

UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA

ESCUELA POLITECNICA SUPERIOR DE GANDIA

Master en Ingeniería Acústica



UNIVERSIDAD
POLITECNICA
DE VALENCIA



ESCUELA POLITECNICA
SUPERIOR DE GANDIA

“Técnicas para el estudio acústico en vehículos (Noise, Vibration and Harshness)”

TESIS DE MASTER

Autor:
Carlos Sanz Vila

Director/es:
D. Rubén Picó Vila
D Antonio Torregrosa Huguet

GANDIA, 2012

Técnicas para el estudio acústico en vehículos (Noise, Vibration and Harshness)

Autor: D. Carlos Sanz Vila

Director1: D. Rubén Picó Vila

Director2: D. Antonio Torregrosa Huguet

Resumen

Plantear el estado del arte, explicando en que consiste este tipo de evaluaciones, los campos en los que se usa, desde el diseño y cálculo de prototipos mediante cálculo numérico, hasta la evaluación de vehículos reales mediante sistemas de medición: técnicas de medición y caracterización de ruidos y vibraciones, etc. Centrándonos en el desarrollo de la tesina en uno de los campos destacados, como por ejemplo:

- Soluciones en vehículos híbridos y eléctricos - NVH desafíos para motores más pequeños
- Optimización del motor y el refinamiento, influencias entre la reducción del peso y tipos de ruido generados, NVH de auxiliares, caja de cambios, la fricción y NVH
- Integración y perfeccionamiento de estructuras ligeras en los vehículos
- El ruido externo y interno: el ruido de admisión / escape y diseño del sistema, aeroacústica, ruido de rodadura, propagación del ruido de pasada (pass-by noise) y la predicción de ruidos
- Técnicas de simulación de ruido en el interior - Elección de modelos de predicción

Abstract —

This paper presents the state of the art in NVH, explaining this type of evaluation, the areas in which it is used, from design and prototype calculation using numerical methods to the evaluation of real vehicles: measurement techniques and characterization of noise and vibration, etc.. Focusing on the development of the dissertation in one field highlighted, such as:

- Solutions in hybrid and electric vehicles - NVH challenges for smaller engines
- Engine Optimisation and refinement, influences between reduced weight and types of noise generated NVH auxiliary gearbox, friction and NVH
- Integration and development of lightweight structures in vehicles
- The internal and external noise: noise intake / exhaust system design, aeroacoustics, road noise, noise propagation pass (pass-by noise) and noise prediction
- Simulation Techniques interior noise - Choice of prediction models

Autor: Carlos Sanz Vila, email: carsanv4@epsg.upv.es

Fecha de entrega: 04-09-2012

I. OBJETO Y ANTECEDENTES.....	1
I. 1. INTRODUCCIÓN.....	1
I. 2. OBJETIVOS.....	2
I. 3. ESTRUCTURA DE LA TESIS.....	2
II. INTRODUCCIÓN TEÓRICA.....	3
II. 1. PRINCIPIOS BÁSICOS DEL NVH.....	3
II. 2. TEORÍA SOBRE VIBRACIONES.....	4
II. 3. TEORÍA SOBRE SONIDO.....	8
II. 4. INSTRUMENTOS PARA EL ANÁLISIS SONORO.....	12
II. 5. MEDICIONES Y NORMATIVAS ACÚSTICAS DE APLICACIÓN EN LA AUTOMOCIÓN.....	14
III. FUENTES DE RUIDO EN VEHÍCULOS.....	17
III. 1. RUIDO DEL MOTOR (POWERTRAIN).....	17
III. 2. RUIDO DE TRANSMISIÓN.....	19
III. 3. RUIDO DE ESCAPE Y ADMISIÓN DEL AIRE.....	20
III. 4. RUIDO AERODINAMICO.....	22
III. 5. RUIDO DE RODADURA / RUEDAS.....	25
III. 6. SISTEMA DE FRENADO.....	26
IV. PRINCIPIOS GENERALES PARA EL CONTROL DEL RUIDO.....	27
IV. 1. INTERIOR DEL VEHÍCULO.....	27
IV. 2. ABSORCIÓN SONORA.....	27
IV. 3. BARRERAS ACUSTICAS.....	27
IV. 4. SILENCIADORES EN AUTOMOVILES.....	28
V. TÉCNICAS MATEMÁTICAS Y MODELADO CAE (Computer Aided Design).....	33
V. 1. MÉTODOS NUMÉRICOS EN EL CAMPO DEL NVH.....	33
V. 2. APLICACIONES DE LOS MÉTODOS NUMERICOS AL NVH.....	35
V. 3. SISTEMAS CAD/CAE APLICADOS AL NVH.....	39
VI. ANALISIS DEL RUIDO GENERADO POR EL SISTEMA DE ESCAPE.....	40
CONCLUSIONES.....	49
AGRADECIMIENTOS.....	49
BIBLIOGRAFÍA.....	50
ANEXO I TEORÍA BÁSICA SOBRE ELEMENTOS FINITOS.....	52
ANEXO II SIMULACIÓN DE SISTEMAS DE ESCAPE. RESULTADOS OBTENIDOS.....	57

I. OBJETO Y ANTECEDENTES.

I. 1. INTRODUCCIÓN.

El objetivo principal de este trabajo, que se presenta para su evaluación como Tesina del Master de Ingeniería Acústica, es el de definir y aclarar las técnicas existentes para el estudio acústico en vehículos (Noise, Vibration and Harshness). En los últimos años, ha habido una conciencia creciente en el campo del ruido y las vibraciones en los automóviles. La diferencia entre el nivel de calidad y la fiabilidad de los automóviles se ha visto reducida y, como resultado, los grandes fabricantes han tenido que demostrar su superioridad, centrándose en aspectos como las preocupaciones por el NVH de sus vehículos. El creciente énfasis en turismos, camiones, motocicletas, autobuses, trenes, etc, para ser más agradables y excitantes de conducir, y a la vez ser capaces de emitir menor ruido en el medio ambiente, hacen del estudio del NVH un diferenciador clave para los fabricantes de vehículos.

La ingeniería del NVH recoge demandas sociales, ambientales, legislativas y fiscales que hacen de ella un área importante para muchos fabricantes por lo que, los ingenieros de NVH deben de tener en cuenta los siguientes temas en su fijación de objetivos:

- La disminución de los recursos de petróleo está impulsando el desarrollo de sistemas de propulsión más eficientes, distintas configuraciones: vehículos híbridos, eléctricos, motores de combustión de cilindradas pequeñas, etc.
- El creciente interés en los vehículos híbridos: propulsados por motores eléctricos/combustión u otro tipo de variantes.
- El aumento de los impuestos al transporte de cargas por carretera, están haciendo que los trenes de alta velocidad se postulen como una alternativa seria.
- Las exigencias medioambientales tienden a permitir un menor nivel de ruido en las ciudades, factor que repercute directamente en los niveles sonoros permitidos hacia el exterior del vehículo

El diseño para un buen nivel de NVH es un proceso que requiere la integración de las expectativas del consumidor final, en el diseño y el proceso de desarrollo completo del vehículo.

Para el consumidor, el NVH se puede definir en como “siente” el comportamiento del vehículo, en relación a los niveles de vibración del asiento, la columna de dirección... y como “suena” el vehículo, percibiendo el nivel y la calidad del ruido en el interior.

Así pues, uno de los objetivos del NVH pasaría por ser la transformación de los criterios subjetivos del consumidor, en medidas y valores objetivos a través de sistemas de simulación completos y mediciones reales.

Se puede decir que la batalla actual empezó en 1989 cuando Toyota presentó su línea de lujo Lexus. Esta compañía incorporó técnicas innovadoras para mejorar NVH que dieron lugar al posicionamiento de sus vehículos como los más silenciosos del mercado.

La industria automotriz está invirtiendo millones de dólares en el campo del NVH para desarrollar nuevos materiales y técnicas de disminución del nivel de ruido. Los nuevos métodos de diseño están empezando por incluir el NVH en todo el proceso de diseño, no sólo en las etapas posteriores. Esto implica la integración de modelos de cálculo más complejos, la simulación, evaluación y optimización técnicas en el proceso de diseño para asegurar unas características adecuadas para el ruido, la vibración y la comodidad.

I. 2. *OBJETIVOS.*

El objetivo general de este trabajo, es el de definir, corroborar y entender el concepto del estudio NVH en los vehículos actuales. Se pretende ofrecer información acerca del estado del arte, explicando las técnicas más usadas en la actualidad, y presentando las futuras líneas de trabajo.

Podemos esquematizar este objetivo general en:

- Introducción teórica: principios básicos del nvh, teoría sobre vibraciones y el sonido. Instrumentos para el análisis sonoro: mediciones y normativas acústicas de aplicación en la automoción
- Fuentes de ruido en vehículos: ruido del motor, transmisión, escape y admisión del aire, aerodinámico, de rodadura / ruedas, sistema de frenado,
- Principios generales para el control del ruido en el interior del vehículo. Absorción sonora. Barreras acústicas
- Técnicas matemáticas y modelado CAE (Computer Aided Design). Métodos numéricos en el campo del nvh. Aplicaciones de los métodos numéricos al nvh.
- Análisis del ruido generado por el sistema de escape. Teoría silenciadores acústicos

I. 3. *ESTRUCTURA DE LA TESIS.*

Para conseguir los anteriores objetivos, se ha optado por estructurar este trabajo en los siguientes apartados:

En el capítulo 1 se describen los objetos y antecedentes de este trabajo y se detallan los contenidos de cada una de las secciones. En el capítulo 2 se exponen los fundamentos teóricos necesarios para la mejor comprensión de las aportaciones realizadas en esta memoria. El capítulo 3, se describen las distintas fuentes de ruido a tener en cuenta en el campo del automóvil. El capítulo 4 muestra las diferentes técnicas de control del ruido usadas para contrarrestar la transmisión de ruido. Las técnicas de cálculo numérico y el modelado CAE se presentan en el capítulo 5, detallando las diferentes aplicaciones que estas dos áreas tienen en el campo de la acústica en los automóviles.

Para finalizar la tesina, en el capítulo 6 se muestran los resultados obtenidos en la modelización acústica de varias tipologías de sistemas de escape.

II. INTRODUCCIÓN TEÓRICA

II. 1. PRINCIPIOS BÁSICOS DEL NVH

El campo de ruido, vibraciones y asperezas (NVH) como se introducido en el anterior capítulo, se ha convertido en un área cada vez más importante en el diseño de los vehículos, como resultado de la búsqueda del aumento de la calidad de los mismos. Controlar las vibraciones y los ruidos en los automóviles plantea un serio problema a los diseñadores, debido a que, al contrario que otros tipos de máquinas, estos vehículos disponen de diferentes fuentes de ruido y vibración, que varían su régimen de funcionamiento en función de la velocidad.

