



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Diseño conceptual de un
metamaterial de tipo membrana en
arreglos multicapa para supresión de
ruido en el sistema de inducción de
aire (AIS)**

TESIS

Que para obtener el título de

Ingeniero Mecánico

P R E S E N T A

Sergio Miguel Fernández López

DIRECTOR DE TESIS

M.I. César Abraham Luna Estrada



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2025

| | |
|--|-----------|
| Capítulo 1. Introducción | 4 |
| 1.1 Justificación del trabajo | 4 |
| 1.2 ¿Qué es el AIS? | 4 |
| 1.3 Tipos de ruido | 5 |
| 1.4 Tecnologías y soluciones | 6 |
| 1.5 Problemática | 8 |
| 1.6 Objetivo | 8 |
| 1.7 Elección del resonador de solución | 8 |
| 1.8 Requerimientos y especificaciones | 9 |
| 1.9 Consideraciones | 9 |
| 1.10 Estructura de la tesis | 10 |
| Capítulo 2. Antecedentes | 11 |
| 2.1 El sonido y sus métricas | 11 |
| 2.1.1 El sonido y el ruido | 11 |
| 2.1.2 Medición del sonido | 12 |
| 2.1.3 Percepción humana y ponderación | 14 |
| 2.2 Objetivos de ruido vehicular interior | 15 |
| 2.2.1 Esquema de mejora perceptible | 15 |
| 2.2.2 Esquema de valor de la marca | 16 |
| 2.3 El Método de la Matriz de Transferencia | 17 |
| 2.3.1 Una sola capa | 17 |
| 2.3.2 Multicapa | 19 |
| 2.3.3 Coeficientes de transmisión y reflexión | 20 |
| 2.3.4 Reciprocidad | 22 |
| 2.3.5 Membranas | 23 |
| 2.3.6 Transmisión de ruido a través de una pared doble | 24 |
| Capítulo 3. Diseño Conceptual del Metamaterial | 26 |

| | |
|--|-----------|
| 3.1 Elemento de resonancia local | 26 |
| 3.2 Membrana circular | 27 |
| 3.3 Método iterativo para el diseño conceptual | 27 |
| 3.4 Arreglo multicapa | 29 |
| 3.5 Resultados | 29 |
| 3.7 Análisis de resultados | 31 |
| 3.8 Diagrama de proceso | 32 |
| 3.9 Diseño conceptual final | 34 |
| Capítulo 4. Validación del Diseño | 38 |
| 4.1 Gráficas de frecuencia | 39 |
| 4.1.1 Rango de 20 a 20,000 [Hz] | 39 |
| 4.1.2 Región de operación | 40 |
| Capítulo 5. Conclusiones y Trabajo Futuro | 41 |
| Referencias bibliográficas | 43 |
| Apéndices | 47 |

Capítulo 1. Introducción

1.1 Justificación del trabajo

En la industria automotriz, el refinamiento vehicular es un factor clave para mejorar la experiencia de conducción, en el cual el NVH (*Noise, Vibration, Harshness*) es uno de los campos de la ingeniería que juega un papel fundamental, debido a la creciente exigencia por reducir niveles de ruido y vibración¹. Una de las causas del *discomfort* o incomodidad humana proviene del ruido y vibraciones de la cabina del motor, en particular del sistema de inducción del aire, la cual sigue siendo una fuente típica de ruido², requiriendo un análisis más detallado de sus efectos y proponer posibles soluciones para reducir y controlar el ruido.

Sin embargo, este tipo de problemáticas son exclusivas de los vehículos de combustión interna (ICEV) e híbridos (PHEV y HEV), en donde el sistema de inducción de aire (AIS) está directamente asociado al funcionamiento del motor³. Para el caso de los vehículos eléctricos (BEV), el AIS no existe, ya que no se requiere de admisión de aire para generar potencia en el motor, y las contribuciones de ruido provienen más de fuentes tradicionales, como las llantas y la aerodinámica⁴. Dicho lo anterior, este proyecto no aplica para los BEV, sino para los ICEV y los PHEV/HEV.

1.2 ¿Qué es el AIS?

El **Sistema de Inducción de Aire** (AIS, por sus siglas en inglés) (**Figura 1.1**) es el conjunto de componentes que se encargan de suministrar aire limpio y controlado al motor para la combustión interna. Su diseño influye en el rendimiento del motor, la eficiencia del combustible, las emisiones y el ruido del vehículo⁵.

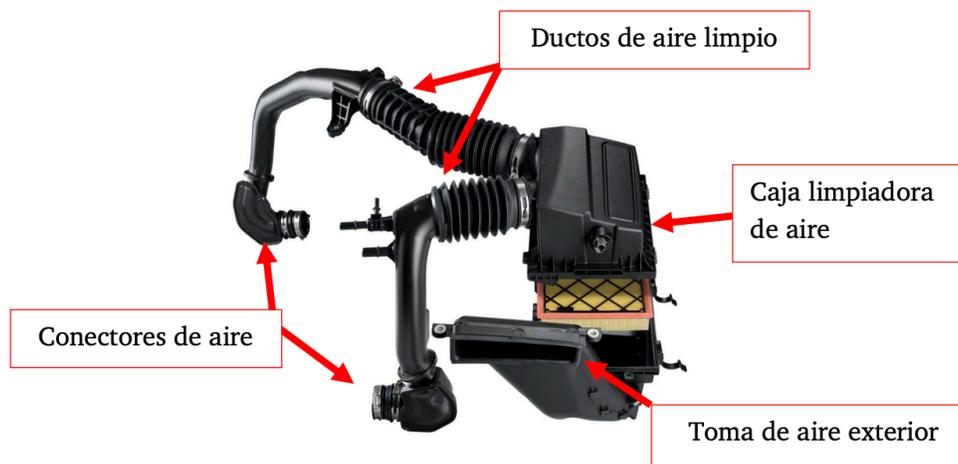


Figura 1.1 — Componentes del AIS⁶.

1.3 Tipos de ruido

A medida que el aire es aspirado a través del AIS, este puede ser una fuente considerable de ruidos internos, los cuales pueden ser deseados o no deseados y provienen de diversas fuentes⁷. Estos ruidos son perceptibles tanto para conductores como para pasajeros; en particular, los sonidos sordos de baja frecuencia (menores a 500 [Hz]) se consideran no deseados, ya que pueden indicar la existencia de un problema técnico en el vehículo y suelen ser incómodos para el oído humano.

Los tipos de ruido en el AIS se clasifican de la siguiente manera:

A. Ruido de flujo de aire en el ducto

Se debe a excitación por la masa fluctuante y velocidad volumétrica, y por fluctuaciones de presión o fuerza aerodinámica motor⁷.

B. Ruido de flujo turbulento

Se genera por la turbulencia y vorticidad del aire al pasar a través de conductos, filtros y válvulas con cambios bruscos de dirección o sección, causando sonidos de “silbido”⁸.

C. Ruido de resonancia

Ocurre cuando el aire en una cavidad cerrada, como uno de los ductos, oscila en respuesta a cambios de presión, generando un sonido específico de baja frecuencia⁹.

D. Ruido de la válvula de mariposa (throttle noise)

Se debe al flujo de aire que pasa a través del cuerpo de aceleración, especialmente en transiciones de apertura y cierre, lo que se le conoce cuando se pisa a fondo el acelerador (*wide-open throttle*) y cuando se pisa parcialmente el acelerador (*part throttle*)⁹.

E. Ruido de separación de flujo

Se genera cuando el flujo de aire se separa de una superficie debido a una geometría abrupta, como curvas cerradas o restricciones¹⁰.

F. Ruido de inducción forzada (en motores turboalimentados o con sobrealimentador)

En sistemas con turbocompresor o supercargador, el flujo de aire comprimido genera ruidos adicionales, como el “silbido” del turbo y el “chirrido” de la válvula de descarga (blow-off valve)¹¹.

1.4 Tecnologías y soluciones

Para atender los tipos de ruido en el AIS, se llegan a implementar las siguientes tecnologías y propuestas de solución:

A. Resonador de Helmholtz

Basado en el principio de resonancia de Helmholtz, esta solución consiste en dos componentes clave: la cavidad y el cuello (**Figura 1.2**), en donde el aire, al ser forzado a entrar y salir de la cavidad, causa que el aire vibre a una frecuencia natural específica, lo que genera una disipación de energía transmitida, lo que ayude a reducir el ruido tanto en el AIS como en el sistema de escape de los vehículos¹².

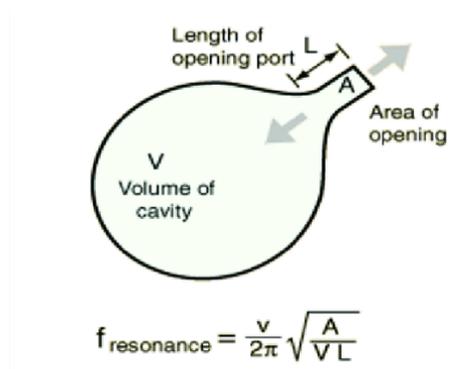


Figura 1.2 — Diseño del resonador de Helmholtz¹².

B. Silenciador acústico

También llamados atenuadores acústicos, son dispositivos colocados en una parte del conducto con el propósito de disminuir la propagación del sonido hacia el exterior o hacia otra área, al mismo tiempo que permiten el flujo adecuado de fluidos como aire, gases o vapor¹³.

C. Tubo de Herschel-Quincke

Se trata de un tubo lateral conectado al conducto principal en dos puntos separados a lo largo de su longitud¹⁴. Al ingresar al tubo Herschel-Quincke (HQ), la onda incidente se divide y luego se vuelve a combinar en el punto de unión ubicado más adelante. Debido a que las ondas acústicas recorren trayectos de distinta longitud en el conducto principal y en el HQ, se reencuentran fuera de fase, generando efectos de interferencia. Si este desfase se controla adecuadamente, las ondas se anularán en ciertas frecuencias, reduciendo así la energía acústica transmitida¹⁵.

D. Filtros de aire

Los filtros de aire utilizados en la caja de aire del AIS son sistemas lineales, discretos e invariantes en el tiempo, diseñados para realizar operaciones matemáticas sobre una señal de muestra con el propósito de atenuar o transmitir determinadas bandas de frecuencia. Para su

fabricación, se emplean pliegues en forma de prisma rectangular hechos de fibra vulcanizada, los cuales están fijados a un sello (marco de color naranja) que permite un ajuste preciso dentro de la caja de aire¹⁶.

E. Paredes no rígidas

Esta tecnología se llega a implementar en un banco de pruebas de flujo, en donde se controla la velocidad del flujo de aire. Para reducir las vibraciones en las paredes, se suele emplear arena cargada en ellas. No obstante, los experimentos que se han llevado a cabo han sido en condiciones muy específicas y no llegan a considerar variables que puedan influir en los resultados, por lo tanto, el modelado del nivel de sonido transmitido es complicado de realizar, además de que las condiciones de frontera se deben de definir completamente tanto en modelos de elemento finito y pruebas físicas¹⁷.

F. Metamateriales acústicos

Son un tipo de material diseñado para presentar propiedades que, por lo general, son poco comunes en materiales que se encuentran en la naturaleza. Los metamateriales suelen estar compuestos por una combinación de materiales, organizados en patrones repetitivos a escalas más pequeñas que las longitudes de onda de los fenómenos que afectan¹⁸. Se caracterizan por poseer parámetros de densidad de masa, módulo de Young, y razón de Poisson negativos, lo que permite absorber las ondas de sonido y aislamiento de vibraciones¹⁹.

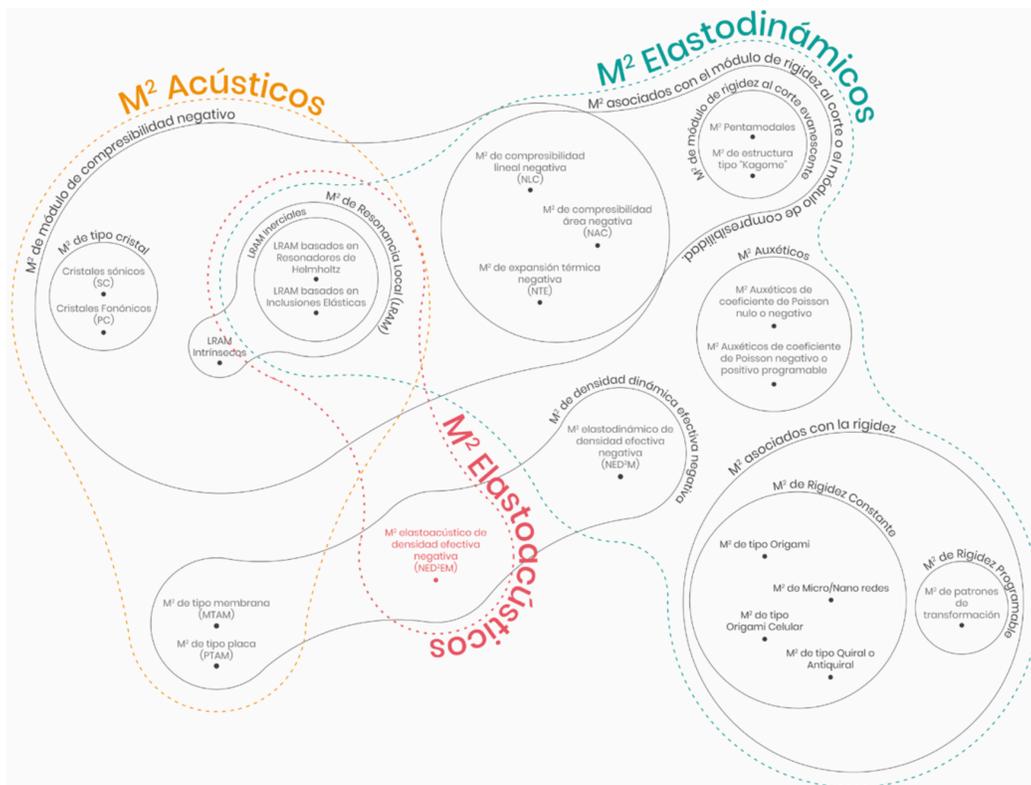


Figura 1.3 — Clasificación de los metamateriales mecánicos²⁰.

1.5 Problemática

En el AIS de un vehículo, se detectó un ruido de tipo chirrido o silbido, con una frecuencia aproximada de 350–450 [Hz] y de carácter determinístico, generado en el ducto de aire limpio o de baja presión durante la aceleración.

La causa del problema es el cierre rápido de la válvula del acelerador mientras el turbocompresor gira a alta velocidad, lo que genera una caída de presión significativa en el compresor. Esto provoca un flujo inverso y el bloqueo de las aspas del compresor, generando una fuerte excitación acústica de banda ancha en su entrada. Dicha excitación se transmite a través de la conexión con el subsistema de baja presión del AIS, lo que a su vez activa una resonancia de 360 [Hz] en el ducto de aire limpio. Como resultado, se produce un ruido sordo excesivo en el orificio a esta frecuencia, el cual se propaga hasta el habitáculo del vehículo.

1.6 Objetivo

El objetivo de este proyecto es desarrollar un diseño conceptual de un metamaterial acústico de tipo membrana en configuración multicapa que, a través del método de la matriz de transferencia, mitigará un ruido ocasionado en un componente del sistema de inducción de aire (AIS) de un vehículo, buscando validar su efectividad mediante un análisis numérico detallado, y culminar con la presentación de un modelo 3D que facilite la visualización y comprensión del diseño final.

1.7 Elección del resonador de solución

El resonador de Helmholtz y el HQ son posibles soluciones para la problemática del ruido de este proyecto, pero fueron descartadas debido a la falta de espacio geométrico necesario para su integración en la cabina.

