}(0.5 \cdot \text{abs}(\mathbf{p_room})^2) / (4 \cdot \rho_0 \cdot c_0)$	W	Incident power (room RMS pressure average)
p_rms_theo	$1 [\text{Pa}] / \sqrt{2}$	Pa	RMS pressure in source room (theoretical limit, N -> infinity)
P_in_theo	$\text{intop_in}(1) \cdot \text{p_rms_theo}^2 / (4 \cdot \rho_0 \cdot c_0)$	W	Incident power (theoretical limit, N -> infinity)
P_tr	$\text{intop_tr}(\text{Ix_tr})$	W	Transmitted power (intensity integral)