Tiempos atrás era relativamente fácil reducir el ruido y las vibraciones mediante la adición de peso, pero en la actualidad, las exigencias de economía en el gasto de combustible están obligando a los diseñadores a aligerar los materiales de los vehículos, por tanto, se deben diseñar el mismo tipo de piezas, pero asegurando que sean más rígidas, más silenciosas y más ligeras.

Estos cambios coinciden con una política de comercialización de vehículos nuevos de una mayor rapidez que en los primeros años de la industria automovilística, creándose como consecuencia una mayor dependencia respecto a los programas de diseño asistido por ordenador (CAE) y análisis, al disponer de menos tiempo para realizar pruebas en prototipos.

Este desarrollo acelerado de vehículos nuevos y altamente refinados, depende de la precisión del análisis dinámico de los vehículos y sus subsistemas, además de la adaptación técnicas analíticas y de modelos matemáticos. Aunque el análisis de NVH en los últimos años se ha visto favorecido por la evolución de métodos basados en elementos finitos, todavía hay una necesidad de aplicar los principios básicos en el diseño del vehículo, para evitar posibles problemas.

El ruido, típicamente denota un sonido no deseado, y en los primeros años de la industria del automóvil, no era un factor muy importante para los diseñadores. En la actualidad, esto ha cambiado y los tratamientos buscan normalmente eliminarlo, o al menos, intentar reducirlo. Algunas características de los ruidos en el campo del automóvil son:

- Diferentes variaciones de nivel sonoro, que son detectadas por el oído
- Distintos ruidos se caracterizan por la frecuencia, el nivel y la calidad
- Puede ser indeseable (ruido Aéreo)
- Otras veces puede ser un valor añadido (sonido de un motor potente)

La vibración, sin embargo, siempre ha sido considerada como un factor importante, debido a que está estrechamente relacionado con la fiabilidad y la calidad del producto. Una definición para la vibración podría ser:

- Un movimiento oscilante alrededor de un punto de referencia que se produce a una frecuencia o un conjunto de frecuencias.

Este movimiento oscilante es detectado por el cuerpo humano, debido a que se propaga a través de la estructura/chasis. Principalmente se genera en el rango entre 0,5 Hz - 50 Hz, quedando por tanto caracterizada por la frecuencia, el nivel y la dirección. Algunas de las partes sensibles son: la columna de dirección, soporte de los asientos, reposapiés, y espejos (vibraciones visibles)

La aspereza, la cual está relacionada con la calidad y la naturaleza transitoria de vibración y el ruido, también está fuertemente ligada al refinamiento del vehículo. Este término, viene de la adaptación al castellano del inglés *Harshness*, el cual tiene distintas acepciones:

1. Unpleasantly coarse and rough to the touch.
2. Disagreeable to the senses, especially to the sense of hearing.
3. Severe, cruel, or exacting: harsh punishment; a harsh overseer.
4. Unpleasant or uncomfortable: a harsh wilderness.

En todas ellas, se hace mención expresa a que es algo desagradable. En esta tesina, tomaremos como referencia la nº 2. Así pues, la aspereza es algo desagradable a los sentidos, especialmente al sentido del oído. El concepto fundamental de la aspereza está ligado a los efectos de fluctuaciones de la señal, fluctuaciones de la amplitud en señales moduladas en amplitud, en el entorno de 100Hz.

II. 2. TEORÍA SOBRE VIBRACIONES.

Comenzamos esta sección mediante la revisión de algunos aspectos fundamentales de vibración y realizando un resumen de las características y la respuesta de los sistemas de vibración. Todos los sistemas de masa-muelle tienen frecuencias naturales, es decir, frecuencias en las que el sistema tiende a vibrar.

Para un determinado sistema (lineal) las frecuencias de resonancia son constantes y están relacionadas únicamente con la masa y la rigidez del material que lo compone. Estos factores no dependen de la excitación aplicada al sistema siempre que el sistema puede ser clasificado como lineal.

Una perturbación arbitraria de corta duración aplicada al sistema, tiende a excitar todas las frecuencias naturales del sistema de forma simultánea. La mayoría de los sistemas tienen un gran número de frecuencias naturales, aunque normalmente sólo resulte de interés estudiar las frecuencias de unos pocos órdenes inferiores, ya que las de orden superior son fácilmente amortiguadas. En cada frecuencia natural de un sistema, el mismo vibra de una manera particular, pudiendo ser definido por la amplitud relativa, la fase y la posición. Esto se conoce como el modo de vibración.

El aislamiento de vibraciones se consigue gracias al uso de materiales resistentes, con el objetivo de reducir las fuerzas de vibración o movimientos que son transmitidos por las distintas estructuras o de unos componentes mecánicos a otros, estos elementos, pueden ser representados

como un muelle. Estos sistemas se usan para proteger algún equipo sensible de las vibraciones que soporta, también se pueden usar para disminuir la transmisión de vibraciones de una estructura a otra. Muchos aspectos del aislamiento de las vibraciones, pueden ser entendidos a partir del análisis de un sistema lineal, ideal, unidimensional masa-muelle como los siguientes:

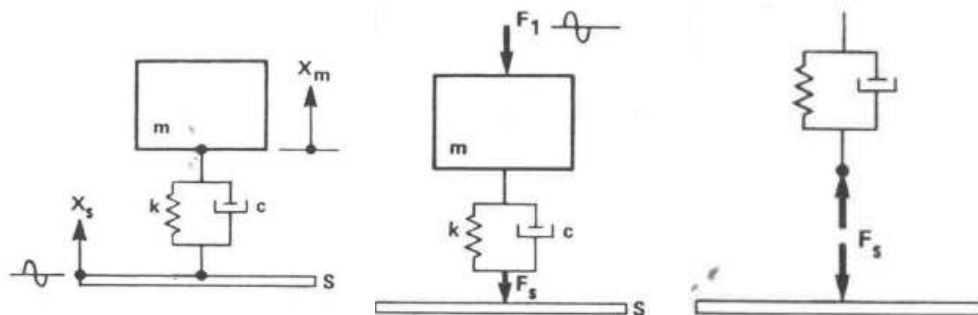


Fig.1. Sistemas análogos masa-muelle.

El aislante se representa por la combinación en paralelo de un muelle sin masa, con una rigidez K y un amortiguador también sin masa con un coeficiente de amortiguación viscoso c . Las masas representadas m corresponden al ítem a proteger de las vibraciones. Aunque los dos primeros esquemas pueden parecer similares, están representando situaciones físicas distintas.

En la primera, el soporte S , vibra verticalmente con una amplitud X a una frecuencia dada; en este caso el propósito del amortiguador es mantener la amplitud de desplazamiento de la masa m , razonablemente pequeña. En la segunda figura, una fuerza de amplitud definida como F_s , actúa sobre la masa m a una frecuencia F_1 ; en este caso el propósito del amortiguador es mantener la amplitud de la fuerza F_s , que actúa sobre el soporte s , en unos valores razonables.

Para la primera figura, la relación entre X_m / X_s (Amplitud del desplazamiento de la masa y Amplitud de desplazamiento del soporte) se llama Transmisibilidad del movimiento. En la segunda figura, al ratio entre F_s / F_1 (Fuerza sobre el soporte y fuerza ejercida) se llama Transmisibilidad de la fuerza. En la práctica, se puede observar que en la segunda figura, el soporte es tan rígido y resistente, que su desplazamiento puede ser definido como cero; resultando que la transmisibilidad de la fuerza obtenida con un soporte rígido, está dada por la misma expresión (Es por esta igualdad, que muchas veces la literatura existente no diferencia entre ambos coeficientes de transmisión) que la transmisibilidad del movimiento, a saber.

$$T = T_{F_0} = \sqrt{\frac{1 + (2\xi r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \quad (1)$$

Dónde $r = f / f_n$ es la relación entre la frecuencia de excitación y la frecuencia de resonancia del sistema.; la relación $\xi = c / c_c$ es el llamado factor de amortiguación, la relación entre el

coeficiente de amortiguación viscoso del sistema y su coeficiente de amortiguación crítico. Este factor de amortiguación crítico viene dado por la expresión:

$$c_c = 2\sqrt{km} = 4\pi f_n m \quad (2)$$

La frecuencia natural de un sistema masa-muelle obedece a:

$$2\pi f_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{kg}{W}} = \sqrt{\frac{g}{X_{st}}} \quad (3)$$

Dónde g es la aceleración de la gravedad, W el peso asociado a la masa, X_{st} la deflexión del propio muelle debido a su peso. En unidades usuales:

$$f_n (Hz) \approx \frac{15.76}{\sqrt{X_{st} (mm)}} \approx \frac{3.13}{\sqrt{X_{st} (in.)}} \quad (4)$$

La relación $X_{st} = k / W$ sólo se mantiene si el muelle es matemáticamente lineal, es decir, que la pendiente de la curva de la fuerza de deflexión del muelle, es constante. La pendiente de esta curva se corresponde con la rigidez k . La siguiente figura, basada en la anterior ecuación, muestra para diferentes frecuencias, los valores de transmisibilidad que se obtienen.

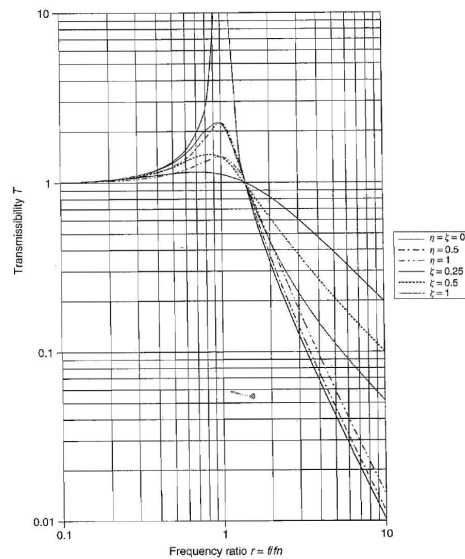


Fig.2. Valores de transmisibilidad.

Para valores pequeños, $r \ll 1$, la ξ es aproximadamente 1; el movimiento y/o la fuerza se transmiten sin ser ni amplificada ni atenuada. Para valores de ξ cercanos a 1, el sistema responde en resonancia, amplificando el movimiento y/o la fuerza transmitida. Para valores de r mayores a la raíz de 2, los valores de ξ son menores a la unidad, y por tanto a partir de estas frecuencias, el material disminuirá el movimiento y la fuerza transmitida, es decir, estará aislando.

Por lo tanto, si se desea conseguir un buen aislamiento, el cual corresponde a una transmisibilidad ξ pequeña, se ha de elegir un material con el factor k más pequeño posible, con

la mayor deflexión estática, a fin de obtener la menor frecuencia natural y el mayor valor de $r = f / f_n$ para una frecuencia de excitación dada.