La solución propuesta para el problema planteado es un diseño conceptual de un **metamaterial acústico de tipo membrana (MTAM)** que, mediante la obtención del parámetro de la pérdida de transmisión del Método de la Matriz de Transferencia, permitirá conocer la cantidad de ruido mitigada de la problemática. Este metamaterial acústico se colocará en el interior del ducto de aire de baja presión, evitando así la restricción causada por el espacio geométrico disponible.

1.8 Requerimientos y especificaciones

El diseño conceptual del MTAM deberá tener los siguientes requerimientos y especificaciones:

Requerimientos

- El MTAM debe suprimir el ruido en el rango de frecuencias de 350–450 [Hz] cuando menos la mitad de lo perceptible.

Especificaciones

- La pérdida de transmisión de sonido (STL) deberá de ser cuando menos de 15 [dB] para el rango de frecuencias de 350–450 [Hz].

1.9 Consideraciones

El metamaterial acústico estará fijado por medio de componentes y un sistema de sujeción que más adelante se abordarán, debido a que se deberá permitir el paso del aire dentro del ducto.

El ducto de aire limpio de baja presión que contendrá el MTAM será el representado en la **Figura 1.4**, ya que es el que mejor ejemplifica la geometría relacionada con la problemática.

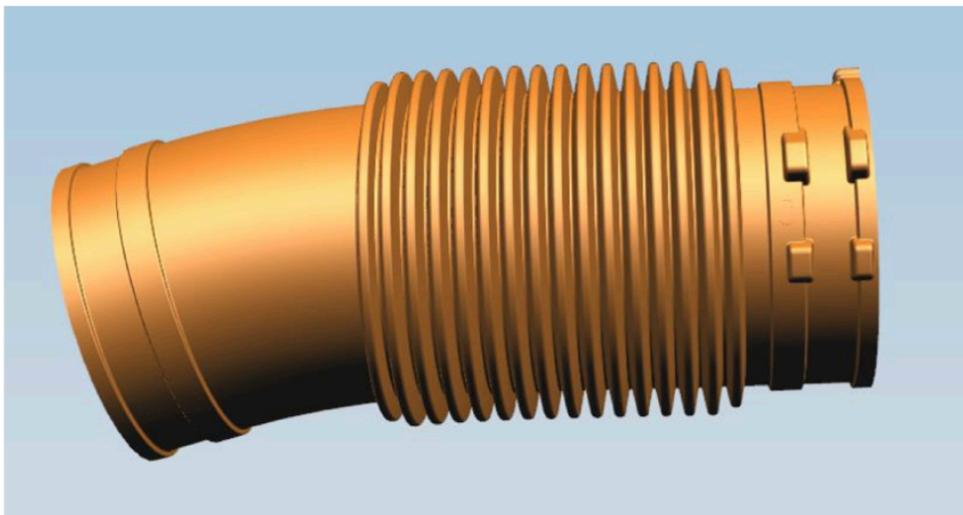


Figura 1.4 — Ducto de aire limpio de baja presión²¹.

1.10 Estructura de la tesis

El capítulo 1 introduce el contexto y las motivaciones del proyecto, explicando la importancia de mejorar el NVH del refinamiento vehicular mediante la reducción del ruido del AIS. Se describen los tipos de ruido generados por el AIS, las soluciones existentes y las limitaciones, así como el potencial de los metamateriales para abordar esta problemática. También, se establecen el objetivo del proyecto y la metodología a seguir para alcanzar los resultados esperados.

El capítulo 2 proporciona los fundamentos teóricos necesarios para entender el comportamiento del sonido y su impacto en el AIS. Se explican las métricas acústicas, el método de la matriz de transferencia para modelar la propagación del sonido y el concepto de pérdida de transmisión como indicador clave de la eficacia de la insonorización.

En el capítulo 3, se aborda el diseño conceptual del metamaterial, detallando la selección de una membrana como estructura base, las razones para elegir una geometría circular o cuadrada, y las ventajas de una configuración multicapa frente a una de una sola capa. Asimismo, se explica el proceso iterativo empleado para ajustar las dimensiones y materiales con el fin de llegar a la pérdida de transmisión acústica deseada.

El capítulo 4 presenta la validación del diseño mediante simulaciones y análisis técnico. Se muestran los modelos en 3D del metamaterial, las gráficas de pérdida de transmisión en función de la frecuencia y las especificaciones técnicas finales, demostrando la efectividad del diseño en la reducción de ruido en el AIS.

El capítulo 5 concluye el trabajo resaltando las mejoras logradas en la insonorización del AIS y el refinamiento vehicular. Se sugieren líneas de investigación futura, como la optimización del diseño y la exploración de nuevos materiales, y se incluyen las referencias bibliográficas y los apéndices con el código de simulación y los planos del metamaterial.

Capítulo 2. Antecedentes

2.1 El sonido y sus métricas

2.1.1 El sonido y el ruido

En el campo de la física, el sonido es una vibración u oscilación que se propaga como una onda acústica longitudinal a través de un medio de transmisión elástico como el gas, el líquido o el sólido (**Figura 2.1a**). Desde la perspectiva de la fisiología y la psicología humanas, el sonido se refiere a cómo estas ondas son recibidas y procesadas por el cerebro²².

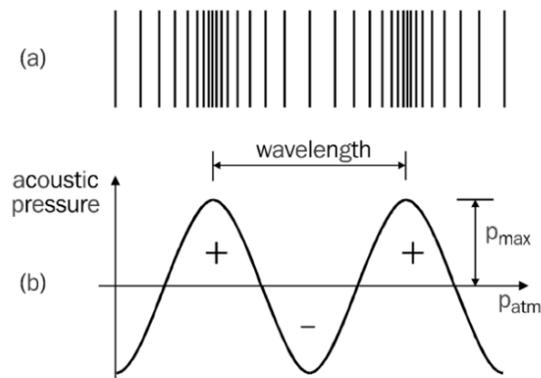


Figura 2.1 — Representación de una onda de sonido. (a) Compresiones y rarefacciones causadas en el aire por la onda sonora. (b) Representación gráfica de variaciones de presión por arriba y por debajo de la presión atmosférica²³.

El ruido puede definirse como un “sonido desagradable o no deseado” u otra perturbación. Desde el punto de vista de la acústica, el sonido y el ruido son básicamente el mismo fenómeno: fluctuaciones en la presión atmosférica alrededor de la presión atmosférica media; la diferencia entre ambos es, en gran medida, subjetiva. Lo que para una persona puede ser sonido, para otra podría percibirse como ruido²⁴.

El reconocimiento del ruido como un peligro grave para la salud es una preocupación relativamente moderna. Con el desarrollo de la industria moderna, la cantidad de fuentes de ruido ha aumentado, lo que ha acelerado la pérdida de audición inducida por el ruido; la música amplificada también ha contribuido a este problema. Aunque la música amplificada puede considerarse sonido (y no ruido) y ser una fuente de placer para muchas personas, el ruido excesivo generado por gran parte de la industria moderna probablemente no resulte agradable para casi nadie²⁴.

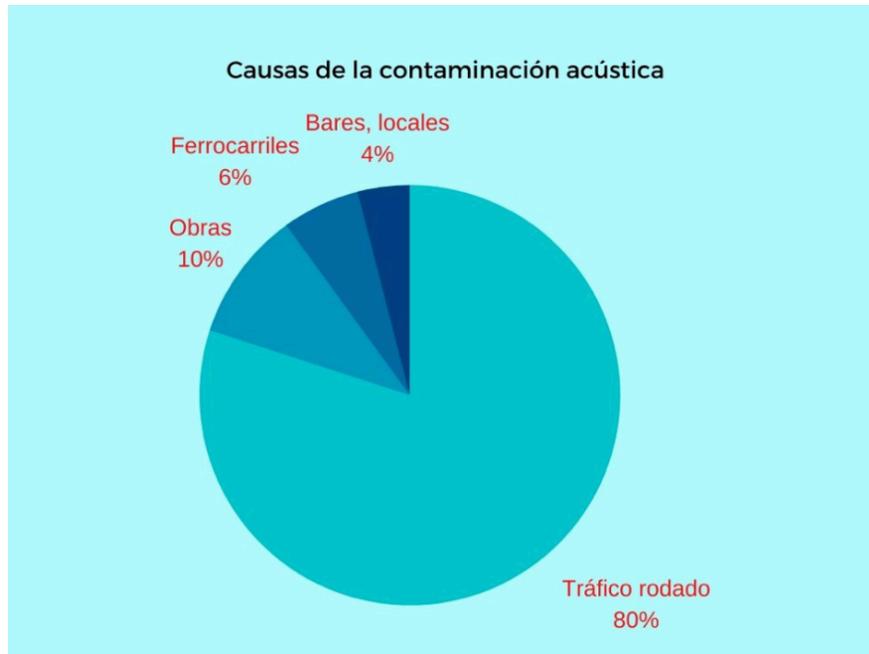


Figura 2.2 — Causas de la contaminación acústica²⁴.

2.1.2 Medición del sonido

Como el sonido, o ruido, es el resultado de variaciones de presión, su medición se da por medio de parámetros de onda como:

Amplitud de cambios de presión

Es el valor de la presión atmosférica p_{atm} a la presión máxima p_{max} tanto negativa como positiva²⁵.

Frecuencia (f)

Número de ciclos de la variación de presión en el medio por unidad de tiempo, o simplemente, el número de ciclos por segundo, y se expresa en Hertz (Hz), unidad del Sistema Internacional de Unidades (SI), nombrada en honor al físico alemán Heinrich Rudolf Hertz, quien demostró primeramente la existencia de las ondas electromagnéticas predichas por las ecuaciones del electromagnetismo de Maxwell²⁶.

Longitud de onda (λ)

Distancia que la onda mecánica viaja durante un ciclo.

Periodo (T)

Tiempo transcurrido durante un ciclo de una onda para pasar un punto fijo. Matemáticamente, se expresa como el inverso de la frecuencia.

Velocidad (c)

La velocidad de propagación del sonido en el aire es de 343 [m/s], a 20 [°C] y 1 presión atmosférica.

Todas las propiedades mencionadas (excepto la velocidad del sonido) solo se aplican a un tono puro (de una sola frecuencia), el cual se describe mediante las oscilaciones de presión mostradas en la **Figura 2.1**.

No obstante, los sonidos que se encuentran en la vida cotidiana rara vez son tonos puros, puesto que, en general, los sonidos son combinaciones complejas de variaciones de presión que cambian en fase, frecuencia y amplitud. Para estos sonidos complejos, no existe una relación matemática sencilla entre sus diferentes características. No obstante, cualquier señal puede considerarse como una combinación de un número determinado (posiblemente infinito) de ondas sinusoidales, cada una de las cuales puede describirse siguiendo el mismo principio mencionado anteriormente. Estas componentes sinusoidales conforman el espectro de frecuencias de la señal (**Figura 2.3**).

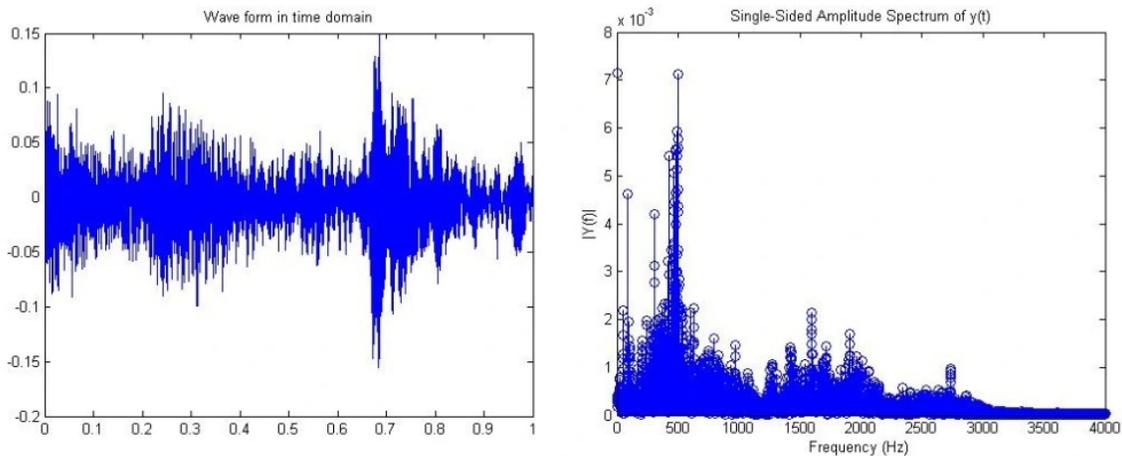


Figura 2.3 — Análisis de frecuencia o análisis espectral²⁶.

Solo las ondas acústicas con frecuencias entre 20 [Hz] y 20,000 [Hz] son percibidas por los humanos, ya que están dentro del rango de audición. En condiciones normales de presión atmosférica, estas ondas sonoras tienen longitudes de onda que varían entre 17 metros y 1.7 centímetros. Las ondas superiores a 20,000 [Hz] se denominan ultrasonido y no pueden ser escuchadas por los humanos, mientras que las ondas inferiores a 20 [Hz] se llaman infrasonido. Los distintos tipos de animales tienen capacidades auditivas diferentes, lo que les permite escuchar ultrasonidos en algunos casos.

2.1.3 Percepción humana y ponderación

La psicoacústica es la rama de la psicofísica que involucra el estudio de la percepción del sonido por el sistema auditivo humano. Es la rama de la ciencia que estudia las respuestas psicológicas asociadas con sonido incluyendo ruido, discurso, y música²⁷.

Un aspecto clave en la percepción humana del sonido es si un sonido se considera agradable o desagradable. Además de nuestras propias experiencias y preferencias personales, diversos factores influyen en la forma en que determinamos si un sonido es molesto o placentero. En conjunto, estos indicadores psicoacústicos nos ayudan a formar una opinión sobre los sonidos²⁷.

Indicadores psicoacústicos:

- Tono (Pitch)
- Intensidad (Loudness)
- Agudeza (Sharpness)
- Tonalidad (Tonality)
- Duración (Duration)
- Aspereza (Roughness)

Lo que hace que un sonido se perciba como “agradable” o “desagradable” depende de cómo el cerebro interpreta estos indicadores. Por ejemplo, aunque el sonido de un sol sostenido (G#) siempre es la misma nota, escucharlo en una flauta es muy diferente a escucharlo en una alarma de humo. Los indicadores psicoacústicos recibidos de la flauta son interpretados por el cerebro como relajantes, mientras que los mismos indicadores provenientes de una sirena se perciben como amenazantes²⁷.

Para determinar el nivel absoluto de un sonido, la presión sonora se expresa en relación con una presión de referencia que corresponde al nivel más bajo de presión sonora que el oído humano joven y sano puede detectar. El resultado se denomina nivel de presión sonora (L_p o SPL, por sus siglas en inglés), y se mide en decibeles o decibelios (dB)²⁸, unidad que se utiliza para medir la intensidad del sonido y otras magnitudes físicas. Un decibelio es la décima parte de un belio (B), unidad que recibe su nombre por Graham Bell, el inventor del teléfono. Su escala logarítmica es adecuada para representar el espectro auditivo del ser humano.

La escala de decibeles es logarítmica, por lo que un aumento de tres decibelios en el nivel de sonido ya representa una duplicación de la intensidad del ruido. Por ejemplo, una conversación normal puede ser de aproximadamente 65 [dB] y, por lo general, un grito es de 80 [dB]. La diferencia es de tan sólo 15 [dB], pero el grito es 30 veces más intenso.

Hay que tener en cuenta que **intensidad** no es exactamente lo mismo que nivel de presión sonora. Para tener en cuenta el hecho de que el oído humano percibe los sonidos especialmente graves o agudos como menos intensos, el ruido suele medirse en decibeles con ponderación A (**dBA o dB(A)**)²⁹, lo cual significa que la medición de la presión sonora ha

sido ajustada para reflejar cómo el oído humano percibe los sonidos a diferentes frecuencias, a raíz de que el oído humano no responde de manera uniforme a todas las frecuencias.