- *Vibraciones en vehículos*

La vibración se genera a partir de una fuerza / movimiento aplicada/o a una estructura flexible. Las fuentes de vibración más comunes en los vehículos son la superficie de la carretera/caminos a través de las suspensiones, la rotación y el movimiento generado en los motores, explosiones y fluctuaciones de gas en los cigüeñales, errores de fabricación en engranajes, movimiento en ejes de transmisión, inercia provocada por los movimientos de las válvulas, etc.

Estas fuentes de vibración están definidas por características en el dominio del tiempo y de la frecuencia. En la ingeniería de la automoción, la mayoría de las fuentes de vibración producen perturbaciones continuas, al contrario que en otros sistemas mecánicos donde son más habituales los golpes y los transitorios de corta duración; pudiéndose clasificar principalmente en perturbaciones periódicas o aleatorias, siendo las primeras más fáciles de definir y tienen el origen en algún tipo de mecanismo mecánico. Las perturbaciones aleatorias tienen su origen en la transmisión, a través de las suspensiones, de las irregularidades de la carretera.

La forma más simple de perturbación periódica es armónica y típicamente podría ser producida por un desequilibrio en el movimiento de alguna pieza rotatoria. En el dominio del tiempo se representa por una senoide y en el dominio de la frecuencia por una línea espectral. Cabe señalar que una representación completa en el dominio de la frecuencia requiere tanto la amplitud como la información de fase. Esto es importante cuando la alteración incluye varios componentes de frecuencia, cada uno de los cuales puede pertenecer a etapas diferentes. Típico de estos son las perturbaciones periódicas, producidas tanto por el desequilibrio del cigüeñal, como por la fuerza que él mismo transmite.

En el caso de las perturbaciones aleatorias, no es posible predecir el nivel preciso de la perturbación en cualquier momento dado y por lo tanto no es posible expresar estas alteraciones como funciones continuas en el dominio del tiempo (sólo son posibles representaciones estadísticas). Desde el punto de vista de la vibración, el contenido de frecuencia de una señal aleatoria, es muy importante. Por ejemplo, el espectro de frecuencia de una carretera es una función del perfil espacial aleatorio de la carretera y la velocidad del vehículo. Para un conjunto dado de condiciones de esto resulta en un gran número (teóricamente infinito) de componentes de frecuencia distribuidos en un gran ancho de banda de frecuencias, es comúnmente representado por su espectro de potencia.

Como se ha explicado, estructuras ligeramente amortiguadas pueden producir altos niveles de vibración a partir de fuentes de excitación de bajo nivel, si la frecuencia de perturbación se encuentra próxima a una de las frecuencias naturales del sistema. Esto significa que el diseño y fabricación de sub-sistemas, con ligeras vibraciones, puede crear problemas cuando se monta en un

vehículo y se deba analizar el diseño completo. Con el fin de evitar estos problemas en la etapa de diseño, es necesario modelar el sistema con precisión y analizar su respuesta a las frecuencias previstas.

El enfoque general para el análisis de vibración es:

- desarrollar un modelo matemático del sistema y formular las ecuaciones de movimiento
 - analizar las características de vibración (frecuencias naturales y modos)
 - analizar la respuesta de vibración forzada a perturbaciones definidas
 - investigar métodos para controlar los niveles de vibraciones no deseadas que puedan surgir.
- *Control de la vibración en automoción*

Se ha reconocido la idea de que el control de la vibración ha de realizarse en el origen, es decir en la fuente, y en efecto, es dónde mayor efectividad se obtiene, pero esto tiene un límite, ¿qué ocurre cuando la fuente no puede ser modificada?

En la automoción el mismo motor de combustión está provocando movimientos y oscilaciones, que se combinan para producir una fuente compleja de vibraciones. El desequilibrio surge en cada cilindro debido a las fuerzas de inercia asociadas con la masa en cada pistón. Esta fuerza actúa a lo largo del eje del cilindro y en motores de varios cilindros da lugar a una fuerza que actúa sobre el bloque del motor. Mediante un cuidadoso diseño de las posiciones relativas del eje del cigüeñal, es posible reducir estas fuerzas y momentos significativamente, pero debido a que las fuerzas contienen componentes armónicas más altas, este efecto de desequilibrio nunca se puede eliminar completamente.

Otra fuente importante de una vibración en el interior del habitáculo es debido al desequilibrio de las piezas giratorias. Si bien debe tenerse en cuenta que no hay tal cosa como el "equilibrio perfecto". Por lo tanto, pequeñas cantidades de desequilibrio residual permisible estarán ahí, provocando niveles de vibración no deseados. De ello se deduce que, incluso cuando se siguen las mejores prácticas, siempre habrá algunas fuentes no deseadas de vibraciones presentes. Entonces será necesario para minimizar el efecto de estos sobre el conductor y los pasajeros, el uso de materiales adecuados.

II. 3. *TEORÍA SOBRE SONIDO.*

Comenzamos esta sección mediante la revisión de algunos aspectos físicos fundamentales para controlar el ruido y comprender e interpretar los criterios existentes, describiendo algunos de los principios básicos en la propagación del sonido.

- *Propagación del sonido*

El sonido es transmitido de la fuente al receptor, a través de un medio elástico o medio de transmisión. En el contexto de la automoción, este medio de transmisión es el aire próximo y también la propia estructura del vehículo, dando origen al término ruido estructural.

La forma más simple de propagación del sonido ocurre cuando una pequeña esfera pulsante, a cierta frecuencia, en el espacio, libre de obstáculos. La vibración de la superficie de la esfera causa que las moléculas de aire en contacto con ella, vibren y es esta vibración la que se transmite de forma radial, hacia las moléculas contiguas. Este fenómeno produce una onda viajera, que tiene una velocidad característica c , la velocidad del sonido en el aire. Esto provoca fluctuaciones de presión, que se superponen a la ya existente presión ambiental. Una fuente de sonido vibrando a una frecuencia f , genera un sonido con esa frecuencia. Si se pudiese realizar una fotografía de la presión instantánea, se lograría ver que la variación de la presión con la distancia es sinusoidal.

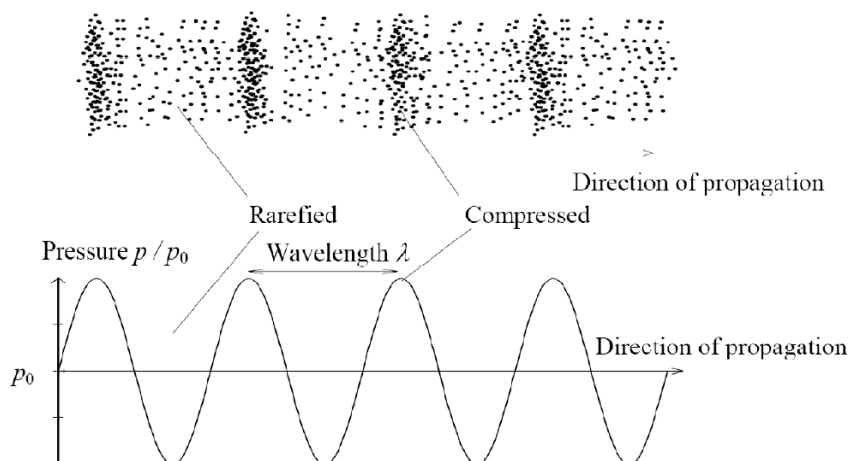


Fig.3. Representación de onda.

La distancia entre los picos de presión es constante y se llama longitud de onda λ . Esta relacionada con c y f a través de la ecuación:

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad (5)$$

De esta ecuación se puede observar que si se aumenta la frecuencia del sonido, disminuye su longitud de onda. El rango audible se encuentra entre las frecuencias de 20 Hz y 20 kHz, y unas longitudes de onda que varían entre 17 m y 17 mm.

Los fundamentos del movimiento de las ondas se entienden más fácilmente considerando la propagación de una onda plana (teniendo un frente de ondas plano perpendicular a la dirección de propagación). Combinando las ecuaciones de continuidad y momento de los elementos con las leyes de los gases, se llega a la conocida como la ecuación de Reynolds.

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0 \quad (6)$$

Donde la velocidad de propagación viene dada por:

$$c = \sqrt{\frac{p\gamma}{\rho}} = \sqrt{\gamma RT} \quad (7)$$

Siendo p = presión ambiente, ρ = densidad del medio, γ = coeficiente de dilatación adiabática, R = constante universal de los gases, T = la temperatura absoluta. Para una temperatura de 20° se tomo un valor de $c = 343$ m/s.

Quedando la solución general para ondas armónicas:

$$p(x, t) = A \text{ sen}[k(ct - x)] \quad (8)$$

El número de onda se corresponde con el número de ondas acústicas existentes en una distancia 2π , y varía considerablemente para los distintos materiales, ya que es dependiente de la velocidad de propagación del sonido. Estas son algunas de las velocidades para distintos medios de transmisión:

Medium	c , m/s
Air at 1 bar and 20°C	343
Mild steel	5050
Aluminium	5000
Vulcanized rubber	1269
Water at 15°C	1440

Fig.4. velocidad del sonido en distintos materiales.

Otro concepto importante en la propagación de las ondas, es la impedancia acústica específica, que es la resistencia que ofrece un medio al flujo de la energía acústica. Es la relación entre la presión acústica y la velocidad de propagación, quedando así:

$$z = \frac{p}{u} = \rho c \quad (9)$$

Siendo para una presión y temperaturas habituales (101.43 kPa y 20° C) de 415 Rayls

La intensidad sonora, se define como el promedio entre la energía acústica que transporta la onda por unidad de área, en el frente de ondas.

$$I = \frac{p_{rms}^2}{\rho c} \quad (10)$$

Donde la p_{rms} es la presión efectiva. Para una onda harmónica $p_{rms} = \frac{\hat{p}}{\sqrt{2}}$, quedando I como:

$$I = \frac{\hat{p}^2}{2\rho c} \quad (11)$$

Siendo \hat{p} la presión de pico.

- *Propagación de ondas esféricas*

Este tipo de ondas se aproximan más a un verdadero “generador” de ondas, pero a largas distancias, un frente de ondas se aproxima más a las ondas planas. La ecuación de Reynolds para este tipo de ondas es:

$$\frac{\partial^2(rp)}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2(rp)}{\partial r^2} = 0 \quad (12)$$

Y la solución general:

$$p = \frac{1}{r} A e^{(a\tau - kr)} \quad (13)$$

Si usamos la definición de la impedancia acústica,

$$z = \rho c \frac{(kr)^2}{1 + (kr)^2} + i(\rho c) \frac{kr}{1 + (kr)^2} \quad (14)$$

A distancias largas de la fuente ($kr \gg 1$ o $r \gg \lambda/2\pi$), entonces z tiende a ρc . En esas condiciones la presión y la velocidad de movimiento de las partículas están en fase, y esto es lo que se denomina campo lejano, donde los frentes de onda esféricos, se aproximan a un frente de ondas plano.

A distancias cercanas a la fuente ($kr \gg 1$ o $r \gg \lambda/2\pi$), y z tiende a $i(\rho c)kr$. En esas condiciones la presión y la velocidad de movimiento de las partículas están desfasadas 90° , denominándose en este caso campo cercano.

El cambio entre un campo y otro, es en realidad gradual, pero normalmente se asume que tiene lugar a una distancia próxima a $\lambda/2\pi$. Para una onda armónica de frecuencia 1 kHz esta distancia es de 50 mm y para una frecuencia de 20 Hz la distancia es de 2.5m. Estas condiciones son de especial importancia en el posicionamiento de micrófonos de medida.

- *Percepción humana del sonido.*

“El oído humano es un delicado y sofisticado dispositivo para detectar y amplificar el sonido” (Reynolds, 1981)

El oído humano está formado por el oído externo, el oído medio que contiene los huesecillos (estos amplifican el sonido) y el oído interno que contiene la cóclea. Esta última, en forma de caracol contiene linfa y una membrana en espiral que contiene miles de terminaciones de pelo de distintas longitudes, sensibles a las distintas frecuencias, que transforman el sonido en impulsos nerviosos que son transmitidos al cerebro. Es necesario un cierto nivel (umbral) para estimular estas células, sin embargo un exceso de nivel puede llegar a dañarlas. Este efecto fue atribuido como la causa de las sorderas ocasionadas en los años 70 a causa de la revolución industrial.

El rango audible de una persona joven y sana, se encuentra dentro de la curva mostrada en la siguiente figura:

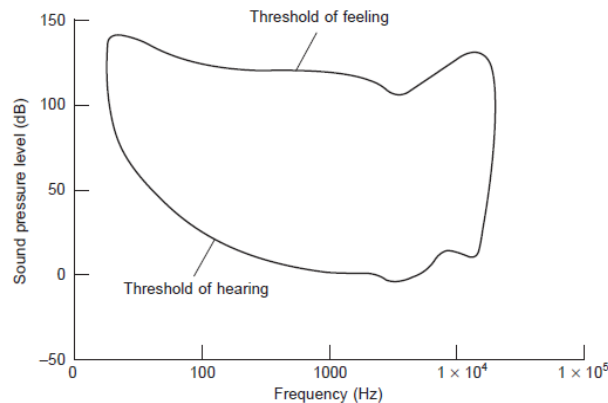


Fig.5. Rango audible de una persona sana.

II. 4. INSTRUMENTOS PARA EL ANÁLISIS SONORO.

Las mediciones de ruido en el campo de la automoción se requieren para una gran variedad de propósitos, por tanto se requieren una gran variedad de equipos de medición.

Estos equipos son necesarios en el trabajo de desarrollo para la medición de niveles de ruido continuo, de los ruidos generados por los trenes de transmisión y sus componentes auxiliares, etc. Existen diferentes pruebas: potencia acústica, análisis de frecuencia y la identificación de origen. Para homologar los diferentes modelos, existen requisitos para el nivel de ruido global de los vehículos. Para este tipo de pruebas es necesario disponer de ambientes controlados, garantizando que las pruebas son repetibles y independientes de los efectos meteorológicos. Esto requiere el uso de recintos acústicos especiales, como lo son las cámaras anecoicas utilizadas para obtener condiciones de campo libre.

- *Sonómetros integradores/promediadores*

El instrumento más básico para la medición de sonido es un sonómetro, formado por un micrófono, un detector de nivel con constantes de tiempo de respuesta lenta o rápida y una red de ponderación A, que permite adecuar las mediciones realizadas a la respuesta del oído humano al sonido. Para este tipo de mediciones se recomiendan aparatos con un grado de precisión Tipo 1.

Debido a que los sonidos son rara vez constantes, es necesario promediar las mediciones en distintos intervalos de tiempo. Este tipo de mediciones da como resultado un nivel equivalente del nivel sonoro, con la red de ponderación A aplicada, el $L_{Aeq,T}$ el cual está relacionado con los criterios de molestia del sonido. El índice indica que se ha promediado un nivel de sonido, en un periodo T, que tiene el mismo contenido energético que un sonido constante del valor obtenido. Se puede describir así:

$$L_{Aeq,T} = 10 \log_{10} \left(\frac{1}{T} \int_0^T \left(\frac{p_A(t)}{p} \right)^2 dt \right) \quad (15)$$

Este tipo de equipos también proporcionan los valores estadísticos de las mediciones realizadas, pudiendo proporcionar el nivel de sonido existente en varios porcentajes de tiempo del periodo T establecido.

- *Analizadores de frecuencia*

Debido a la importancia que tiene el espectro frecuencial, este tipo de instrumentos es una herramienta muy potente para identificar fuentes de ruido y valorar la efectividad de las medidas de control de ruido empleadas.

Un analizador puede dividir el rango frecuencial en bandas de octava, en tercios de octava, o incluso realizar análisis frecuenciales más precisos si es necesario. Los primeros equipos presentaban la información de manera secuencial, pero en la actualidad la señal en un analizador de banda estrecha se presenta simultáneamente a las entradas de todos los filtros en el rango de análisis, el procesamiento de la señal se realiza digitalmente, las salidas se actualizan varias veces por segundo y se alimentan a los dispositivos de visualización continua, tales como pantallas de visualización y los datos pueden ser descargados directamente a los PC's.

En la actualidad existen multitud de analizadores comerciales, con características de medición multicanal y posibilidad de asociarse para poder adquirir cualquier tipo de señal y sincronizarse entre ellas.

- *Analizadores de intensidad sonora.*

Este tipo de analizadores permite realizar mediciones de la potencia acústica, pudiéndose realizar en condiciones de ruidos de fondo elevados, haciendo que no resulte necesario el uso de recintos especiales de prueba. También se pueden realizar evaluaciones que permitan identificar fuentes a partir de un mapeado de la intensidad sonora.

Una sonda de intensidad sonora está compuesta de dos micrófonos de presión, colocados muy juntos, que miden la presión sonora y el gradiente de presión entre ambos micrófonos. Mediante el procesamiento de la señal se convierten estas medidas en valores de intensidad sonora.

II. 5. MEDICIONES Y NORMATIVAS ACÚSTICAS DE APLICACIÓN EN LA AUTOMOCIÓN.

Como resultado del gran aumento del número de vehículos en las carreteras de los países desarrollados, el nivel de ruido del tráfico rodado ha ido creciendo alarmantemente, a pesar de las regulaciones impuestas por los gobiernos y las reducciones significativas en los niveles de ruido.

La búsqueda de vehículos más silenciosos, junto con un buen diseño en las nuevas carreteras son los modos de disminuir los niveles de ruido generados. Con el fin de evitar este tipo de contaminación, la Comunidad Europea, posee varias Directivas que controlan tanto los niveles máximos de emisión de vehículos (y maquinaria) como los niveles recomendados para las distintas áreas: residencial, comercial, industrial, etc. Los fabricantes de vehículos están afrontando regulaciones cada vez más estrictas de ruido para los vehículos nuevos. Los límites actuales de ruido aplicables para el paso de los vehículos nuevos se están armonizando dentro de la CEE y se pretende que se reduzcan progresivamente en el futuro.

- Directiva 2002/49/CE del Parlamento Europeo y del Consejo, de 25 de junio de 2002, sobre evaluación y gestión del ruido ambiental
- Directiva 70/157/CEE del Consejo, de 6 de febrero de 1970, relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre el nivel sonoro admisible y el dispositivo de escape de los vehículos de motor [Diario Oficial L 42 de 23.2.1970]. Modificada por los actos siguientes:
 - Directiva 73/350/CEE de la Comisión de 7 de noviembre de 1973 [Diario Oficial L 321 de 22.11.1973];
 - Directiva 77/212/CEE del Consejo de 8 de marzo de 1977 [Diario Oficial L 66 de 12.3.1977];
 - Directiva 81/334/CEE de la Comisión de 13 de abril de 1981 [Diario Oficial L 131 de 18.5.1981];
 - Directiva 84/372/CEE de la Comisión de 3 de julio de 1984 [Diario Oficial L 196 de 26.7.1984];
 - Directiva 84/424/CEE del Consejo de 3 de septiembre de 1984 [Diario Oficial L 238 de 6.9.1984];
 - Directiva 87/354/CEE del Consejo de 25 junio de 1987 [Diario Oficial L 192 de 11.7.1987];
 - Directiva 89/491/CEE de la Comisión de 17 de julio de 1989 [Diario Oficial L 238 de 15.8.1989];
 - Directiva 92/97/CEE del Consejo de 10 de noviembre de 1992 [Diario Oficial L 371 de 19.12.1992];
 - Directiva 96/20/CE de la Comisión, de 27 de marzo de 1996 [Diario Oficial L 92 de 13.4.1996];
 - Directiva 99/101/CE de la Comisión de 15 de diciembre de 1999 [Diario Oficial L 334 de 28.12.1999];
 - Directiva 2007/34/CE de la Comisión, de 14 junio de 2007 [Diario Oficial L 155 de 15.6.2007].

En las directivas de control del ruido emitido, se consideran dos tipos de ruido, el emitido por el vehículo en marcha, y el generado en posición estacionaria. Las diferencias entre estos dos tipos de ruido dependen de diferentes parámetros: tipo de ruedas, tipo de asfalto, pendiente de la carretera, etc.

Estas determinaciones de niveles de ruido vienen definidas por las normas internacionales

- ISO 362 Measurement of noise emitted by accelerating road vehicles. Engineering method
- ISO 5131 Acoustics — Measurements of sound pressure level emitted by stationary road vehicles.