Ejemplo:

- Un sonido de 80 [dB] a 100 [Hz] puede percibirse como menos molesto que un sonido de 80 [dB] a 1,000 [Hz], porque el oído es menos sensible a las bajas frecuencias.
- Si se mide con ponderación A, el sonido de 100 [Hz] podría registrarse como 70 [dBA], mientras que el de 1,000 [Hz] se mantendría cerca de 80 [dBA].

2.2 Objetivos de ruido vehicular interior

Los niveles de ruido interior se miden de forma rutinaria en la posición del oído del conductor (y en otras partes del interior del vehículo) de acuerdo con BS 6086 1981³⁰. Puede adoptarse cualquiera de los dos esquemas básicos para objetivos objetivos de ruido interior.



2.2.1 Esquema de mejora perceptible

En este esquema, los niveles de presión acústica en el interior del vehículo se miden de acuerdo con BS 6086 1981³⁰ en el vehículo de la competencia. Luego, se establece un objetivo para el vehículo en desarrollo en términos de mejora relativa²⁰.

| Cambio en sonoridad | Cambio en SPL |
|----------------------|---------------|
| Apenas perceptible | -3 [dB] |
| Claramente notable | -5 [dB] |
| La mitad de fuerte | -10 [dB] |
| Mucho más silencioso | -20 [dB] |

Figura 2.4 — Relacionales de métricas del sonido para el esquema de mejora perceptible³¹.

Las muestras de ruido interior se pueden analizar para obtener las siguientes métricas:

Nivel de presión acústica general

- Esta medida normalmente sería ponderada. Los objetivos típicos se diseñarían en términos de nivel máximo de presión sonora a ciertas velocidades de la carretera en condiciones de cruce y a ciertas velocidades del motor con aceleración a carga completa.

Nivel de presión sonora para el orden de frecuencia de encendido del motor y en órdenes de motor superiores.

- En el contexto de los motores de combustión interna, esta medida está relacionada con la vibraciones y ruido generado por el motor en función de su frecuencia de encendido como el ritmo al que los cilindros del motor completan un ciclo de combustión, que se relaciona con el régimen de las revoluciones por minuto (RPM).
- Los órdenes superiores son múltiplos de la frecuencia de encendido que pueden ser responsables de vibraciones armónicas que contribuyen al ruido global del motor. Por ejemplo, el segundo orden sería el doble de la frecuencia de encendido, el tercer orden sería el triple, y así sucesivamente²⁰.

2.2.2 Esquema de valor de la marca

En este esquema, se adopta un conjunto definitivo de objetivos de ruido interior, independientemente del rendimiento relativo de los vehículos de la competencia, con el fin de hacer una declaración de marca particular.

Los objetivos pueden aplicarse a la comodidad auditiva o, más habitualmente, a la inteligibilidad del habla.

Por obvias razones, estos objetivos son específicos de la marca, pero se aplican algunas reglas generales:

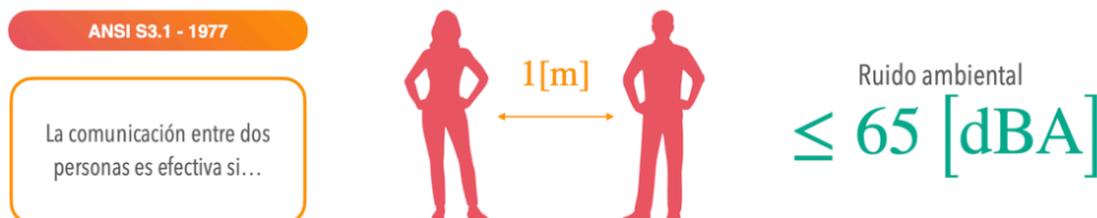


Figura 2.5 — Representación de la ANSI S3.1-1977³².

2.3 El Método de la Matriz de Transferencia

El método de la matriz de transferencia (TMM, por sus siglas en inglés) es una técnica utilizada en acústica para analizar la propagación de ondas acústicas a través de medios y sistemas multicapa, como paneles, conductos, silenciadores y materiales porosos. Este método se basa en describir cómo las variables acústicas (como la presión y la velocidad de las partículas) cambian a medida que las ondas acústicas viajan a través de diferentes medios o interfaces³³.

El método parte de la formulación de las ecuaciones acústicas en términos de una matriz que relaciona las condiciones acústicas en un punto de referencia (entrada) con las condiciones en otro punto (salida)³³.

Para un sistema acústico, las variables relevantes son:

$p(x) \rightarrow$ presión acústica.

$v(x) \rightarrow$ velocidad de la partícula.

Cada elemento de la matriz depende de las propiedades físicas y geométricas del sistema, como:

- La densidad del medio.
- La velocidad del sonido.
- La impedancia acústica.
- El número de onda a una frecuencia angular.
- La longitud y geometría de la estructura.

2.3.1 Una sola capa

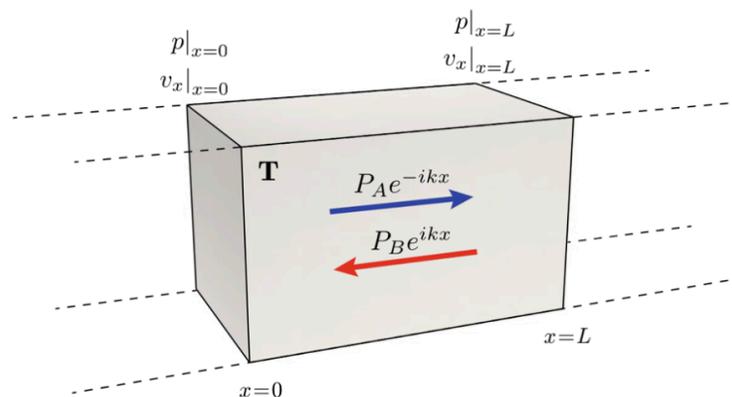


Figura 2.6 — Representación de la capa del material acústico caracterizada por la matriz de transferencia \mathbf{T} . La propagación en el interior de la capa está modelada por ondas de propagación opuestas³³.

Asumiendo que solo ondas longitudinales planas se propagan a través de la capa y una dependencia armónica temporal de tipo $e^{i\omega t}$, el campo total adentro del material se expresa como la superposición de la propagación de dos ondas en direcciones opuestas como

$$p(x) = P_A e^{-ikx} + P_B e^{ikx}, \quad (2.1)$$

$$v_x(x) = \frac{P_A}{Z} e^{-ikx} - \frac{P_B}{Z} e^{ikx}, \quad (2.2)$$

donde $Z = \rho c$ es la impedancia acústica característica, $k = \omega/c$ es el número de onda a una frecuencia angular de $\omega = 2\pi f$, con ρ siendo la densidad, c la velocidad del sonido del material, y las amplitudes de ambas ondas son dadas por P_A y P_B .

Para evaluar estas amplitudes, se define la presión y velocidad en ambos lados del bloque. Primero, en $x = 0$ se obtiene

$$p(x) \Big|_{x=0} = P_A + P_B, \quad (2.3)$$

$$Zv_x(x) \Big|_{x=0} = P_A - P_B. \quad (2.4)$$

mientras que, en $x = L$ se tiene

$$p(x) \Big|_{x=L} = (P_A + P_B)\cos(kL) - i(P_A - P_B)\sin(kL), \quad (2.5)$$

$$v_x(x) \Big|_{x=L} = \frac{(P_A - P_B)}{Z} \cos(kL) - i \frac{(P_A + P_B)}{Z} \sin(kL). \quad (2.6)$$

Posteriormente, se pueden relacionar las magnitudes acústicas en ambas fronteras al combinar (2.3)–(2.4) con (2.5)–(2.6), tal que

$$p(x) \Big|_{x=L} = \cos(kL)p(x) \Big|_{x=0} - iZ \sin(kL)v_x(x) \Big|_{x=0}, \quad (2.7)$$

$$v_x(x) \Big|_{x=L} = \cos(kL)v_x(x) \Big|_{x=0} - i \frac{1}{Z} \sin(kL)p(x) \Big|_{x=0}. \quad (2.8)$$

Las ecuaciones (2.7)–(2.8) se pueden expresar en forma matricial como

$$\begin{bmatrix} p \\ v_x \end{bmatrix}_{x=L} = \begin{bmatrix} \cos(kL) & -iZ \sin(kL) \\ \cos(kL) & -i\frac{1}{Z} \sin(kL) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p \\ v_x \end{bmatrix}_{x=0} \quad (2.9)$$

Después de aplicar la inversa, se recupera la formulación básica de la matriz de transferencia de una capa del material acústico, dada por

$$\begin{bmatrix} p \\ v_x \end{bmatrix}_{x=L} = \begin{bmatrix} \cos(kL) & iZ \sin(kL) \\ i\frac{1}{Z} \sin(kL) & \cos(kL) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p \\ v_x \end{bmatrix}_{x=0} \quad (2.10)$$

De esta manera, las magnitudes acústicas en ambos lados de la capa de fluido unidimensional están relacionadas por una matriz de 2×2 , la cual solo depende de la impedancia y el número de onda en el material.

Ahora bien, para un material dado, se define la matriz de transferencia total, \mathbf{T} , que relaciona la presión del sonido, p , y la velocidad acústica normal de partícula, v_x , al principio, $x = 0$, y al final de la estructura, $x = L$, tal que

$$\begin{bmatrix} p \\ v_x \end{bmatrix}_{x=L} = \mathbf{T} \begin{bmatrix} p \\ v_x \end{bmatrix}_{x=0}, \quad (2.11)$$

por lo tanto, la matriz total de transferencia \mathbf{T} es una matriz de 2×2 como

$$\begin{bmatrix} p \\ v_x \end{bmatrix}_{x=L} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p \\ v_x \end{bmatrix}_{x=0}. \quad (2.12)$$

2.3.2 Multicapa

Cuando se trabaja con una estructura compleja, como un arreglo de varios elementos (**Figura 2.7**), la matriz total de transferencia está dada por el producto de las matrices de transferencia de las N capas o elementos del sistema, tal que

$$\mathbf{T} = \prod_{n=1}^N \mathbf{T}_n. \quad (2.13)$$

La continuidad de presión y velocidad normal de partícula en cada interfaz del sistema se satisfacen intrínsecamente.

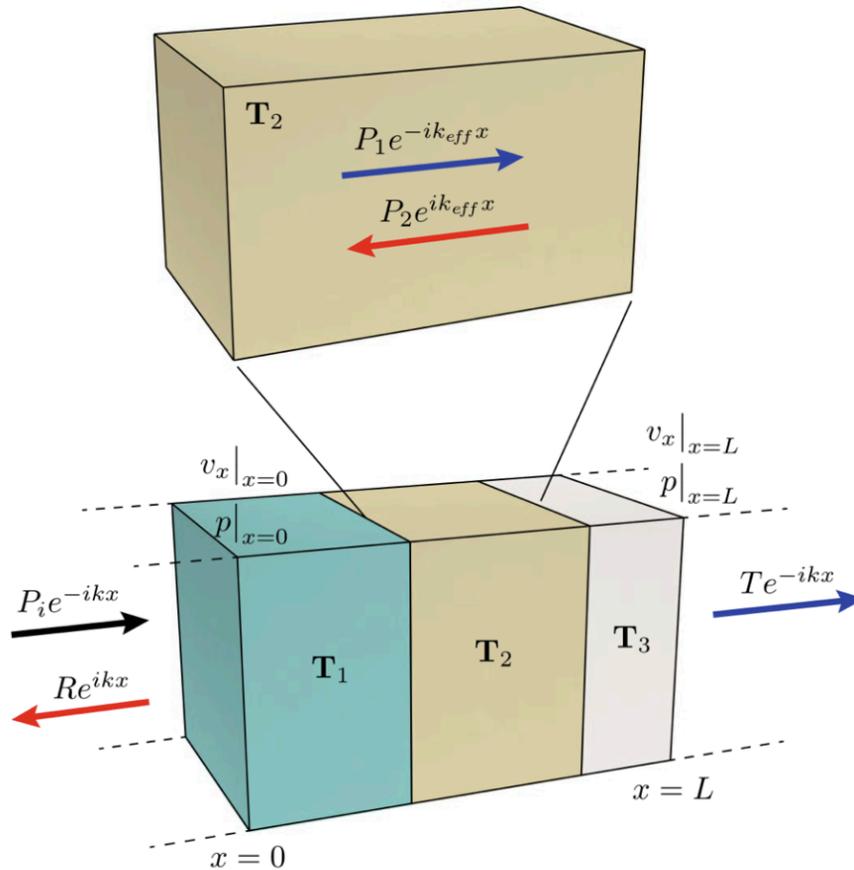


Figura 2.7 — Representación de una estructura acústica compuesta por varias capas de propiedades efectivas. El sistema está caracterizado por una matriz total de transferencia \mathbf{T} , igual al producto de matrices de los elementos o capas $\mathbf{T} = \mathbf{T}_1 \mathbf{T}_2 \mathbf{T}_3$ ³³.

2.3.3 Coeficientes de transmisión y reflexión

Un sistema acústico, generalmente, está condicionado por su geometría, por lo que sus propiedades de dispersión pueden ser evaluados, por medio de dos tipos de problemas:

- Problema de reflexión.
- Problema de transmisión.

En este proyecto, se centra en un **problema de transmisión**, ya que el MTAM está rodeado de un fluido. Por lo que, primeramente, se tiene la ecuación (2.11) como

$$p(x) \Big|_{x=0} = T_{11} p(x) \Big|_{x=L} + T_{12} v_x(x) \Big|_{x=L}, \quad (2.14)$$

$$v_x(x) \Big|_{x=L} = T_{21} p(x) \Big|_{x=L} + T_{22} v_x(x) \Big|_{x=L} . \quad (2.15)$$

Dado lo anterior, se obtiene una matriz de dispersión, \mathbf{S} , la cual contiene coeficientes de reflexión, R , y transmisión, T , que existen en ambos lados de la estructura, denotados por los superíndices (+, -) indicando la dirección de incidencia de la onda en el eje x positivo y negativo, respectivamente.

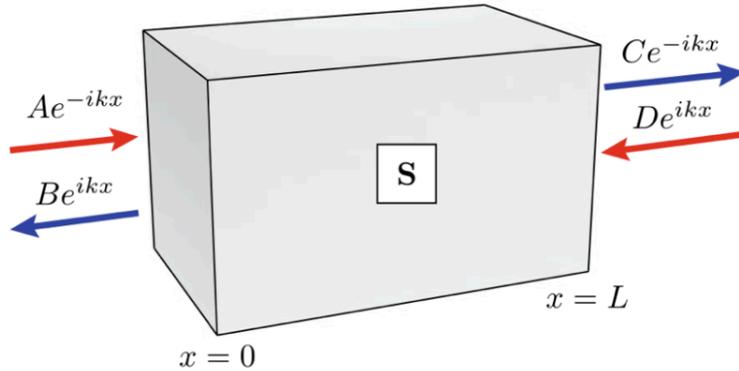


Figura 2.8 — Ondas de entrada y de salida que definen la dispersión de la estructura. La matriz de dispersión \mathbf{S} , describe completamente las ondas transmitidas y reflejadas³³.

Suponiendo una onda plana incidente cuya amplitud es la unidad, la presión y la velocidad en ambos lados de la estructura se pueden definir como una función de los coeficientes de reflexión R^+ y R^- , y de transmisión correspondientes, T^+ y T^- , tal que

$$p(x) \Big|_{x=0} = 1 + R^+ , \quad p(x) \Big|_{x=L} = T^- e^{ikL} , \quad (2.16)$$

$$v_x(x) \Big|_{x=0} = \frac{1 - R^-}{Z_0} , \quad v_x(x) \Big|_{x=L} = \frac{T^- e^{ikL}}{Z_L} , \quad (2.17)$$

y para una onda plana incidente viniendo de $+\infty$ y propagándose en la dirección de $+x$, se tiene

$$p(x) \Big|_{x=0} = T^+ e^{ikL} , \quad p(x) \Big|_{x=L} = R^+ + 1 , \quad (2.18)$$

$$v_x(x) \Big|_{x=0} = -\frac{T^+ e^{ikL}}{Z_0} , \quad v_x(x) \Big|_{x=L} = \frac{R^+ - 1}{Z_L} , \quad (2.19)$$

Con $Z_0 = \rho_0 c_0$, en donde ρ_0 y c_0 son la densidad y la velocidad del medio de propagación del sonido, respectivamente. Al combinar las ecuaciones (2.16)–(2.19) con (2.14)–(2.15), se obtienen las siguientes relaciones:

$$T^- = \frac{1 + R^-}{T_{11} + T_{22}/Z_L}, \quad (2.20)$$

$$T^- = \frac{1 - R^-}{T_{21}Z_0 + T_{22}Z_0/Z_L}, \quad (2.21)$$

$$T^+ = T_{11}(1 + R^+) + \frac{T_{12}}{Z_L}(R^+ - 1), \quad (2.22)$$

$$T^+ = -T_{21}Z_0(1 + R^+) - T_{22}\frac{Z_0}{Z_L}(R^+ - 1), \quad (2.23)$$

2.3.4 Reciprocidad

Existen diferentes configuraciones de los sistemas según su función. Las ecuaciones (2.24)–(2.27) representan la relación entre la matriz- \mathbf{T} y la matriz- \mathbf{S} para un sistema no recíproco, donde el medio por un lado es diferente al del otro. No obstante, dichas ecuaciones se pueden simplificar bajo la condición del sistema recíproco, donde la estructura está rodeada por el mismo medio, como sucede con los metamateriales rodeados de aire. En la **Tabla 2.1** se pueden apreciar las condiciones que cumplen y sus respectivas ecuaciones de los coeficientes de ambos sistemas.

Tabla 2.1 – Sistemas recíprocos y no recíprocos.

| Tipo de sistema | Condición que cumplen | Ecuaciones de los coeficientes de transmisión y reflexión |
|-----------------|----------------------------------|--|
| No recíproco | $Z_0 \neq Z_L$ $T^- \neq T^+$ | $T^- = \frac{2e^{ikL}}{T_{11} + T_{12}/Z_L + T_{21}Z_0 + T_{22}Z_0/Z_L}, \quad (2.24)$ |
| | | $R^- = \frac{T_{11} + T_{12}Z_L - T_{21}Z_0 - T_{22}Z_0/Z_L}{T_{11} + T_{12}Z_L + T_{21}Z_0 + T_{22}Z_0/Z_L}, \quad (2.25)$ |
| | | $T^+ = \frac{Z_0}{Z_L} \frac{2e^{ikL}(T_{11}T_{22} - T_{12}T_{21})}{T_{11} + T_{12}Z_L + T_{21}Z_0 + T_{22}Z_0/Z_L}, \quad (2.26)$ |
| | | $R^+ = \frac{-T_{11} + T_{12}Z_L - T_{21}Z_0 + T_{22}Z_0/Z_L}{T_{11} + T_{12}Z_L + T_{21}Z_0 + T_{22}Z_0/Z_L}, \quad (2.27)$ |

| Tipo de sistema | Condición que cumplen | Ecuaciones de los coeficientes de transmisión y reflexión |
|-----------------|--------------------------------|--|
| Recíproco | $Z_0 = Z_L$ $T^- = T^+ = T$ | $T = \frac{2e^{ikL}}{T_{11} + T_{12}/Z_0 + T_{21}Z_0 + T_{22}}, \quad (2.28)$ |
| | | $R^- = \frac{T_{11} + T_{12}Z_L - T_{21}Z_0 - T_{22}}{T_{11} + T_{12}Z_L + T_{21}Z_0 + T_{22}}, \quad (2.29)$ |
| | | $R^+ = \frac{-T_{11} + T_{12}Z_L - T_{21}Z_0 + T_{22}}{T_{11} + T_{12}Z_L + T_{21}Z_0 + T_{22}}, \quad (2.30)$ |

2.3.5 Membranas

Una de las configuraciones características de los metamateriales son las membranas, que son láminas elásticas delgadas sujetadas en las fronteras bajo una gran tensión de prestiramiento (**Figura 2.9**).

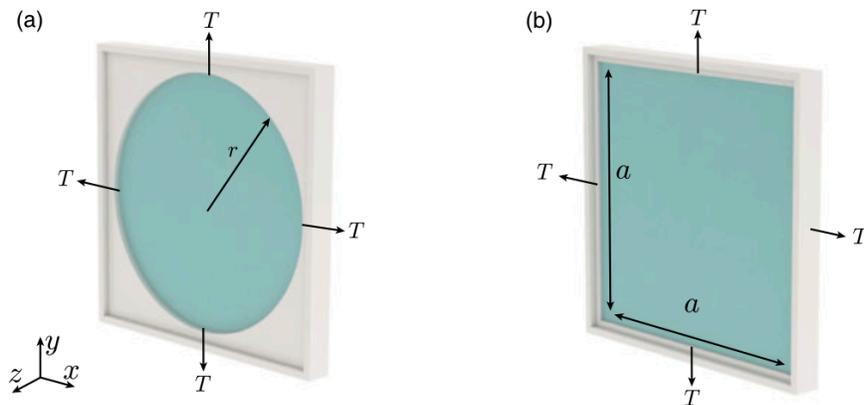


Figura 2.9 — Resonadores de tipo membrana elástica y los parámetros geométricos utilizados. Membranas (a) circular, y (b) cuadrada³³.

Membrana circular

Considerando solamente los modos axisimétricos de una membrana circular de radio r , área $S = \pi r^2$, y espesor h , como se muestra en la **Figura 2.9a**, una expresión analítica se puede obtener de la impedancia acústica, tal que

$$Z'_r = - \frac{i\omega\rho h}{S} \frac{J_0(k_m r)}{J_2(k_m r)}, \quad (2.31)$$

donde ρ es la densidad del material y $k_m = \omega\sqrt{\rho/T}$ es el número de onda en la membrana, con T siendo la tensión aplicada a la membrana.

Por medio de la expansión de Taylor de (2.31) en el régimen de frecuencias bajas ($k_m r \ll 1$), se obtiene el modelo de impedancia agrupada, la cual se expresa

$$Z'_r = -\frac{i\omega\rho h}{S} \left[1 - \frac{f_0}{f} \right], \quad (2.32)$$

en donde la primera frecuencia de resonancia de la placa f_0 está dada por la siguiente aproximación

$$f_0 = 0.38274 \frac{1}{r} \sqrt{\frac{T}{\rho_s}}, \quad (2.33)$$

donde ρ_s es la densidad superficial de la membrana con unidades de $[\text{kg}/\text{m}^2]$.

Para los fines de este proyecto, solo se define y se ahonda en la membrana de forma circular.

2.3.6 Transmisión de ruido a través de una pared doble

La doble pared elástica separada por una cavidad se muestra en la **Figura 2.10**. Este problema de estudio se da, por lo general, en aplicaciones automotrices y aeroespaciales³⁴.

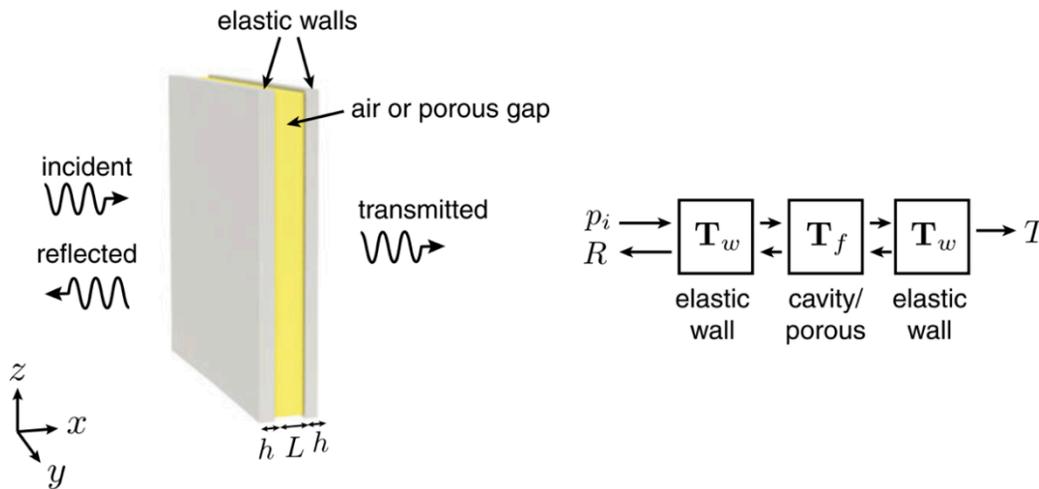


Figura 2.10 — Geometría de la configuración, compuesta por una pared elástica doble separada por una cavidad y diagrama de las matrices de transferencia utilizadas³³.

En este caso, la matriz total de transferencia está dada por

$$\mathbf{T} = \mathbf{T}_w^{[1,2]} \mathbf{T}_f \mathbf{T}_w^{[2]}, \quad (2.34)$$

donde $\mathbf{T}_w^{[1,2]}$ son las matrices de transferencia de ambas capas separadas por una distancia L , con una cavidad de aire.

La expresión de la matriz total de transferencia está dada por

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} 1 & Z_1 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(k_{0,z}L) & iZ_0 \sin(k_{0,z}L) \\ \frac{i}{Z_0} \frac{k_{0,z}}{k_0} \sin(k_{0,z}L) & \cos(k_{0,z}L) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & Z_2 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (2.35)$$

donde los números perpendiculares y transversos están dados por

$$k_{0,z} = \sqrt{k_0^2 - k_0^2 \sin^2(\theta)} \quad \text{y} \quad k_{0,x} = k_0 \sin(\theta) \quad (2.36)$$

y Z_1 y Z_2 son las impedancias de las paredes elásticas infinitas. Una vez que la matriz total de transferencia es calculada, podemos obtener el coeficiente de transmisión T utilizando (2.28).

Posteriormente, se puede representar la **pérdida de transmisión** en escala logarítmica como

$$TL = -10 \log_{10} |T|^2, \quad (2.37)$$

la cual es útil para cuantificar el rendimiento de insonorización de estructuras.

Pérdida de transmisión acústica bajo incidencia normal

Para incidencia normal, $\theta = 0$ [°], y, entonces, $k_{0,z} = k_0$. La pérdida de transmisión acústica (**STL**, por sus siglas en inglés) de un material es la diferencia entre la potencia del sonido transmitido y el nivel de potencia de la onda incidente. En otras palabras, es la capacidad de un material para aislar el sonido o el ruido³⁵.

Capítulo 3. Diseño Conceptual del Metamaterial

3.1 Elemento de resonancia local

Partiendo de un elemento de dimension lateral Δx considerado como resonador puntual, las presiones de subida y bajada, p_u y p_d , y los flujos ν_d y ν_u , son introducidas permitiendo definir la matriz de transferencia para este elemento infinitesimal.

$$\begin{bmatrix} p_d \\ \nu_d \end{bmatrix}_x = \mathbf{T}' \begin{bmatrix} p_u \\ \nu_u \end{bmatrix}_{x+\Delta x}, \quad (3.1)$$

La pérdida de presión

$$\Delta p = p_d - p_u, \quad (3.2)$$

y la continuidad de flujo

$$\Delta \nu = \nu_d - \nu_u, \quad (3.3)$$

pueden ser definidas subsecuentemente como una función del resonador.

Las ecuaciones que relacionan presiones y velocidades en ambos lados son

$$p_d = p_u + Z'_r \nu_u, \quad (3.4)$$

$$\nu_d = \nu_u, \quad (3.5)$$

y pueden ser expresadas en forma matricial para obtener la matriz de transferencia de elementos en serie \mathbf{T}' como

$$\mathbf{T}' = \begin{bmatrix} 1 & Z'_r \\ 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (3.6)$$

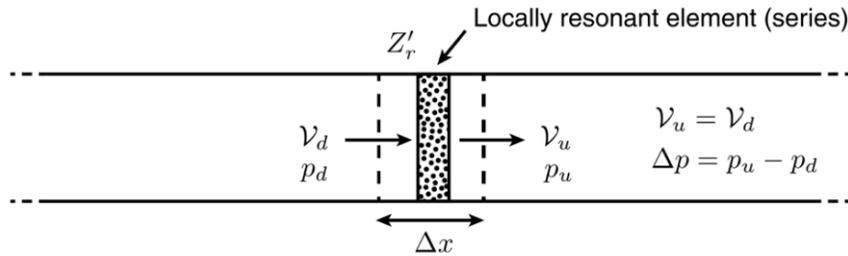


Figura 3.1 — Configuración en serie de un elemento de resonancia local ubicado en serie en una guía de ondas. El resonador introduce una pérdida de presión mientras que el flujo es continuo³³.

Para identificar el elemento de resonancia local adecuado para el ducto, se toma en cuenta la guía de ondas. En este proyecto, el ducto se maneja por medio de una guía de ondas lineal en serie, por lo que las placas elásticas o membranas son los elementos de resonancia local más adecuados para la problemática. Ahora bien, a raíz de que las membranas por su simplicidad de diseño multicapa, capacidad de ofrecer una resonancia localizada en un rango de frecuencias específico, y su fácil integración física, se eligió este tipo de metamaterial para resolver teóricamente la problemática presentada en el Capítulo 1.

3.2 Membrana circular

Dado que el ducto de aire de baja presión del AIS tiene una forma geométrica circular, se optó por utilizar una membrana con la misma geometría, en lugar de una membrana cuadrada. Adicionalmente, el comportamiento de la membrana mejora significativamente cuando $T \gg D$, lo que, en términos simples, se interpreta a que a una alta tensión T implica que la membrana está considerablemente estirada, lo que incrementa la frecuencia de resonancia natural del sistema. Por otro lado, la rigidez a la flexión D se reduce, debido a que las membranas son delgadas y flexibles, y cuando la tensión domina el comportamiento estructural, la membrana actúa más como una cuerda tensa que como una placa rígida³³.

3.3 Método iterativo para el diseño conceptual

Con el programa *Wolfram Mathematica*, se trabajó con una **metodología iterativa** para lograr un diseño conceptual efectivo, con base en la filosofía de prueba y error, donde se evaluaron distintos materiales de caucho de nitrilo y neopreno, espesores, y densidades de la membrana, previamente consultados por fuentes del mercado.

Para su primera frecuencia de resonancia, f_0 , se utilizó el modelo de suspensión, de un sistema con excitación de la base, en donde se incluye el **factor de transmisibilidad de desplazamiento** (T_b), el cual es la razón con la que el desplazamiento se va a transmitir de la base (membrana) al sistema (ducto). En el momento que dicho factor es la unidad, se cumple que la **razón de proporcionalidad de frecuencias** (Ω) es igual a $\sqrt{2}$, y esta se define como la frecuencia de entrada del ruido dividida por la primera frecuencia de resonancia de la membrana³⁴.