- *Ensayos de nivel sonoro de paso. ISO 362*

El procedimiento consiste en acelerar el vehículo en una vía definida, a una velocidad establecida y medir el paso del mismo con un micrófono situado a una altura sobre el suelo (superficie dura) de 1,2 m y a 7,5 m en línea recta del centro de la vía. El área de prueba debe ser plana, tener un nivel de ruido de fondo bajo y no dejarse influir por objetos reflectantes, espectadores, el ruido de los neumáticos y el ruido del viento. El sitio de ensayo debe ser como se muestra en la siguiente figura:

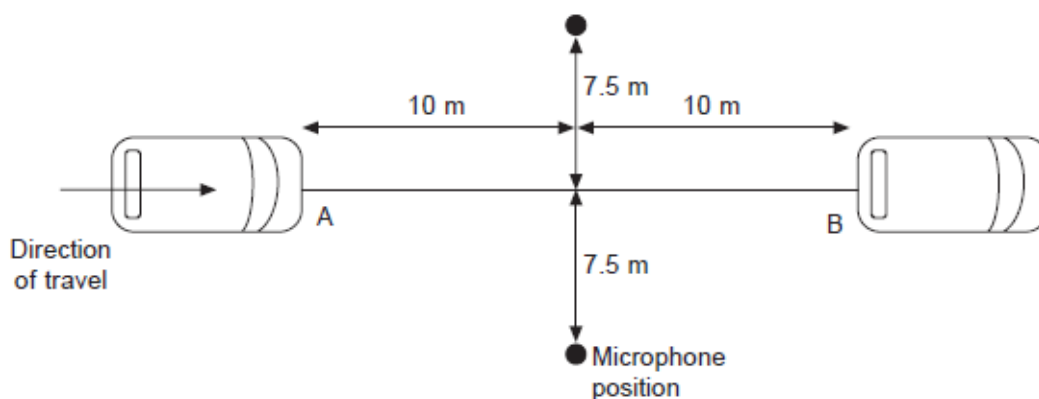


Fig.6. Disposición medida ISO 362

- *Ruido de escape*

Debido a que el ruido de escape es una de las principales fuentes de ruido de los vehículos, además cada vez más los vehículos pasan un mayor tiempo en atascos y grandes aglomeraciones.

Este tipo de mediciones se realizan en las proximidades del silenciador de escape, con el motor funcionando a un 75% de las revoluciones a las que desarrolle la máxima potencia. Cuando se consigue estabilizar el motor, se interrumpe la aceleración mientras se realiza una medición del nivel equivalente A.

En estas mediciones, la salida de escape y el micrófono están en el mismo plano horizontal con el micrófono a 500 mm de la salida de escape y en un eje de 45 ° al mismo. El nivel de ruido de fondo también se mide y la diferencia máxima entre el ruido de los vehículos y el ruido de fondo

se compara entonces con el nivel de ruido especificado vehículo. Estas medidas se han adoptado por la mayoría de países europeos, los cuales comprueban el rendimiento de los escapes en los coches de manera rutinaria en los servicios de Inspección Técnica de Vehículos.

- *Ruido en el interior de los vehículos*

En la actualidad no existen requerimientos legales para la evaluación de ruido en el interior de los vehículos. Debido a la necesidad de obtener una evaluación subjetiva, las principales marcas han optado por realizar este trabajo basándose en un equipo de asesores experimentados. Esto tiene sus desventajas en el programa de desarrollo, donde es necesario cuantificar las características esenciales y relacionarlas con las fuentes de ruido y las rutas de transmisión. Para ayudar a este proceso diferentes fabricantes han desarrollado una serie de criterios diferentes para tipos concretos de ruido.

Por ejemplo, se define una forma modificada del Índice de Articulación, AI (Greaves et al. 1988), que está diseñado para cuantificar la inteligibilidad de la conversación se ha utilizado. El rango audible entre 200 Hz y 16 kHz se divide en dieciséis bandas de tercio de octava. El SPL se mide en cada banda y el A_i índice de articulación para la banda i -ésima se determina a partir de la ecuación:

$$A_i = \frac{W_f (A_0 - SPL)}{A_0 - A_{100}} \quad (16)$$

Dónde A_0 = Nivel de presión sonora para 0 inteligibilidad

A_{100} = Nivel de presión sonora para 100% de inteligibilidad

W_f = factor de ponderación para cada banda de tercio de octava.

El nivel global de A_i es entonces determinado sumando cada uno de los dieciséis A_i obtenidos.

Otro ejemplo de análisis subjetivo se plantea para los vehículos con motor diesel, los cuales presentan problemas difíciles para el ingeniero de NVH. En particular, el ruido resultante de las condiciones de ralentí con la temperatura del motor fría, contiene variaciones del nivel de sonido periódicas de alta frecuencia y de una gran amplitud. Estos pulsos de sonido varían de cilindro a cilindro, siendo de una irregularidad que es subjetivamente muy molesta.

Un analizador ha sido desarrollado (Russell et al., 1988) específicamente para evaluar este problema. El equipo es capaz de medir el contenido impulsivo (en base a la kurtosis, el momento estadístico cuarto) de la variación de la presión de sonido y la irregularidad de la variación de presión de sonido mediante la medición de la desviación estándar de la filtración de paso bajo de amplitud de los impulsos de detonación diesel.

III. FUENTES DE RUIDO EN VEHÍCULOS

Los criterios de confort del vehículo tienen que ver con los niveles de vibraciones y ruidos en el interior del habitáculo. Para determinar e identificar las fuentes de ruido internas, y poder tratarlas, se debe cuantificar las fuentes de ruido determinando para cada pieza del vehículo la potencia acústica, las posibles fugas acústicas dentro de la carrocería, vibraciones a través del cambio de marchas, vibraciones de la columna de dirección.



Fig.7. Fuentes de ruido

En la actualidad, los vehículos son cada vez más potentes, rápidos y ligeros, lo que conlleva un aumento de los niveles de ruido y vibraciones que generan en su interior.

III.1. RUIDO DEL MOTOR (POWERTRAIN)

El ruido del motor se origina tanto por el mismo proceso de combustión, como por las fuerzas mecánicas generadas asociadas a la dinámica. Las fuerzas que intervienen en el motor son:

- Combustión
- Recíprocas
- Rotacionales

El proceso de combustión produce grandes fluctuaciones de presión en cada uno de los cilindros, dando lugar a grandes cargas de presión que se liberan en los pistones, provocando el movimiento de este a una gran velocidad. Estas fuerzas combinadas con la inercia del movimiento, el desbalanceo de las piezas, provoca que la estructura del motor vibre, convirtiendo al motor en una fuente de ruido.

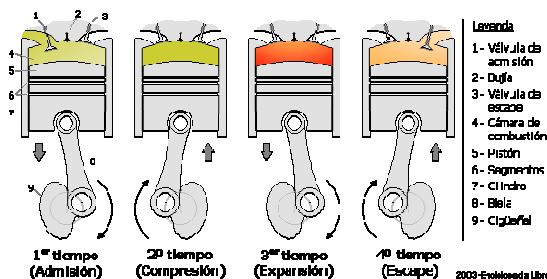


Fig.8. Fases de un motor 4 tiempos

El control del ruido, por lo tanto, tiene que estar centrado en el valor de las variaciones de presión del cilindro (ruido de la combustión) y la elección de la configuración del motor (efectos dinámicos). Ambas opciones tienden a entrar en conflicto con la necesidad de los pequeños motores de combustible de alta velocidad eficientes.

En el caso de los motores diesel hay evidencias de que esta reducción de la fuerza de combustión, se puede lograr mediante el control de la presión en los cilindros. Esto requiere una cuidadosa atención al diseño de los recipientes de combustión y haciendo uso de turbocompresores y sistemas de inyección de combustible. El ruido mecánico asociado con el final de carrera del pistón se puede reducir mediante la selección cuidadosa de el bulón de offset y minimizando la masa del pistón.

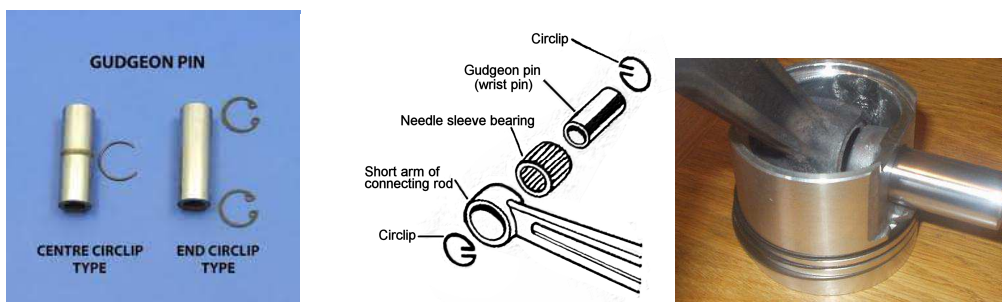


Fig.9. Bulón sujeción pistón/cilindro

Una clasificación de los componentes más ruidosos de los motores, realizada por Pettit et al, en 1988, indica que la mayoría de los ruidos generados por los motores son radiados por las partes más largas y flexibles del mismo, como pueden ser los distintos depósitos, tapas de la distribución de las válvulas, tapa de balancines, poleas del cigüeñal, tubos de admisión, etc. Es por tanto una buena estrategia el aislar estos componentes de la vibración generada por el motor, usando para ello materiales sellantes y soportes antivibración en las tuercas/tornillos/uniones fijas especialmente diseñados.



Fig.10. Materiales sellantes, cubiertas del motor y sistemas antivibración

Esto permite el aislamiento de los componentes, tales como los depósitos y los tubos de admisión, sobretodo por los ruidos de alta frecuencia. Las pantallas de ruido también pueden ser eficaces en la atenuación del ruido radiado a partir de componentes del motor. Las pantallas están hechas generalmente de acero laminado o de material plástico termoestable diseñado para cubrir la superficie radiante y están aislados de la misma por juntas flexibles, además de utilizar materiales aislantes para las uniones fijas de tornillería.

El coeficiente de amortiguación alto del acero laminado se puede utilizar para reducir la generación del ruido en otros componentes, tales como la tapa de balancines.

El ruido de las poleas del cigüeñal se puede reducir, bien mediante el uso de poleas de radios o bien mediante el uso de una polea especial con material elástico

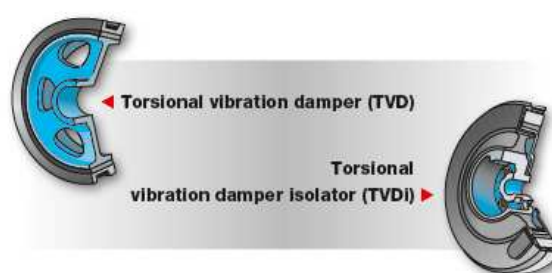


Fig.11. Poleas del cigüeñal con material amortiguante

III. 2. RUIDO DE TRANSMISIÓN

El ruido en la transmisión aumenta con la velocidad, aproximadamente entre 6 y 8 dB cada vez que se dobla la velocidad. Si aplicamos el doble de potencia mecánica, el incremento de ruido esta entre 2.5 y 4 dB, según diversos estudios realizados (Hand, 1982)

En un sistema ideal de transmisión, funcionando a velocidad constante, la potencia se transmite sin ruidos y vibraciones. Pero en la práctica esto no ocurre, ya que los errores de diseño en los dientes tanto en el perfil como en la distancia entre ellos, y en algunos casos incluso excentricidades del eje provocan vibraciones no deseadas. Si un diente está dañado o incorrectamente mecanizado se genera una vibración cuyo componente fundamental de vibración se relaciona con la velocidad de giro del eje. Por otro lado, un eje desalineado (o un engranaje, o cojinete no concéntrico) genera una vibración en el diente de engranaje con una frecuencia f_m con bandas laterales f_{s1} y f_{s2} dada por:

$$f_{s1}, f_{s2} = f_m \pm f_{ff} \quad (17)$$

Para una rueda dentada con N dientes, que gira a n rev/min, la frecuencia f_m es:

$$f_m = \frac{nN}{60}, Hz \quad (18)$$

Además, los dientes de los engranajes tienen cierta elasticidad, pudiéndose doblar ligeramente bajo las cargas a las que se someten. Esto provoca que los dientes sin carga se encuentren

ligeramente por delante de sus posiciones teóricas como cuerpo rígido, por el contrario los dientes sin carga se encuentran ligeramente por detrás de sus posiciones teóricas. Así, cuando se produce el contacto entre los dientes, hay una transferencia brusca de la carga que genera ruido, con una frecuencia igual a f_{mf} .