Dicho lo anterior, por medio de un despeje, se obtuvo la primera frecuencia de resonancia de la condición operativa (3.9) del metamaterial.

$$T_b(\Omega) = \frac{\sqrt{1 + (2\zeta\Omega)^2}}{\sqrt{(1 - \Omega^2)^2 + (2\zeta\Omega)^2}}, \quad (3.7)$$

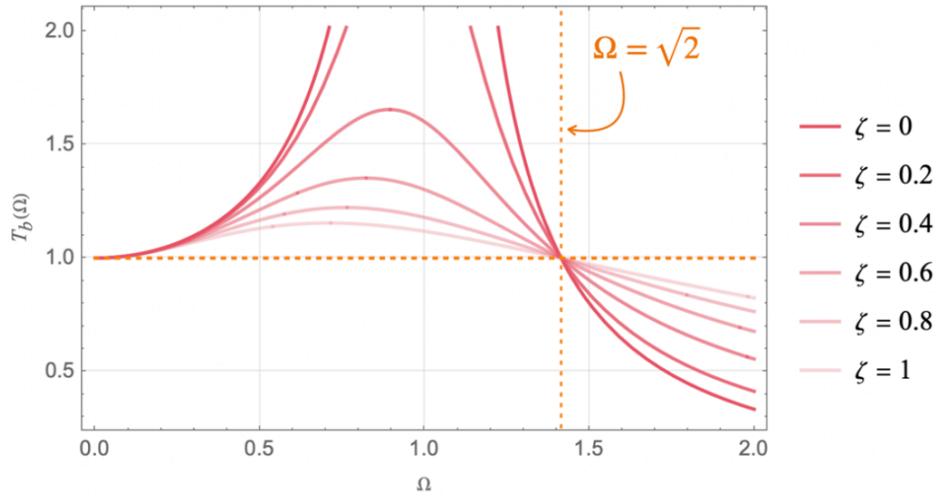


Figura 3.2 — Desplazamiento de transmisibilidad teórica T_b de un sistema masa-resorte-amortiguador de un grado de libertad evaluado para diferentes razones de amortiguamiento ζ ³⁴.

Tomando el extremo inicial, $f = 350$ [Hz], la razón de frecuencias es

$$\Omega \geq \frac{f}{f_0} \geq \frac{350}{f_0} \geq \sqrt{2}, \quad (3.8)$$

y despejando para f_0 , se obtiene

$$f_0 \geq \frac{f}{\Omega} \geq \frac{350}{\sqrt{2}} \geq 247.5 \gtrsim 250, \quad (3.9)$$

por lo tanto, $f_0 = 250$ [Hz].

Con respecto a las características del ruido, se consideró lo siguiente:

- Valores extremos de su rango de frecuencia, es decir, 350 [Hz] y 450 [Hz].
- Ángulo de incidencia $\theta = 0$ [°].

Otro de los parámetros a tomar en cuenta es la **tensión en la membrana**, la cual indica cuánta fuerza se ejerce en la membrana al estirarse, y se calcula despejando a T de (2.33)

$$T = \left(\frac{f_0}{0.38274} r \right)^2 \rho_s, \quad (3.10)$$

Para obtener el esfuerzo, se tiene que

$$\sigma = \frac{T}{h}, \quad (3.11)$$

Para el fluido contenido entre capas, su densidad es $\rho_0 = 960$ [kg/m³] y la velocidad del sonido en condiciones normales es $c_0 = 1,009$ [m/s].

3.4 Arreglo multicapa

El material empleado fue el **caucho de nitrilo (NBR)** con valores de densidad de 1,000 [kg/m³] para el elastómero base y 1,150–1,350 [kg/m³] para el compuesto³⁵.

Se optó por utilizar un arreglo **multicapa** en lugar de una sola capa, ya que en una capa se tendría una insonorización muy local y acotada a una banda estrecha de frecuencias, en primer lugar. Habría falta de contraste acústico, puesto que tendría que estar en condiciones muy ideales para lograr un efecto de atenuación adecuado, y se ha demostrado que este tipo de metamateriales, aún con valores de densidad y de espesor factibles, no logran una pérdida de transmisión de sonido arriba de 10 [dB]^{36 37 38}.

3.5 Resultados

Se evaluaron espesores comerciales³⁹ de 1/8” (3.18 [mm]) y de 3/16” (4.76 [mm]).

Los resultados de STL para los metamateriales con dos espesores del NBR para el rango de densidades de 1,000–1,350 [kg/m³] en arreglos de dos y tres capas se muestran en las siguientes tablas:

Tabla 3.2 – Resultados de la pérdida de transmisión del metamaterial de tipo membrana con DOS capas de NBR. *Los intervalos de STL corresponden a la cota inferior de 350 [Hz] y la cota superior de 450 [Hz].

| $h = 1/8''$ | | | |
|-------------------------------|-----------|---------------|----------------|
| Densidad [kg/m ³] | STL [dB]* | Tensión [N/m] | Esfuerzo [MPa] |
| 1,000 | 9–19 | 424 | 0.13 |
| 1,150 | 11–21 | 488 | 0.15 |
| 1,250 | 12–22 | 530 | 0.17 |
| 1,350 | 14–23 | 573 | 0.18 |

Tabla 3.2 – Resultados de la pérdida de transmisión del metamaterial de tipo membrana con TRES capas de NBR.
*Los intervalos de STL corresponden a la cota inferior de 350 [Hz] y la cota superior de 450 [Hz].

| <i>h = 1/8"</i> | | | |
|----------------------------------|--------------|------------------|-------------------|
| Densidad [kg/m ³] | STL [dB]* | Tensión [N/m] | Esfuerzo [MPa] |
| 1,000 | 16–31 | 424 | 0.13 |
| 1,150 | 19–34 | 488 | 0.15 |
| 1,250 | 21–36 | 530 | 0.17 |
| 1,350 | 23–37 | 573 | 0.18 |

Tabla 3.3 – Resultados de la pérdida de transmisión del metamaterial de tipo membrana con DOS capas de NBR.
*Los intervalos de STL corresponden a la cota inferior de 350 [Hz] y la cota superior de 450 [Hz].

| <i>h = 3/16"</i> | | | |
|----------------------------------|--------------|------------------|-------------------|
| Densidad [kg/m ³] | STL [dB]* | Tensión [N/m] | Esfuerzo [MPa] |
| 1,000 | 15–25 | 637 | 0.13 |
| 1,150 | 17–27 | 732 | 0.15 |
| 1,250 | 19–28 | 796 | 0.17 |
| 1,350 | 20–29 | 859 | 0.18 |

Tabla 3.4 – Resultados de la pérdida de transmisión del metamaterial de tipo membrana con TRES capas de NBR.
*Los intervalos de STL corresponden a la cota inferior de 350 [Hz] y la cota superior de 450 [Hz].

| <i>h = 3/16"</i> | | | |
|----------------------------------|--------------|------------------|-------------------|
| Densidad [kg/m ³] | STL [dB]* | Tensión [N/m] | Esfuerzo [MPa] |
| 1,000 | 26–39 | 637 | 0.13 |
| 1,150 | 29–43 | 732 | 0.15 |
| 1,250 | 31–44 | 796 | 0.17 |
| 1,350 | 33–46 | 859 | 0.18 |

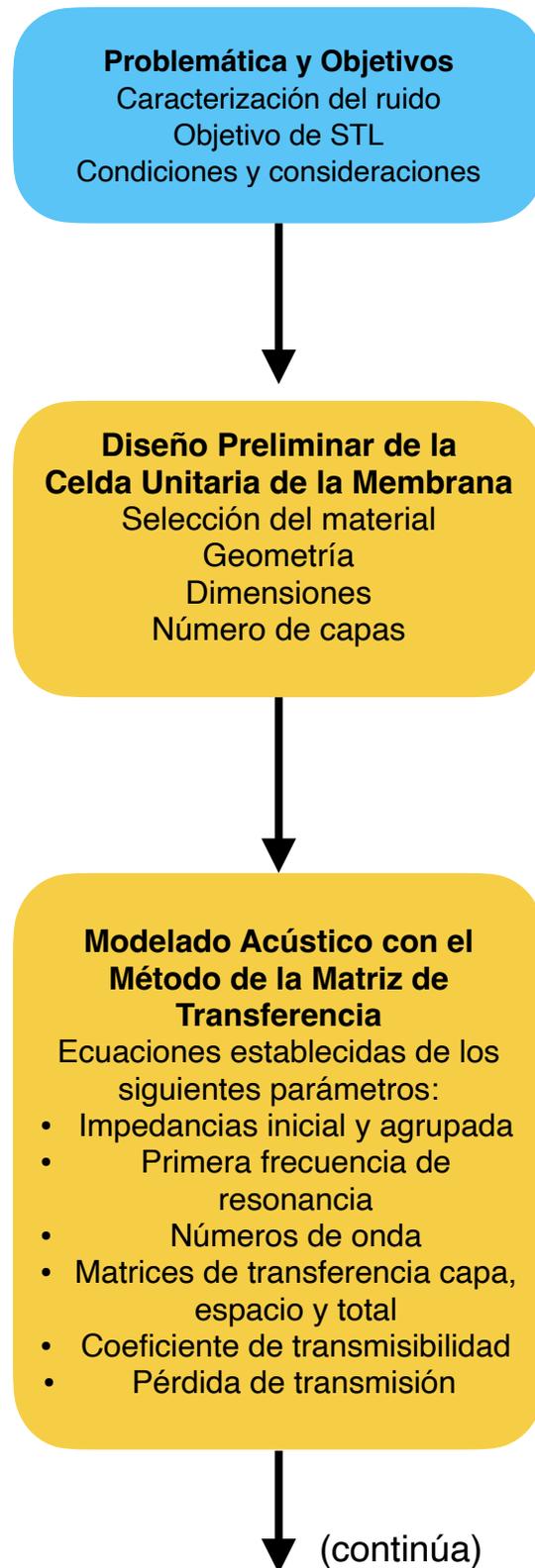
3.7 Análisis de resultados

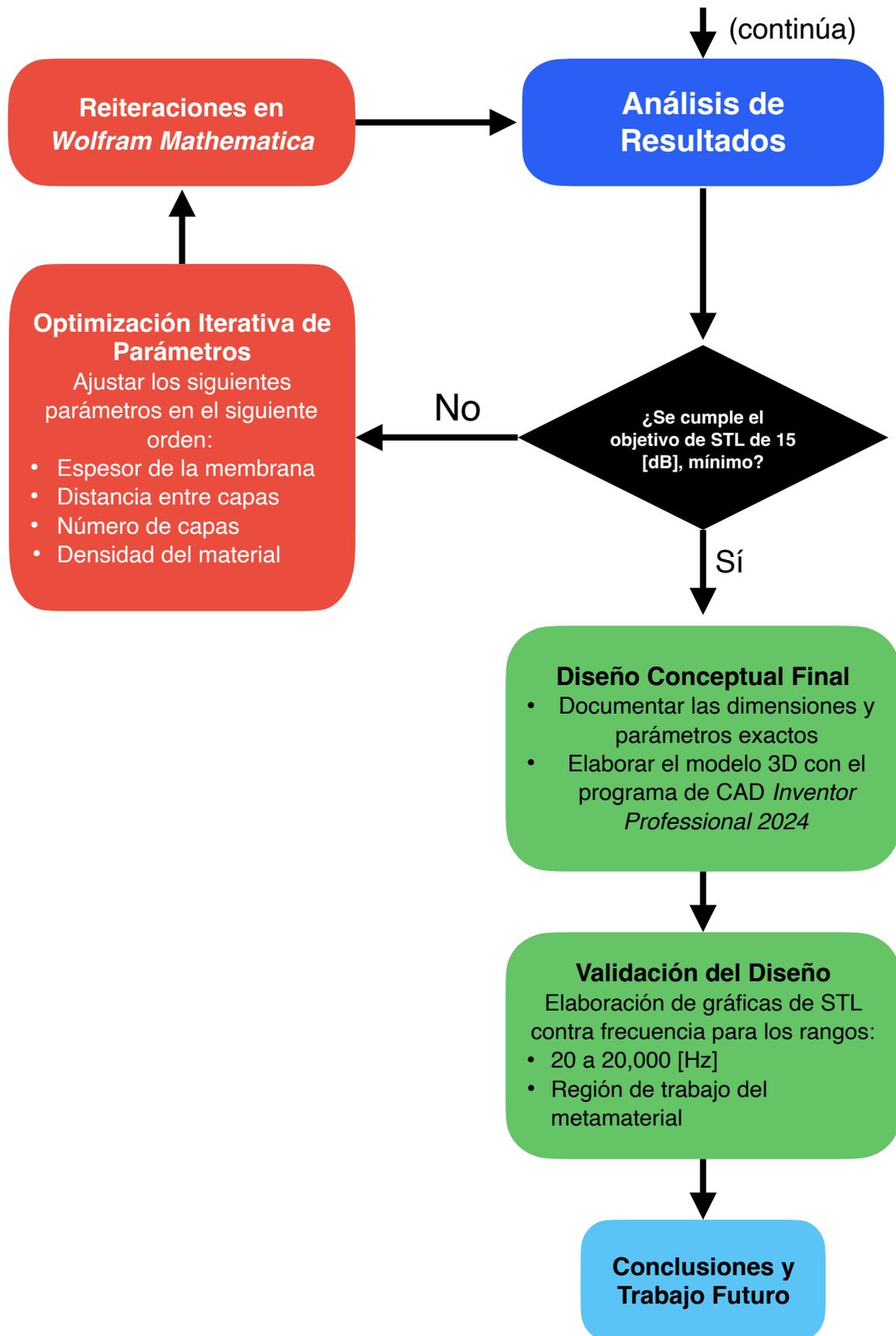
Como se muestran en las tres tablas de resultados, a mayor densidad del material, número de capas y tamaño del espesor, mayor es su capacidad de atenuación del ruido, lo cual es cierto, ya que aumenta la impedancia característica del material, ocasionando que disminuya el coeficiente de transmisibilidad, el parámetro que indica cuánto ruido se propaga desde un lado a través del metamaterial hacia el otro lado³³.

Los metamateriales de las **Tablas 3.2, 3.3 y 3.4** cumplen con una banda de supresión acústica de 15–46 [dB], lo que se traduce arriba de *la mitad de fuerte* hasta más allá de *mucho más silencioso* para el cambio de sonoridad, de acuerdo con BS 6086 1981; mientras que, los de la **Tablas 3.1**, logran una banda de mitigación de 9–23 [dB] que, a pesar de que se considere como un cambio de sonoridad cerca de *la mitad de fuerte* hasta *mucho más silencioso* es probable que se llegue a percibir una pequeña cantidad de ruido por el lado de la cota inferior de 350 [Hz].

Por otro lado, la tensión del metamaterial aumenta en proporción con el tamaño del espesor, debido a que, al tener más material, se le tiene que cargar una tensión mayor para lograr una primera frecuencia de resonancia de 250 [Hz]. A manera de interpretar los valores de la tensión de la membrana, por ejemplo, a un valor de tensión de 796 [N/m], se interpretaría como si la membrana “cargara” una masa de 79.6 [kg], es decir, cuatro garrafones de agua de 20 [kg] cada uno.

3.8 Diagrama de proceso





3.9 Diseño conceptual final

Utilizando el software *CAD Inventor Professional 2024*, se desarrolló el modelo en 3D del MTAM. Este enfoque facilitó el cumplimiento de las especificaciones establecidas en el Capítulo 1, asegurando que el diseño cumpliera con los requisitos técnicos y funcionales necesarios.

El metamaterial que se eligió está compuesto por **tres capas** de una membrana circular de NBR, cuyas dimensiones y propiedades son las siguientes:

- Radio igual al 50% del radio del ducto.

$$r = r_{ducto}/2 = 35.4/2 = 17.7 \text{ [mm]}.$$

- Espesor de 1/8" (3.175 [mm]).
- Densidad de 1,000 [kg/m³].