Se ha dedicado un esfuerzo considerable en los últimos años a la corrección de los perfiles de los dientes estándar para intentar reducir los efectos de elasticidad del diente, pero al estar sometidos a una carga variable, resulta una tarea muy compleja el corregir todas estas eventualidades.

III. 3. RUIDO DE ESCAPE Y ADMISIÓN DEL AIRE

El ruido de admisión se genera por cortes periódicos en el flujo de aire a través de las propias válvulas de admisión del motor, creando pulsos de presión en los tubos de admisión. Estos pulsos de presión se convierten en ruido, y se transmiten a través del filtro de aire y el resto de conductos de admisión.

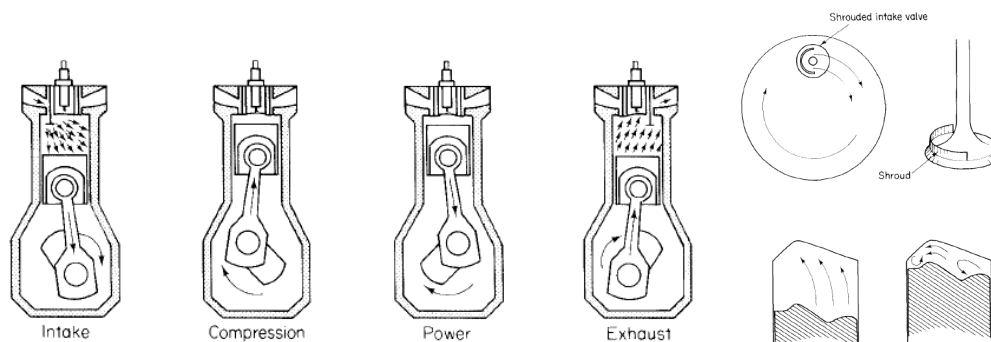


Fig.12. Tiempos de un motor de combustión y flujo creado en el interior

Este tipo de ruido aumenta su nivel a medida que el motor aumenta la entrega de potencia, pudiendo incrementarse entre 10 y 15 dB desde un estado de reposo del motor a el estado de máxima carga/aceleración. El ruido de escape es producido por la liberación periódica y repentina de los gases generados en el pistón, a través de las propias válvulas de escape en sus movimientos de apertura y cierre. Este tipo de ruido y sus características varía considerablemente de un tipo de motor a otro, debido a que las configuraciones de las válvulas y sus características temporales de apertura y cierre son distintas entre ellos.

Las componentes frecuenciales están relacionadas con la frecuencia de explosión del motor, la cual para un motor de cuatro tiempos viene dada (En Hz) por la siguiente expresión:

$$f = \frac{\text{velocidad_giro_motor}(rpm)}{30} \times \frac{\text{número_cilindros}}{2} \quad (19)$$

Estos niveles del ruido de escape, al igual que los de admisión, varían con la carga a la que es sometido el motor, pudiendo tener variaciones de unos 15 dB.

A continuación se enumeran una serie de buenas prácticas en el diseño de los sistemas de escape

- Asegurar que los tubos sean lo más rectos posible.
- Incluir un elemento silenciador con un volumen suficiente
- Posicionar la entrada / salida lo más lejos posible de los pasajeros
- Diseñar los diferentes conductos de forma simétrica (igual longitud)

La atenuación de los ruidos de admisión y escape, pasa por el uso de dispositivos que minimicen las ondas sonoras, permitiendo el paso del flujo de aire a través del propio dispositivo. Esto se consigue mediante la implementación de filtros acústicos, que pueden dividirse en dos tipos según su principio básico de funcionamiento: disipativas o reactivos. En la práctica se utilizan combinaciones de ambos.

Los sistemas de escape en los vehículos de hoy en día son necesarios para llevar a cabo la doble tarea de reducir tanto los gases contaminantes como el ruido de escape. Para este fin se instalan los convertidores catalíticos, a continuación de los colectores de escape para garantizar que se logra rápidamente una temperatura de funcionamiento y por lo tanto actúen rápidamente sobre los gases en la conducción urbana. Además de actuar como depuradores de gas de escape, estos convertidores catalíticos también tienen un efecto de atenuación acústica resultante del flujo de gas a través de sus estrechos tubos de cerámica. Esta atenuación se produce tanto por interferencia destructiva como por disipación. Para aumentar la atenuación acústica, se instalan a continuación del catalizador de gases, los silenciadores, estos se utilizan específicamente para disminuir el nivel de las pulsaciones del gas de escape y que sean lo más inaudibles posible.

Los silenciadores y sus tuberías forman un sistema acústico que está sintonizado para evitar resonancias excitantes en la carrocería, factor que ayudarían a amplificar el ruido transmitido por la estructura, por esta razón, es común que los silenciadores tengan una doble capa además de la capa aislante que también proporciona aislamiento térmico. El sistema de escape necesita ser aislados de la carrocería del vehículo para evitar la transmisión de sonido transmitido por la estructura y por esta razón se suspenden de la parte inferior del vehículo con elementos de suspensión flexibles. También hay un riesgo de que el ruido emitido por el tubo de escape pueda causar resonancias del cuerpo si el escape no está sintonizado correctamente. Los siguientes dispositivos/sistemas se usan para un correcto funcionamiento de los sistemas de escape:

- Resonador de Hemholtz: Un paso del flujo de aire por el resonador amplifica el sonido en la frecuencia de resonancia, pero consigue una disminución del nivel del resto de frecuencias.
- Perforaciones circunferenciales en conductos: el objetivo es crear muchas pequeñas fuentes de sonido que resultan en un efecto de filtrado de banda ancha debido a una mayor turbulencia local.

- Toberas Venturi - diseñadas para tener velocidades de flujo por debajo de la velocidad del sonido que se utiliza para atenuar el sonido de baja frecuencia.

Otro tipo de ruido asociado al aire, es el que se origina cuando se añade un turbocompresor a l motor. Un turbocompresor ayuda a reducir el ruido de admisión y el de escape, ya que mejora el proceso de combustión del mismo, pero al mismo tiempo, genera un ruido que se transmite a través de los conductos de admisión, esta caracterizado por un tono puro y varios armónicos de más alta frecuencia. La frecuencia típica de estos sistemas se encuentra entre 2 y 4 kHz.

III. 4. RUIDO AERODINAMICO

Aunque una parte del ruido aerodinámico se crea por los conductos de aireación/ventilación existentes hacia el interior de la cabina, el ruido más molesto es el que se genera por el flujo externo alrededor del vehículo. Se han conseguido reducciones considerables de los niveles de ruido en el interior de la cabina, que pueden ser atribuidos, en parte, a flujos de aire mejorados diseñadas para un nivel de ruido reducido, también un mejor sellado de puertas, ventanas y huecos, que tiene el efecto de reducir tanto la creación de ruido como aumentar el aislamiento de los ocupantes respecto a las fuentes de sonido.

La siguiente figura proporciona una comparación aproximada entre las diferentes fuentes de ruido (motor, neumáticos y aerodinámica) que han sido grabadas en un pequeño coche en movimiento a 150 km / h

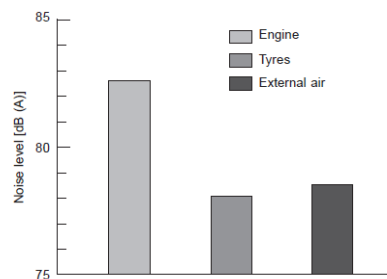


Fig.13. Comparación niveles fuentes de ruido

La creación de ruido aerodinámico está asociada con las turbulencias que se generan en la superficie del coche o en las zonas cercanas. Afortunadamente los diseños destinados a reducir la resistencia aerodinámica de los coches, conllevan inevitablemente la ventaja adicional de una reducción del ruido. El ruido aerodinámico es debido principalmente a las fluctuaciones de la presión asociadas a las turbulencias y a los vértices que se crean al paso de los vehículos.

Para los automóviles este tipo de ruido puede ser dividido en tres componentes generadores: la capa límite distribuida sobre la carrocería del vehículo, los efectos de los bordes y la formación de vórtices en varias zonas en el cuerpo del vehículo o bien en ventiladores de refrigeración.

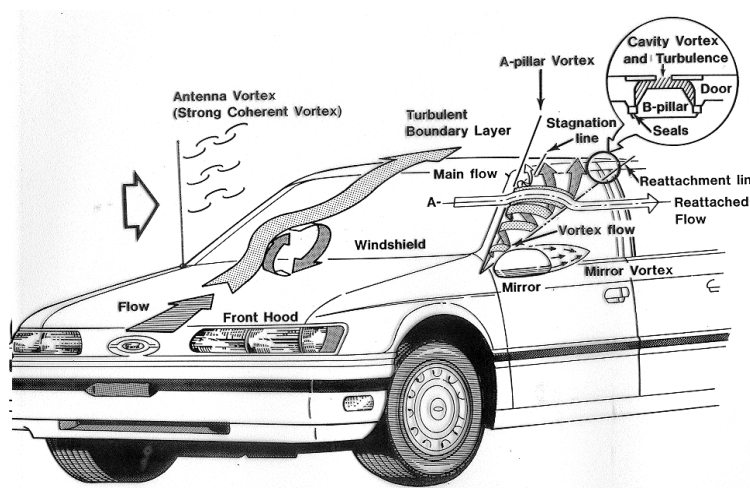


Fig.14. Fuentes de ruido aerodinámico

Los niveles de ruido debido a los efectos de capa límite (Boundary layer) normalmente no son problemáticos, debido a que sus componentes de alta frecuencia pueden ser fácilmente atenuados con materiales absorbentes dispuestos en el interior de los paneles de la carrocería.

El ruido de borde (Edge Noise) es producido cuando el flujo de viento se separa de las esquinas y aristas en la estructura de la carrocería. Las distintas formas de la carrocería hacen que el flujo de aire se separa de un borde se “enrolle” formando vórtices, que a su vez también se rompen en pequeños vórtices. Es la formación y colapso intermitente de estos vórtices lo que conduce a las características de banda estrecha asociados con la separación del borde. El nivel de ruido asociado con el ruido de borde es generalmente mayor que el ruido de capa límite y tiene una banda de frecuencias más definida. Esta banda de frecuencias es una función de la velocidad del vehículo, de tal manera que los cambios en la velocidad pueden ser observados por el cambio en las características frecuenciales del ruido.

Es posible reducir el ruido del borde minimizando los salientes de la carrocería, haciendo que la misma sea más lisa y continua, garantizando que los huecos alrededor de aberturas tales como puertas, ventanas, entradas de aire, etc. estén bien sellados. También hay una fuerte tendencia a que los vórtices se generen en los pilares del parabrisas delantero, conocido como pilar A.





Fig.15. Distintos pilares de la estructura de un vehículo

Estos vórtices se extienden hacia atrás y sobre las ventanas laterales, que suelen tener un bajo aislamiento acústico. La formación de vórtices se produce cuando una corriente de aire golpea un saliente, produciendo un flujo periódico de vórtices hacia atrás. Estos vórtices, generan tonos puros, que son subjetivamente los sonidos más molestos. La frecuencia f de los vórtices está relacionada con la velocidad del aire de U y la profundidad d del cuerpo que obstruye el flujo por la ecuación:

$$f = \frac{SU}{d} \quad (20)$$

Dónde S es el número de Strouhal. Típicamente $S = 0,2$ para una varilla larga y delgada, de modo que para un vehículo equipado con una baca en el techo de 10 mm de diámetro de las barras (de cara al flujo de aire) y que viaje a 113 km / h (70 mph), los vórtices arrojan una frecuencia de 640 Hz, es decir, en el intervalo de frecuencias en el oído humano es más sensible. Es por esta razón que en los últimos años, se han diseñado cajas para el techo, cuyo diseño en forma de vaina en tiende a evitar la producción de vórtices.



Fig.16. Formación de vórtices

Aun así, se producen aleatoriamente ruidos asociados a turbulencias en una capa límite, este es el sonido asociado con la creación de vórtices. En general, se puede hacer muy poco para mejorar este problema, ya que un cambio de perfil para disponer de un contorno bien redondeado, mejorando la aerodinámica, provoca una reducción del campo de visión del conductor. En otro tipo de elementos salientes, tales como espejos retrovisores, tapacubos, etc. si que hay margen para mejorar los resultados sin perjudicar otros aspectos. Las mejoras en el diseño de los conductos

recoge aguas, la colocación de los limpiaparabrisas en posiciones de mayor rendimiento acústico, etc reflejan algunos de los resultados obtenidos al mejorar las técnicas de fabricación y control de calidad, consiguiendo una reducción de ruido importante.

Uno de los mayores generadores de ruido aerodinámico es el techo solar. Sus resultados tienen un nivel muy alto en las bajas frecuencias, por lo que unidades de gran tamaño y mal diseñadas pueden incluso generar una presión apreciable a baja frecuencia en la cabina. Curiosamente, a pesar de que los clientes demandan un nivel de ruido bajo en el interior, se ha producido un incremento en el número de los techos solares que han sido instalados en automóviles nuevos. Abrir las ventanas puede crear problemas similares.

Otro ruido generado por la aerodinámica, es el causado por la acción del flujo sobre el ventilador de refrigeración. En este caso, las palas del ventilador arrojan vórtices helicoidales que acaban convirtiéndose en fluctuaciones de presión periódicas al golpear los obstáculos intermedios. Para superar este problema, los ventiladores se hacen con hojas espaciadas de manera desigual y con un número impar de hojas, además el funcionamiento de estos ventiladores, está controlado por termostato y son accionados eléctricamente, asegurando que el ruido del ventilador no aumenta con la velocidad del motor, como fue el caso de diseños más antiguos, accionados por correa.

III. 5. RUIDO DE RODADURA / RUEDAS

En la actualidad se ha conseguido reducir el ruido del motor progresivamente y, además, con la llegada de los vehículos eléctricos, el ruido del neumático se está convirtiendo en un problema más grave.

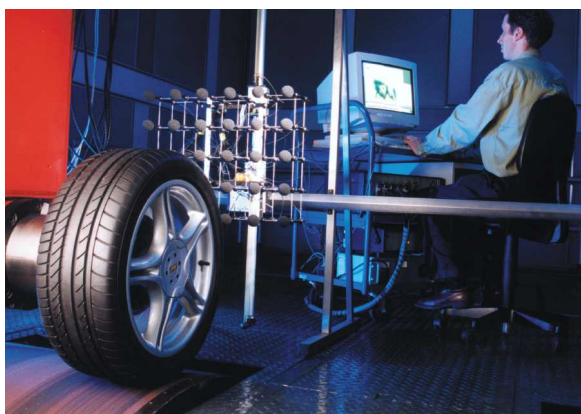


Fig.17. Matriz de micrófonos para holografía

Existen estudios sobre el ruido producido por los neumáticos (Walker et al., 1988), que han demostrado que se puede descomponer en dos componentes: el provocado por el patrón del neumático y el generado por la superficie de la carretera al excitar el conjunto neumático/suspensión.

Mientras que el problema del ruido generado por las características de la superficie de la carretera, es “competencia” de ingenieros de caminos, el ruido generado debido al patrón del neumático, pertenece al campo del ingeniero NVH. Los diseñadores de neumáticos estudian la reducción de ruido de los neumáticos en la fuente, mientras que los ingenieros de chasis hacen lo propio con la reducción de la transmisión de ruido de la zona de contacto del neumático hacia el interior del vehículo. El principio de la generación de ruido en el neumático se debe a una liberación de energía cuando un pequeño bloque de banda de rodadura se libera desde el borde posterior de la huella del neumático y vuelve a su posición no deformada.

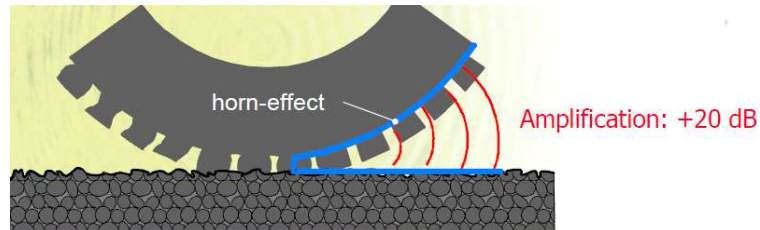


Fig.18. Esquema interacción neumático-carretera

Con un neumático cuyo patrón es uniforme, se genera un ruido tonal (en una sola frecuencia con armónicos cuando la rueda gira a una velocidad constante). Para dar solución a este problema los diseñadores de neumáticos han generado diferentes patrones para distribuir la energía acústica en una amplia banda de frecuencias.

III. 6. SISTEMA DE FRENADO

A pesar de los esfuerzos teóricos y experimentales durante muchos años, el mecanismo de generación de ruido en el sistema de frenado (disco y tambores) todavía no se entiende completamente. El problema del ruido de los frenos es uno de los motivos más comunes para formular reclamaciones en garantía: hasta el 26% de los propietarios de coches de un año de antigüedad y tamaño medio, se quejan de los problemas de ruido de los frenos.

El problema surge del propio funcionamiento del sistema de frenado, mediante el cual las zapatas o las pastillas se mantienen siempre en contacto con los discos de freno a través de una carga hidráulica, provocando la fricción de los materiales.

El avance hacia una mejor comprensión de la generación del ruido se ha visto favorecido por las investigaciones experimentales (Fieldhouse et al., 1996) y los modelos matemáticos (Nishiwaki, 1991) que se han desarrollado para ayudar en el diseño de frenos más silenciosos.

Ante la falta de modelos matemáticos completos, se ha optado por una serie de "correcciones" del ruido específicas. Para el ruido de baja frecuencia producido por el freno de tambor, la adición de una sola masa o una masa combinada y una capa visco-elástica aplicada en los anti-nodos de la placa posterior del tambor (Fieldhouse et al., 1996). A frecuencias más altas son necesarias otras soluciones, tales como una redistribución de la masa del tambor para eliminar algunos de los modos específicos diametrales placa posterior.

IV. PRINCIPIOS GENERALES PARA EL CONTROL DEL RUIDO

IV. 1. INTERIOR DEL VEHÍCULO

Para cerramientos pequeños y con formas regulares, es posible determinar el campo sonoro con bastante precisión, gracias a los modelos matemáticos existentes. Hay en teoría un número infinito de frecuencias naturales y modos. Fuentes de banda ancha situados convenientemente en tales recintos son capaces de excitar los patrones de onda que resultan en niveles de presión sonora, que son muy sensibles a la posición.

Las formas complejas encontradas en interiores de vehículo, significa que tales técnicas de análisis no son aplicables y el campo de sonido tiende a ser difusa. Los niveles de presión de sonido tienden a variar mucho menos en todo el interior del vehículo en comparación con el comportamiento de onda estacionaria descrito en el párrafo anterior.

En general hay un número de fuentes de sonido que emiten ruido en el interior del vehículo y estos pueden producir componentes discretos que se superponen a un menor nivel de ruido de banda ancha.

IV. 2. ABSORCIÓN SONORA

Este es uno de los factores más importantes que afecta a los cerramientos. Aumentar la absorción de las caras internas de los cerramientos es relativamente económico, y consigue reducir los niveles de sonido en el interior del cerramiento.

El coeficiente de absorción es definido como la relación entre la energía sonora absorbida por la superficie y la energía sonora que incide sobre la misma. Este es un valor que depende del ángulo de incidencia del sonido. Si encontramos diferentes materiales, con diferentes coeficientes de absorción, se puede calcular un promedio mediante:

$$\alpha = \frac{\sum_{i=1}^n S_i \alpha_i}{\sum_{i=1}^n S_i} \quad (21)$$

S_i es la superficie de material y α_i los distintos coeficientes. Este coeficiente de absorción es dependiente de la frecuencia, por lo que se debe calcular para, al menos, las frecuencias correspondientes a bandas de octava.

IV. 3. BARRERAS ACUSTICAS

Uno de las principales vías de transmisión en un vehículo es a través de la pared que separa el hueco del motor y la cabina de los pasajeros, esta pared puede ser considerada como una barrera acústica. La efectividad de estas barreras viene dada en términos de pérdidas de transmisión TL, que es la relación entre la energía sonora que incide y la que se transmite, expresada en dB. . Este

es uno de los factores más importantes que afecta a los cerramientos. Aumentar la absorción de las caras internas de los cerramientos es relativamente económico, y consigue reducir los niveles de sonido en el interior del cerramiento.

$$TL = 20 \log_{10}(fm) - 47 \text{ dB} \quad (22)$$

Dónde f es la frecuencia en Hz y m la masa por unidad de área de la barrera en kg/m^2 .