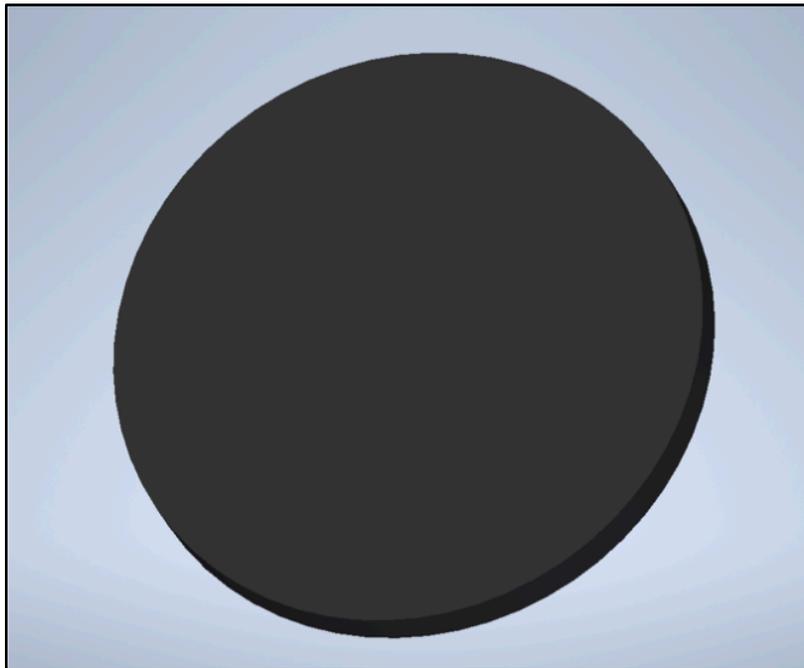


Figura 3.3 — Membrana circular de NBR.

Para su montaje, se diseñó un bastidor con tres agujeros distribuidos en su circunferencia (**Figura 3.4**) y, por medio de tornillos y turcas, permiten fijarlo a una placa microperforada de acero inoxidable.

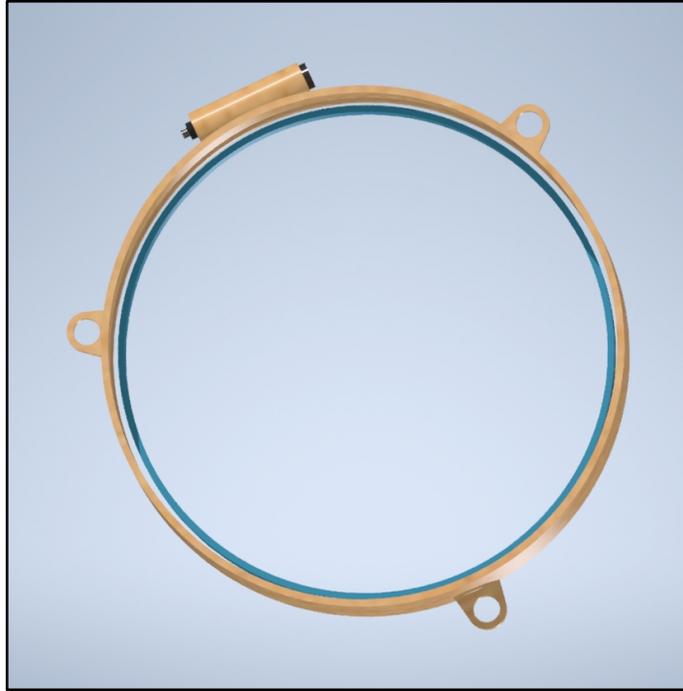


Figura 3.4 — Bastidor circular con ajustador de tornillo y tuerca, y tres agujeros distribuidos a lo largo de su circunferencia.

En este bastidor, las capas se dispusieron y ajustaron para aplicarles tensión, como se muestra en una de las capas de la **Figura 3.5**.

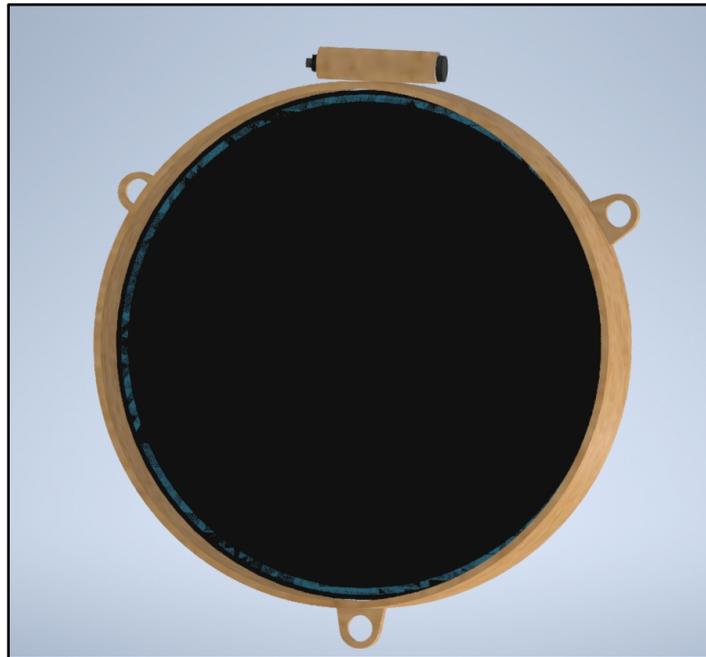


Figura 3.5 — Membrana colocada y ajustada en el bastidor.

En la **Figura 3.6**, se ejemplifica el modelo abierto con el fluido colocado, mientras que la **Figura 3.7** muestra las tres capas con el fluido en las cavidades de los bastidores intermedios, con su debida separación de 10 [mm]. Además, también se incluye la placa microperforada de acero inoxidable que está asegurada en el diámetro interior del ducto, mediante un sistema de sujecion de tornillos y tuercas.

El fluido tiene las siguientes características^{40 41}:

- Densidad: 960 [kg/m³].
- Velocidad de propagación del sonido: 1,009 [m/s].

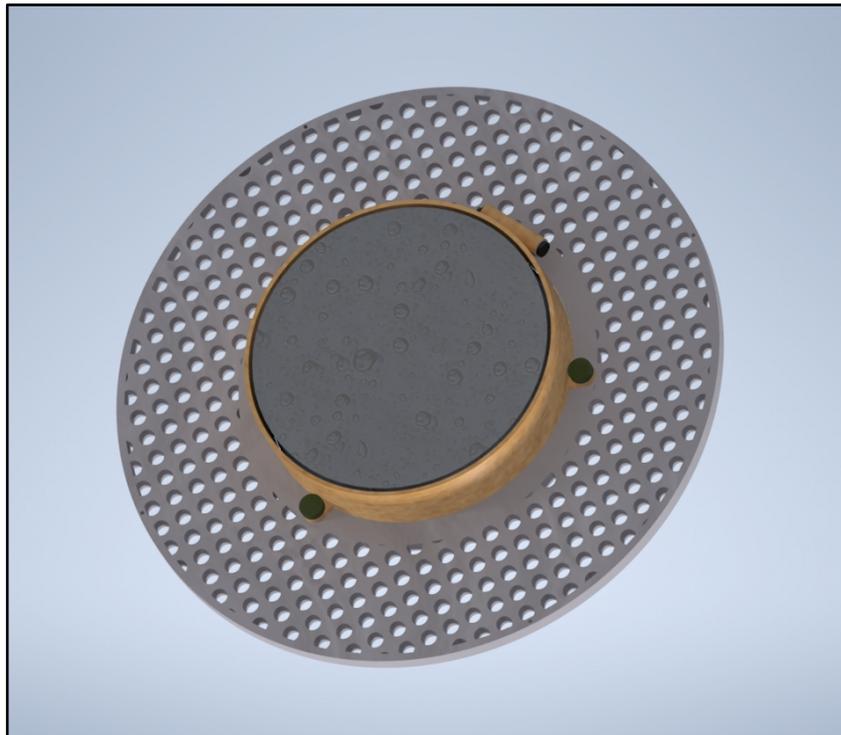


Figura 3.6 — Metamaterial completo sujeto a la placa microperforada.

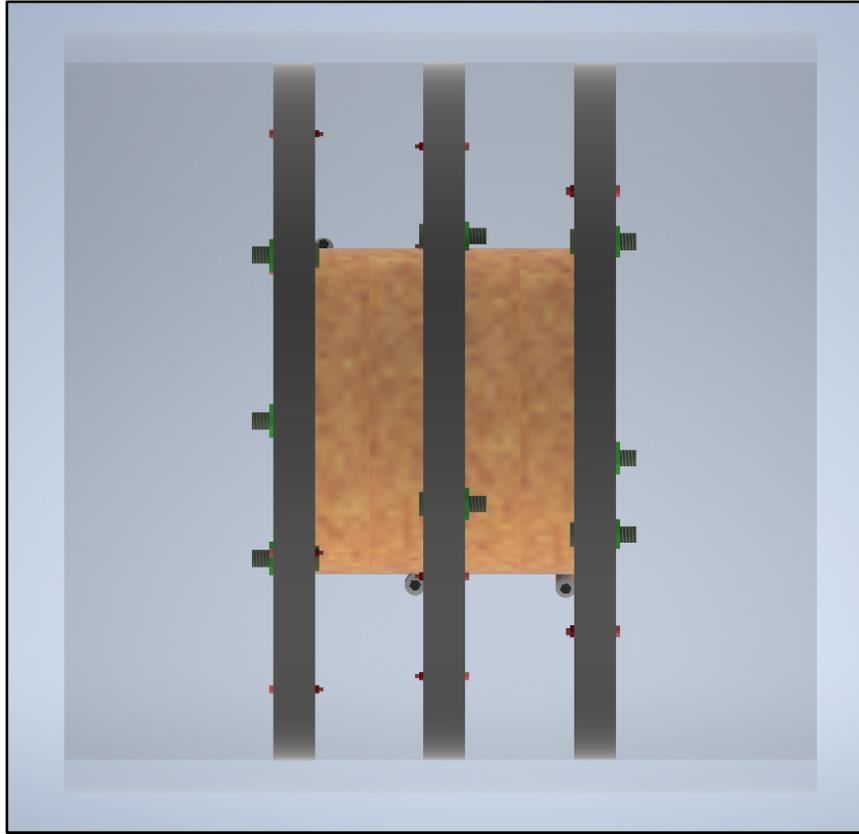


Figura 3.7 — Las tres capas del metamaterial implementadas en la sección del ducto de aire (cuerpo transparente).

Una vez que las tres capas del metamaterial están fijadas al ducto de aire, ocupando un espacio total de 29.5 [mm] a lo largo del ducto, se da por terminado el diseño conceptual del presente proyecto.

Dado el carácter conceptual del proyecto, las especificaciones de la placa microperforada, el bastidor, los tornillos y las tuercas serán de carácter genérico, y sus propiedades se considerarán insignificantes.

Capítulo 4. Validación del Diseño

Evaluación de STF mediante el TMM

Se computaron los resultados de STL por unidad de Hertz en el rango de frecuencias de 350–450 [Hz] en el software *Wolfram Mathematica*, generando vectores de los valores de la frecuencia del ruido f , el número de onda en la membrana k_m , las impedancias del medio de propagación Z_0 y característica del material Z_r , matrices de transferencia capa \mathbf{T}_w^i , espacio \mathbf{T}_f^i y total \mathbf{T} , coeficiente de transmisibilidad T , y pérdida de transmisión TL .

Se aplicó el TMM para obtener la pérdida de transmisión del MTAM ante la propagación de las ondas sonoras del ruido. Este método establece una relación matemática entre las magnitudes acústicas (presión y velocidad de partículas) en ambos lados de cada membrana del sistema, modelando el comportamiento de las ondas a través de una matriz que representa cada sección del ducto, el material insertado y el medio de propagación del sonido.

Tensión en la membrana

Los datos de la tensión de las membranas nos indican qué tanto se deben de estirar para llegar al valor de la primera frecuencia de resonancia, misma que deberá estar fuera del rango de frecuencias del ruido.

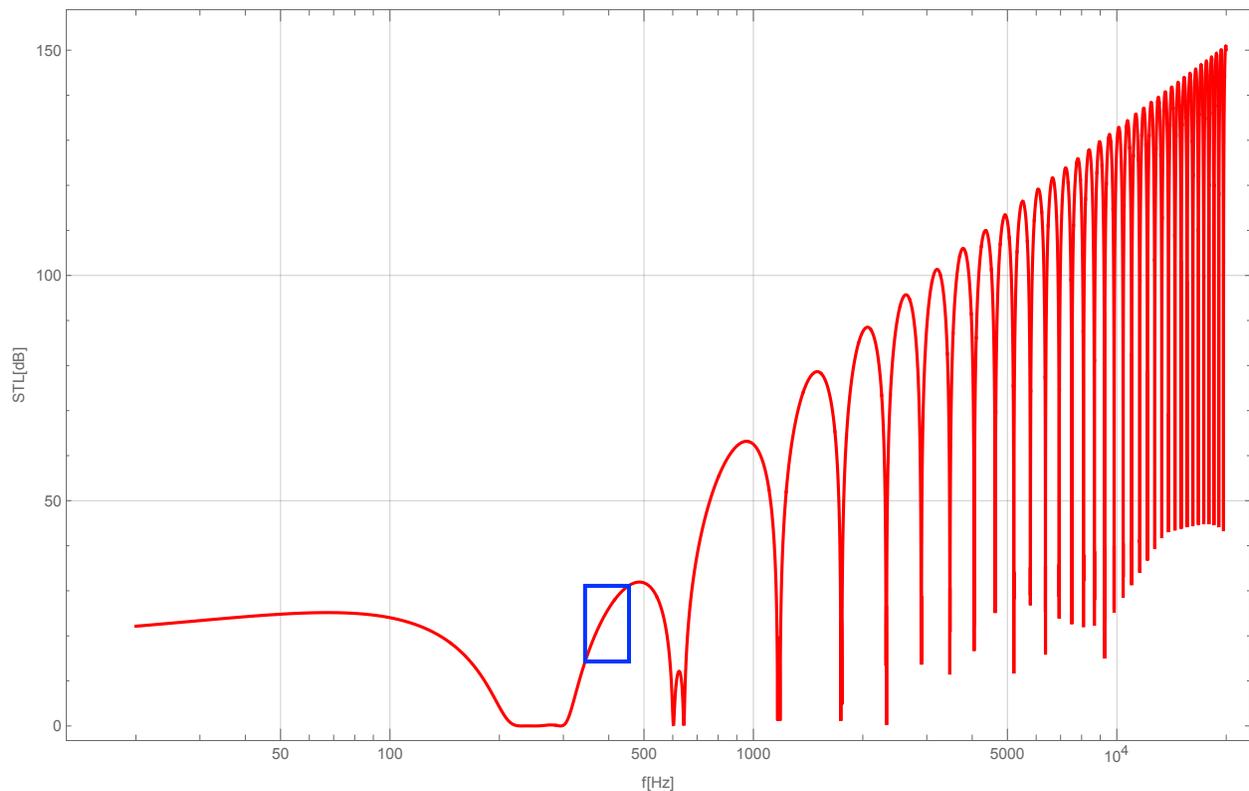
A pesar de que, en primera instancia, los datos excesivos de la tensión de la membrana que se interpretaron, analógicamente, en el análisis de resultados, el esfuerzo o resistencia máxima a tensión que puede soportar el NBR es de 200–3,000 [psi] (1.38–20.68 [MPa])⁴² y, al obtenerse un valor menor a la unidad, las membranas logran soportar la cantidad de tensión y esfuerzo a las cuales son sometidas durante su condición operativa.

4.1 Gráficas de frecuencia

4.1.1 Rango de 20 a 20,000 [Hz]

En esta gráfica, la cual presenta el rango de frecuencia audible para los seres humanos⁴³ en el eje horizontal, se resalta el comportamiento de la pérdida de transmisión (STL) en el eje vertical, el cual es solución para el caso de incidencia normal $\theta = 0$ [°].

Gráfica 4.1 — Pérdida de transmisión (STL) en el espectro de frecuencias de 20 a 20,000 [Hz].



□ Región de operación del metamaterial.

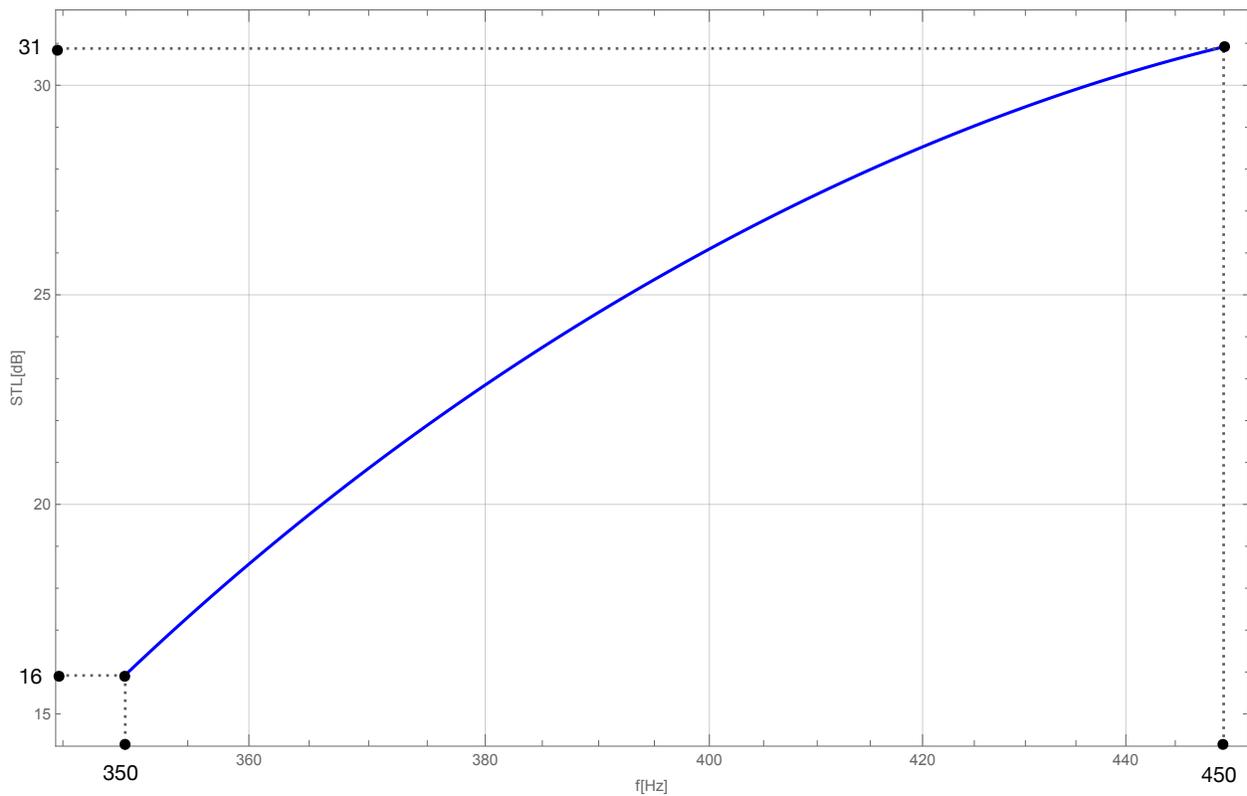
De acuerdo con la **Gráfica 4.1**, las regiones de resonancia son aquellas características de los armónicos del metamaterial, es decir, los valores donde la frecuencia de excitación coincide con los múltiplos de la frecuencia natural del metamaterial.

La región de operación del metamaterial se resalta con un recuadro azul, la cual nos indica la pérdida de transmisión que el metamaterial tiene en el rango de frecuencia del ruido.

4.1.2 Región de operación

La **Gráfica 4.2** presenta la pérdida de transmisión en el espectro de frecuencias del ruido (región operativa del metamaterial), en donde se puede apreciar que va aumentando a medida que aumenta su frecuencia, indicando que el metamaterial es efectivo para suprimir acústicamente entre **16 [dB]** y **31 [dB]** para el rango de frecuencias de 350–450 [Hz].

Gráfica 4.2 — Región de trabajo o de operación del metamaterial en el espectro de frecuencias del ruido.



Capítulo 5. Conclusiones y Trabajo Futuro

Conclusiones

Este proyecto tuvo como objetivo desarrollar el diseño conceptual de un metamaterial acústico de tipo membrana de un material de caucho de nitrilo en un arreglo de tres capas y un fluido ubicado entre ellas, utilizando el método de la matriz de transferencia como herramienta de análisis para suprimir el ruido en un rango de frecuencias de aproximadamente 350–450 [Hz] generado en el ducto de aire de baja presión del sistema de inducción de aire (AIS) de un vehículo. La motivación principal de este desarrollo radica en la necesidad de mitigar el ruido aerodinámico y estructural asociado a este componente, mejorando el NVH junto con el refinamiento vehicular.

La efectividad del diseño conceptual se evaluó mediante un análisis numérico, basado en el TMM, en el que se obtuvo un rango de resultados de pérdida de transmisión (STL) de **16 a 31 [dB]** dentro de la banda de frecuencia del ruido que, de acuerdo con la literatura sobre métricas perceptibles del sonido³⁰, esta magnitud de atenuación se interpreta como una reducción significativa de la sonoridad percibida, situándose rebasando el cambio de sonoridad de *la mitad de fuerte* y sobrepasando el cambio *mucho más silencioso* en el confort acústico en el habitáculo del vehículo, lo cual indica cumplimiento con el objetivo planteado de este proyecto, y demostrando que la estrategia de diseño adoptada es adecuada para abordar el problema acústico particular de este sistema.

Adicionalmente, el metamaterial propuesto tiene la ventaja funcional de integrarse directamente en el interior del ducto de aire, eliminando así la restricción geométrica que implicaría la implementación de resonadores externos, como los resonadores de Helmholtz, que suelen requerir modificaciones geométricas adicionales fuera del ducto, lo cual favorece la viabilidad industrial al caracterizarse como un sistema compacto y funcional del conjunto.

En términos de llegar a un diseño óptimo, se recomienda investigar los parámetros de los materiales convencionales para evitar valores que se encuentren fuera de la realidad. El método iterativo resultó útil junto con el software de *Wolfram Mathematica* para llegar a una propuesta factible de manufactura, puesto que el diseñador tiene la facilidad de modificar y simular los parámetros de interés y la ejecución de manera rápida y eficaz.

Con este hallazgo, se sienta una base sólida para futuras etapas de optimización, experimentación, prototipado, validación y aplicación en entornos reales de sistemas de inducción de aire automotriz y, posiblemente, en otros.

Trabajo Futuro

Con base en los resultados en este estudio, se logran identificar diversas líneas de investigación y desarrollo que pueden ser exploradas para futuros trabajos como la fabricación y caracterización física del metamaterial propuesto, mediante ensayos en un banco de pruebas y mediciones acústicas en condiciones controladas, evaluando su desempeño real junto con los debidos factores considerados del flujo de aire, el fluido entre capas, temperatura, vibraciones estructurales, entre otros. Además, con los avances científicos, los metamateriales pueden tener gran potencial del que hoy en día aún no se descubre.

Asimismo, se pueden explorar estrategias de optimización mediante algoritmos numéricos o técnicas como redes neuronales y aprendizaje automático para mejorar la eficiencia del metamaterial en un rango de frecuencias más amplio, desarrollando, así, estructuras de metamateriales capaces de adoptar propiedades extraordinarias altamente funcionales y útiles para la sociedad.

Otro de los horizontes es la exploración de nuevos materiales con mejores propiedades mecánicas y acústicas que podrían mejorar la eficiencia del metamaterial y facilitar su fabricación a nivel industrial. Adicionalmente, se pueden estudiar configuraciones híbridas combinando el metamaterial con otros dispositivos de mitigación de ruido, como resonadores de Helmholtz o materiales porosos, para maximizar la atenuación en todo el sistema de inducción de aire, el sistema de escape, o cualquier elemento estructural automotriz que requiera mejora continua para el NVH y el refinamiento vehicular.

Referencias bibliográficas

1. Qin Y, Tang X, Jia T, et al. Noise and vibration suppression in hybrid electric vehicles: State of the art and challenges. *Renewable And Sustainable Energy Reviews*. 2020;124:109782. doi:10.1016/j.rser.2020.109782.
2. Priede. Origins of automotive vehicle noise. *Institute Of Sound And Vibration Research, University Of Southampton*. 1971;15(1):61-73. doi:10.1016/0022-460X(71)90360-9
3. NAGASE. The Science of Noise, Vibration, and Harshness Control in Electric Vehicles. *Automotive & Transportation*. Published online marzo de 2023. <https://www.nagase.com/content/dam/nagase-www/en/resources/nvh-reduction/NAM%20NVH%20Reduction%20in%20EVs%20WP%200323.pdf>.
4. Wani P. Optimizing Interior Noise for Electric Vehicles. ESI Group. Published 26 de agosto de 2020. <https://www.esi-group.com/events/2020/optimizing-interior-noise-for-electric-vehicles#:~:text=Electric%20Vehicles%20represent%20new%20acoustic,compartments%20add%20to%20these%20challenges>.
5. Nishio Y, Kohama T, Kuroda O. New Approach to Low-Noise Air Intake System Development. *SAE Technical Papers On CD-ROM/SAE Technical Paper Series*. mayo 1991. doi:10.4271/911042.
6. Air cleaners for passenger cars. MANN+HUMMEL. <https://oem.mann-hummel.com/en/oem-products/air-cleaners/car-air-cleaners.html>.
7. Gurav R, Udawant KD, Rajamanickam R, Karanth NV, Marathe SR. Mechanical and Aerodynamic Noise Prediction for Electric Vehicle Traction Motor and Its Validation. *SAE Technical Papers On CD-ROM/SAE Technical Paper Series*. enero 2017. doi:10.4271/2017-26-0270.
8. Howe, M.S., Contributions to the theory of aerodynamic noise, with applications to excess jet engine noise and the theory of the flute, *Journal of Fluid Mechanics*, 71, 625–673, 1975.
9. Crolla DA. *Automotive Engineering: Powertrain, Chassis System and Vehicle Body*; 2009. https://elibrary.unri.ac.id/index.php?p=show_detail&id=56376&keywords=.
10. Davies, P.O.A.L., Aeroacoustics and time varying systems, *Journal of Sound and Vibration*, 190(3), 345–362, 1996.
11. Gupta K, Vikram M. and Manta E., (2015), Study of Turbocharger Whistle Noise and Its Reduction Into Passenger Cabin. *SAE paper* 2015-26-0129.

12. Ansys. *Psychoacoustics: Understanding the Listening Experience*. Ansys Blog. <https://www.ansys.com/blog/understanding-psychoacoustics#:~:text=The%20study%20of%20psychoacoustics%20allows,ending%20concert%20of%20our%20world>. Published 13 de julio de 2023.
13. Khatavkar S, Sawant O, Pednekar S, Raut V, Patil V. A Review on Reduction of Intake Noise in an I.C. Engine. *International Journal Of Research In Engineering, Science And Management*. www.ijresm.com/Vol_1_2018/Vol1_Iss10_October18/IJRESM_V1_I10_115.pdf. Published octubre, 2018.
14. D A. *SILENCIADOR ACÚSTICO ¿QUÉ SON Y PARA QUÉ SIRVEN?* Silen&Sistem. <https://silensistem.com/silenciadores/>. Published 21 de diciembre de 2023.
15. Cortínez VH, Sequeira ME. Aplicación de Tubos de Herschel-Quincke para Atenuar la Emisión Acústica en Sistemas de Escape Industriales. *Mecánica Computacional*. 2018;36(4):59-67. <https://cimec.org.ar/~mstorti/MECOM2018/paper-6014.pdf>.
16. Nikolaeva V, Komkin A. Study of the Hershel-Quinke Resonator. *MATEC Web Of Conferences*. 2020;320:00025. doi:10.1051/mateconf/202032000025.
17. Knutsson M, Lennblad J, Bodén H, Abom M. A Study on Acoustical Time-Domain Two-Ports Based on Digital Filters with Application to Automotive Air Intake Systems. *SAE International Journal Of Passenger Cars - Mechanical Systems*. 2011;4(2):970-982. doi:10.4271/2011-01-1522.
18. Knutsson M, Bodén H, Nadampalli RV. Experimental investigation of the acoustic effect of non-rigid walls in IC-engine intake systems. *Semantic Scholar*. 2006:1097-1104. <http://www.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2:369457>.
19. Wikipedia contributors. *Metamaterial*. Wikipedia. <https://en.wikipedia.org/wiki/Metamaterial>. Published 9 de marzo de 2025.
20. Luna Estrada C. Ingeniería de NVH en el ámbito vehicular y refinamiento. UNAM | CDMIT.
21. Wen, Han, Wang, Zhao, Liu. Review of phononic crystals. *J Func Mater*. 2003;34:364-367.
22. Bies, Hansen. *Engineering noise control - theory and practice*. 2.^a ed. E&FN Spon; 1996.
23. Wei C. *Air Induction System (AIS) Optimization*. 2016. <http://kth.diva-portal.org/smash/get/diva2:1057136/FULLTEXT01.pdf>.

24. Western Electric Company. *Fundamentals of telephone communication Systems*. 2.^a ed. WE; 1969. <https://www.telephonecollectors.info/index.php/browse/bc-switching-library/bell-system-weco-general-publications/weco-telephone-communication-systems/13319-1969-we-fundamentals-of-telephone-communication-systems/file>.
25. Hansen CH. *Foundations of Vibroacoustics*. CRC Press; 2018.
26. Marcano R. *La contaminación acústica también nos afecta*. La Contaminación. <https://lacontaminacion.org/acustica/>. Published 5 de febrero de 2020.
27. De uno en uno: *El Espectro*. Voltagetohz. <https://voltagetohz.wordpress.com/2012/10/31/de-uno-en-uno-el-espectro/>. Published 31 de octubre de 2012.
28. Heinrich Hertz: Pioneer in Electromagnetic Waves & Telecommunications Science | Gab AI. Gab AI. <https://gab.ai/start/heinrich-hertz>.
29. Glosario: *Decibelio*. [https://ec.europa.eu/health/opinions/es/perdida-audicion-reproductores-musica-mp3/glosario/def/decibelio.htm#:~:text=El%20decibelio%20\(dB\)%20es%20una,espectro%20auditivo%20del%20ser%20humano](https://ec.europa.eu/health/opinions/es/perdida-audicion-reproductores-musica-mp3/glosario/def/decibelio.htm#:~:text=El%20decibelio%20(dB)%20es%20una,espectro%20auditivo%20del%20ser%20humano).
30. ISO. *Acoustics – Measurement of interior vehicle noise*. International Standard Organization. <https://www.iso.org/obp/ui/es/#iso:std:iso:5128:ed-2:v1:en>. Published 2023.
31. American National Standards Institute (1977). *Criteria for permissible ambient noise during audiometric testing*. ANSI S3.1 – 1977. New York: American National Standards.
32. Van der Auweraer, H., Wyckaert, K., Hendricx, W., From sound quality to the engineering of solutions for NVH problems: case studies, *Acustica: acta acustica*, 83, 796–804, 1997.
33. Jiménez N, Umnova O. *Acoustic Waves in Periodic Structures, Metamaterials, and Porous Media: From Fundamentals to Industrial Applications*. Vol 143. Jean-Philippe Groby Editors; 2021. doi:10.1007/978-3-030-84300-7.
34. Vigran TE. *Building Acoustics*. 1.^a ed. Taylor & Francis; 2008. <https://danylastchild07.wordpress.com/wp-content/uploads/2016/05/building-acoustics.pdf>.
35. Khairi N, Bhowmick, Hall, Benarey. Nitrile Rubber (NBR, Acrylonitrile-Butadiene Rubber). MatWeb - The Online Materials Information Resource. <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=75d3830136414f58802f3f8a1a1ed9a3&ckck=1>
36. Yang Z, Dai HM, Chan NH, C G MA, Sheng P. Acoustic metamaterial panels for sound attenuation in the 50–1000 Hz regime. *Applied Physics Letters*. 2010;96(4). doi:10.1063/1.3299007

37. Li Y, Zhang Y, Xie S. A lightweight multilayer honeycomb membrane-type acoustic metamaterial. *Applied Acoustics*. 2020;168:107427. doi:10.1016/j.apacoust.2020.107427
38. Zhao J, Li X, Thompson D, et al. Analysis of a Geometrical-Stiffening Membrane Acoustic Metamaterial with Individually Tunable Multi-Frequencies. *Archives Of Acoustics*. Published online 20 de julio de 2023. doi:10.24425/aoa.2021.136563
39. Rafique F, Gong C, Shigong S, Wenbo L, Yunzhu W, Yang F. Designing and experimental validation of single-layer mixed foil resonator acoustic membrane to enhance sound transmission loss (STL) within low to medium frequency range. *Applied Acoustics*. 2024;219:109930. doi:10.1016/j.apacoust.2024.109930.
40. Marino L, Cicirello A, Hills DA. Displacement transmissibility of a Coulomb friction oscillator subject to joined base-wall motion. *Nonlinear Dynamics*. 2019;98(4):2595-2612. doi:10.1007/s11071-019-04983-x.
40. Raytech. MAGIC GEL & MAGIC FLUID - Data Sheet. Raytech. Published octubre de 2018. https://www.grothe.de/media/11/4c/7d/1669388618/TD_TDS_MAGIC_GEL.pdf?srsId=AfmBOoqwW7-9uKQ3grM-5OdgHZ58ki2eHDREKE-lvcf9meJs6G_4ZNF
41. Mencarelli M, Puggelli L, Virga A, Furferi R, Volpe Y. Acoustic velocity and stability of tissue-mimicking echogenic materials for ultrasound training phantoms. *Journal Of Materials Science*. 2024;59(15):6509-6524. doi:10.1007/s10853-024-09610-8
42. Hongju Silicone. Cómo encontrar la resistencia a la tracción de los materiales de caucho. Hongju Silicone. Published 11 de febrero de 2025. <https://es.hongjusilicone.com/tensile-strength-of-rubber/>
43. Blog A. ¿Qué frecuencias percibe el oído humano? | Alain Afflelou. El Blog de ALAIN AFFLELOU. Published 26 de septiembre de 2022. <https://www.afflelou.es/blog/salud-auditiva/frecuencia-oido-humano/#:~:text=As%C3%AD%2C%20el%20rango%20de%20frecuencia,2.000%20a%20los%205.000%20Hz>.

Apéndices

A. Código de Wolfram Mathematica

```
r = 0.0177
ρ = 1150
ρ0 = 960
h = 0.003175
L = 0.01
f = 350
c0 = 1009
f0 = 250
θ = 0

densidadSuperficial = ρ*h

tensionMembrana = ((f0/0.38274)*r)^2*densidadSuperficial

esfuerzoMembrana = tension / h

areaMembrana = Π*r^2

frecuenciaCircular = 2*Π*f

numOnda = ω*Sqrt[densidadSuperficial/tension]
numOnda /. ω->frecuenciaCircular

impedanciaMat = ((I*frecuenciaCircular*ρ*h)/areaMembrana)*(1-f0/f)

impedanciaMedio = ρ0*c0

matrizCapa = {{1, impedanciaMat},{0, 1}}

matrizCavidad = {{Cos[(numOnda /. ω->frecuenciaCircular) L],
I*impedanciaMedio*Sin[numOnda /. ω->frecuenciaCircular) L]}, {(I/
impedanciaMedio)*Sin[(numOnda /. ω->frecuenciaCircular)L],
```

```
Cos[numOnda /.  $\omega \rightarrow$  frecuenciaCircular) L]}}
```

```
matrizTransferencia =
```

```
matrizCapa.matrizCavidad.matrizCapa.matrizCavidad.matrizCapa
```

```
coeficienteT = (2e^(i(numOnda /.  $\omega \rightarrow$  frecuenciaCircular) L)) /
```

```
(matrizTransferencia[[1, 1]] + matrizTrasferencia[[1, 2]] / impedanciaMedio
```

```
+ matrizTrasferencia[[2, 1]]*impedanciaMedio + matrizTransferencia[[2, 2]])
```

```
perdidaTransmision = -10Log10[Abs[coeficienteT]^2]
```

B. Planos del metamaterial

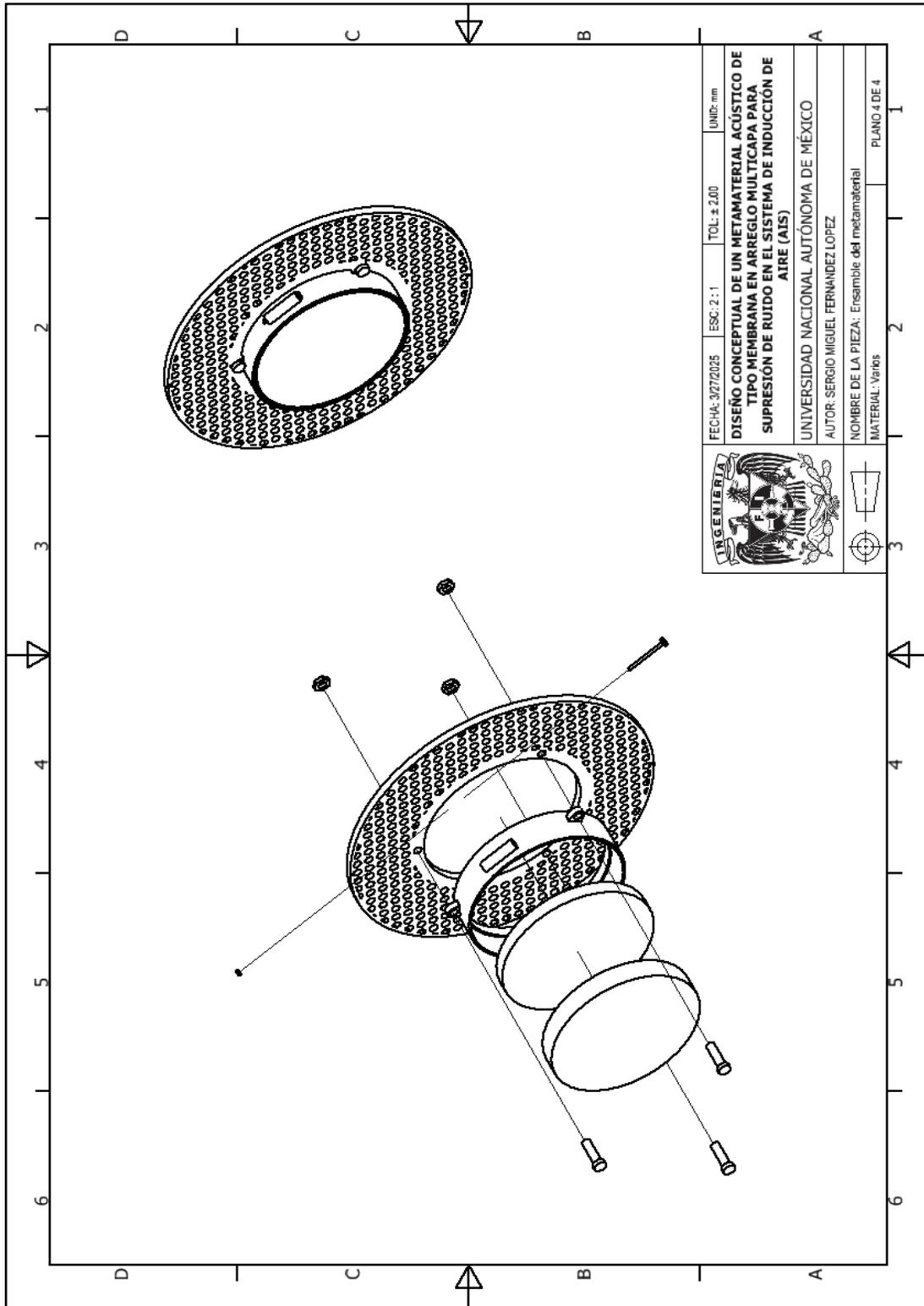


Ilustración 1 — Plano del ensamble de una sola capa del metamaterial.

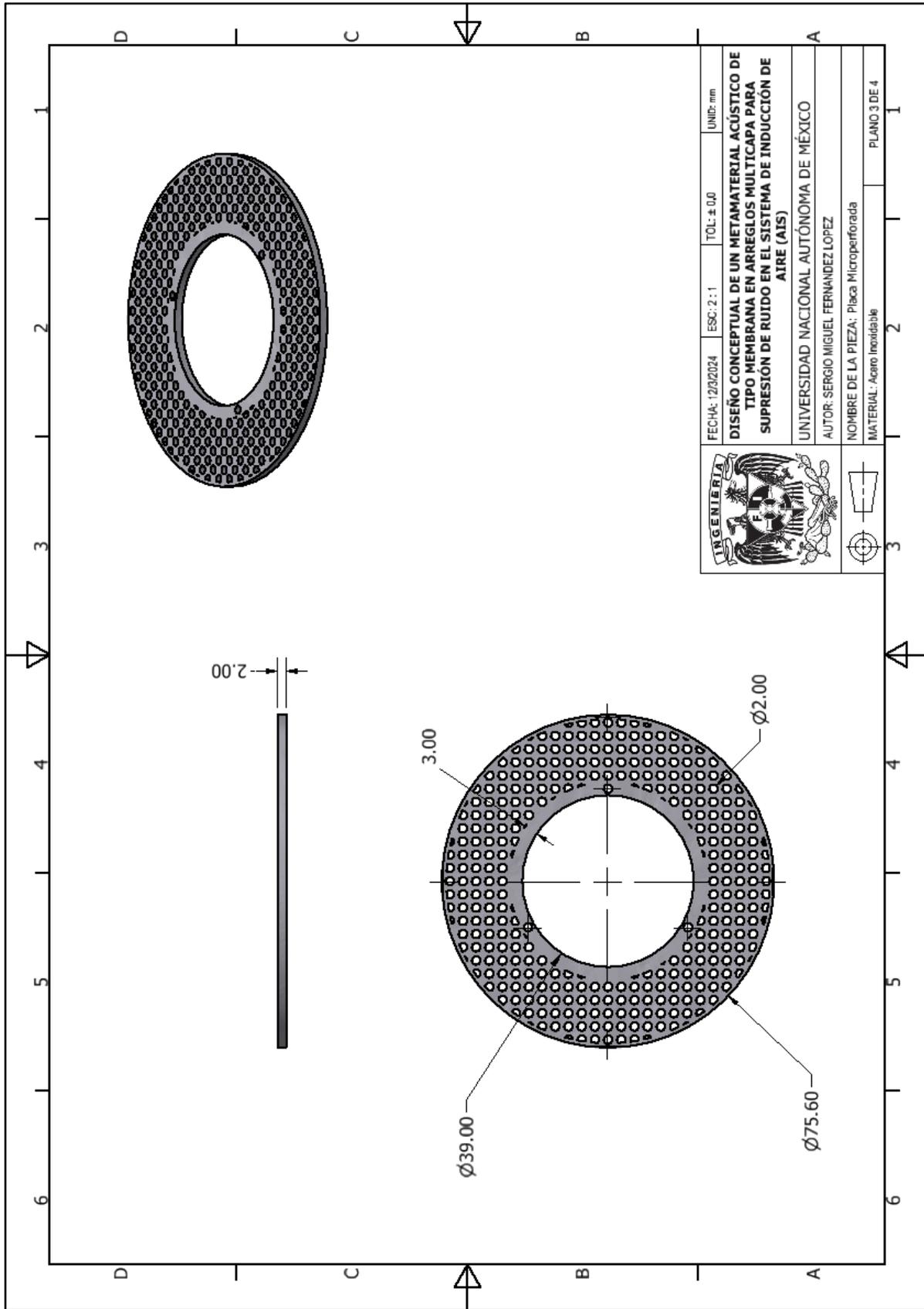


Ilustración 3 — Plano de la placa microperforada de acero inoxidable.

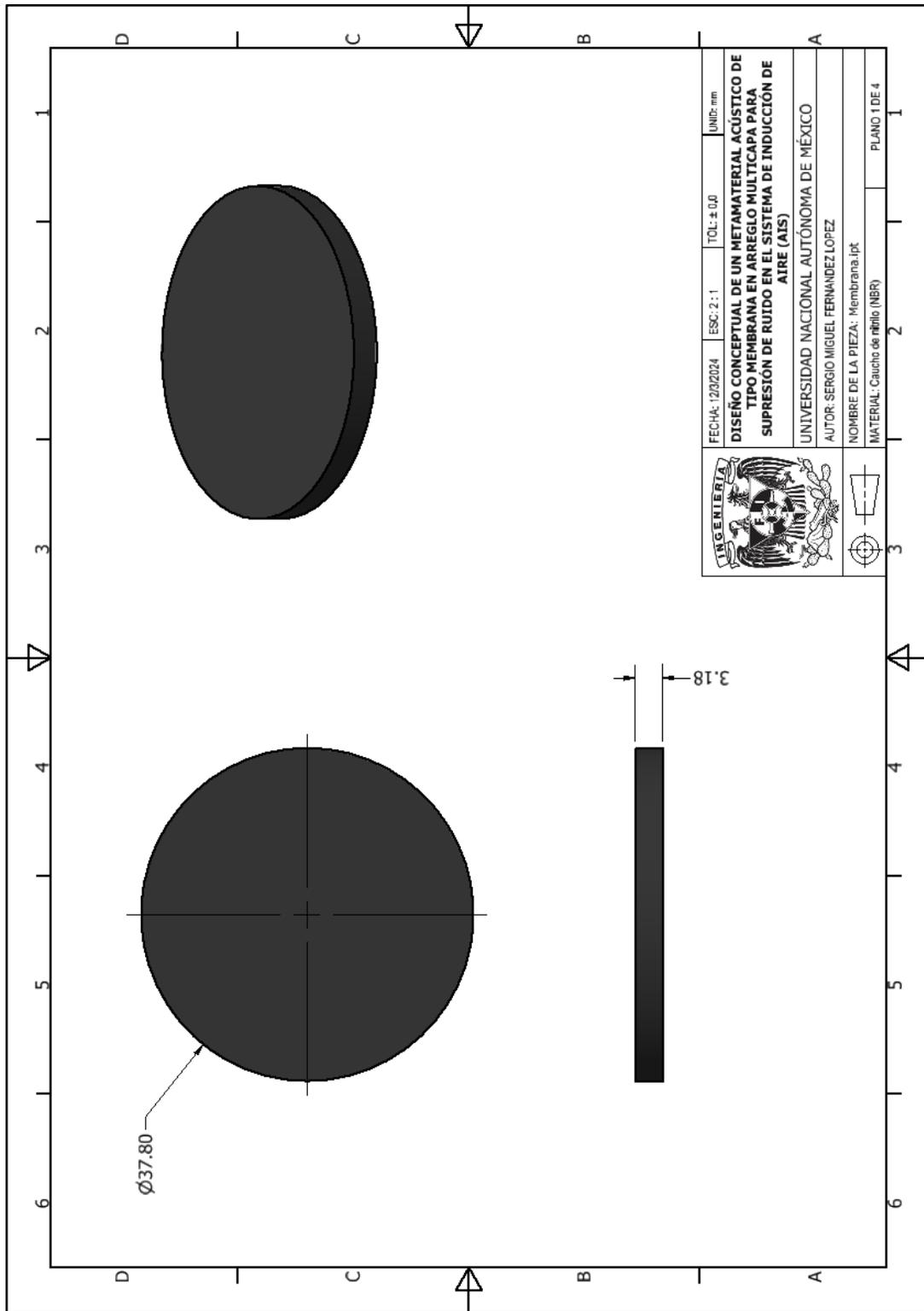


Ilustración 4 – Plano de la membrana de caucho de nitrilo (NBR).