Esta ecuación se aplica a lo que se denomina la región de frecuencia de masa controlada, en la que la pérdida de transmisión aumenta en 6 dB por cada octava de frecuencia, además si se duplica el espesor de la barrera o la densidad de la pérdida de transmisión aumenta en 6 dB a una frecuencia dada. Es evidente a partir de esto que el uso de barreras acústicas de alta densidad es una manera eficaz para aumentar la pérdida de transmisión. Las barreras pueden ser considerados controladas por masa por encima de dos veces su frecuencia natural más baja, pero por debajo de una frecuencia crítica f_c , la transmisión del sonido a través de las barreras se rige por la rigidez de los paneles y las resonancias que puedan surgir en su interior, las cuales tienden a reducir su efectividad a baja frecuencia. La frecuencia crítica está relacionada con la capacidad del sonido en las barreras para transmitirse como ondas de flexión y se produce cuando la longitud de onda de la onda incidente coincide con la longitud de onda de flexión λ_B . La frecuencia más baja a la que esto puede ocurrir es cuando el sonido incidente roza la superficie de la barrera y está dada por:

$$f_c = \frac{c}{\lambda_B} \quad (23)$$

En la práctica el rango de los ángulos de incidencia del sonido varía entre 0° y algo menos de 90° , por lo que la disminución de la pérdida de transmisión asociada con coincidencia se produce a una frecuencia algo mayor que el valor dado por la ecuación.

La efectividad de las barreras también se reduce drásticamente por los más pequeños agujeros y pueden plantear problemas en el aislamiento del ruido cuando hay que canalizar el sistema eléctrico y algunas tuberías a ejecutar entre el motor y los compartimentos de la cabina.

En la práctica, los materiales multicapa de un núcleo denso y capas superficiales de material absorbente puede realizar la doble función de proporcionar la absorción del sonido con una pérdida de transmisión alta.

IV. 4. SILENCIADORES EN AUTOMOVILES

Los motores de combustión interna necesitan silenciadores tanto para el sistema de admisión, como para el sistema de escape. Estos dos casos se caracterizan por tener diferentes direcciones del flujo, presiones, temperatura, niveles sonoros, etc. Aún así, se diseñan usando los mismos principios de diseño.

Los factores de elección de un silenciador vienen marcados por la necesidad de reducir el ruido radiado desde la fuente. La pérdida de inserción de un silenciador se determina a partir de las mediciones de nivel sonoro realizadas según las normativas aplicables.

El uso de los silenciadores puede llegar a tener un efecto negativo en el rendimiento de los motores, ya que modifica la presión que ejerce el aire hacia el motor (back pressure).

En el momento de la combustión del motor, los gases alcanzan una presión muy elevada, los cuales al salir pueden generar un ruido de igual magnitud si no son sometidos a una modificación o reducción de presión. Es por ello que existe el silenciador, cuya misión principal es la de disminuir el ruido de los gases al salir del motor, interactuando con las diferentes válvulas de escape.

Cuando éstas se abren, se realiza una descarga en alta presión de gases “quemados” hacia la tubería intermedia del escape, donde éstos se expanden y disminuye progresivamente su presión.

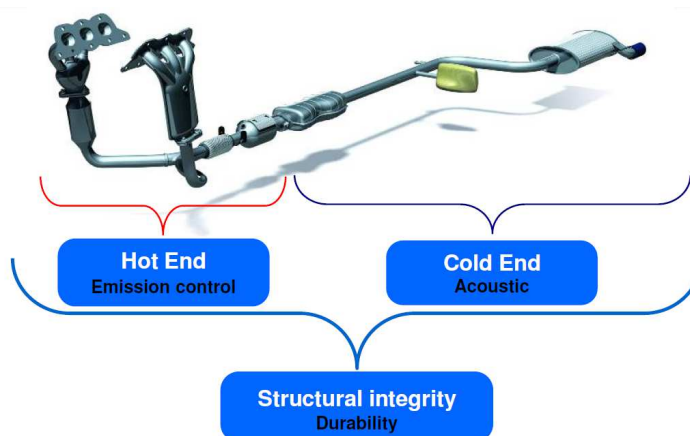


Fig.19 Sistema de escape de un automóvil.

El término silenciador se usa normalmente para referirse a cualquier dispositivo pasivo que consiga reducir el nivel de presión sonora. El ruido generado por el aire en los motores de combustión interna, se controla normalmente a través de dos tipos de sistemas:

- Los silenciadores pasivos y conductos, el rendimiento de los cuales viene determinado por la geometría y las características de absorción de sus materiales.
- Silenciadores con control activo de ruido, dónde sus características de atenuación vienen dadas por componentes electromecánicos.

En esta tesina se va a analizar el rendimiento de los primeros

Las técnicas sistemáticas se basan en usar analogías eléctricas para describir las diferentes partes de los silenciadores, en ausencia de flujo de aire. Investigaciones posteriores han analizado el efecto del flujo en los silenciadores, obteniendo matrices de transferencia que permiten predecir el rendimiento de los distintos tipos de silenciadores. Con el tiempo se están realizando estudios de configuraciones complejas de silenciadores, formados por distintas configuraciones: varias cámaras de expansión, conductos perforados, materiales absorbentes, etc.

En la actualidad, el uso de métodos numéricos, ayuda a entender el comportamiento de estos silenciadores, además de ofrecer un detallado análisis frecuencial, ayudando a comprender el funcionamiento en frecuencias que, años atrás, era más difícil de estudiar.

- *Configuraciones sin disipación*

Son los silenciadores normalmente llamados reactivos, puesto que la atenuación es producida principalmente por fenómenos de tipo reactivo en los que parte de la energía incidente retorna a la fuente debido a la reflexión que se produce como consecuencia de cambios de sección y otras particularidades geométricas. Un ejemplo típico es una cámara de expansión simple, formada por un tubo de entrada, una cámara de expansión central, y un tubo de salida. La energía disipada en este caso es pequeña.

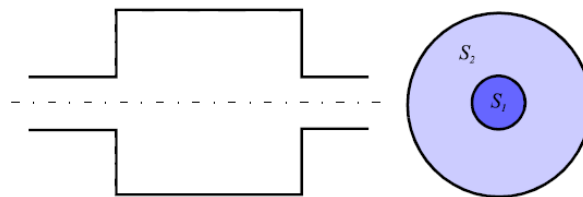


Fig.20 Silenciador reactivo

Estos silenciadores fundamentan su principio de acción generando, a través de su forma, una diferencia de impedancia acústica que imposibilita la transferencia del sonido hacia el lugar que se desea atenuar y logra que se refleje gran parte de la energía acústica de regreso hacia la fuente, o hacia las cámaras o secciones del silenciador, lo cual también impide la transmisión del sonido, es por ello que su desempeño se encuentra determinado por su forma geométrica y por las condiciones del medio (Beranek, 1971; Magrab, 1975; Wilson, 1989; Munjal, 1997).

Su comportamiento puede ser descrito en términos de dos parámetros importantes, el cociente entre el área transversal de la cámara (S_2) y el área transversal del ducto (S_1), conocido como m y la longitud de la cámara de expansión, l . Otra variable muy importante en el funcionamiento de estos silenciadores es la temperatura (T) de operación de los mismos. Es importante destacar que el valor de las pérdidas por transmisión en un silenciador de una cámara de expansión, no es afectado de manera significativa por la presencia de flujo de gas súper impreso, siempre y cuando sea menor de 35 m/s (Beranek, 1971).

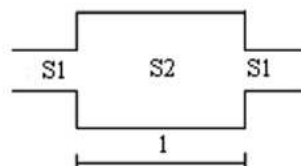


Fig.21. Secciones del silenciador reactivo

Adicionalmente, es importante resaltar que con este tipo de silenciador se logra una importante atenuación que podría estar en el orden de los 40 a 50 dB para una frecuencia determinada, pero tiene la desventaja de que podría amplificar la salida de alguna otra frecuencia hasta en 6 dB. Este

tipo de problema se puede solucionar utilizando silenciadores de doble cámara, tal como se explica detalladamente en la segunda parte de este trabajo.

Otro caso interesante de este tipo de silenciadores son los llamados resonadores. Su funcionamiento se basa en la presencia de cavidades y zonas de discontinuidad geométrica donde el fluido puede entrar en resonancia, absorbiendo gran parte de la energía e impidiendo que ésta se propague. Estos silenciadores presentan frecuencias propias donde la atenuación es elevada, aunque para otras frecuencias de excitación este mecanismo no entra en funcionamiento y se debe recurrir a otros medios de atenuación. Un ejemplo claro lo constituyen los resonadores de Helmholtz y los silenciadores con tubos extendidos, en los que los conductos de entrada y salida penetran parcialmente en el interior de la cámara central.

- *Silenciadores disipativos*

En los silenciadores disipativos, los fenómenos de atenuación, además de los debidos a las discontinuidades geométricas, son producidos por la utilización de materiales absorbentes de gran superficie específica (en forma de fibra, generalmente). También pueden conseguirse características disipativas (aunque en mucho menor grado) mediante la introducción de placas y tubos perforados que favorecen la disipación de energía durante la propagación de la onda acústica, aunque estas últimas geometrías es frecuente encontrarlas en la literatura como reactivas.

Un silenciador reactivo se basa en el principio de que cuando un sonido en un conducto encuentra una discontinuidad en su sección, una parte de la energía acústica es reflejada hacia atrás, provocando interferencias destructivas. Es una manera efectiva de reducir las frecuencias más bajas, pero el ancho de banda en el cual resultan efectivos es menor. Para resolver esto se pueden realizar diferentes cambios de sección.

Los silenciadores disipativos contienen material absorbente acústico, que disminuye la energía del flujo de aire. En su construcción, se diseña una cámara de aire, a través de la cual pasa un tubo perforado que transporta el flujo de aire; el resto de la cámara de aire se rellena con material absorbente (lana de roca por ejemplo) produciendo una atenuación en un ancho de banda bastante ancho. El nivel de atenuación vendrá dado por el espesor y el factor de absorción del material, la longitud del silenciador y el espesor de sus paredes.

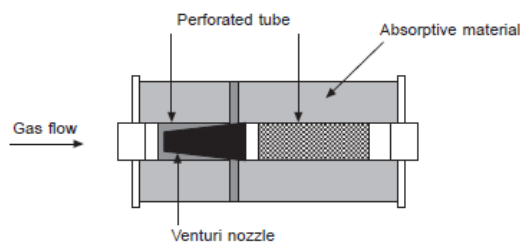


Fig.22. Silenciador disipativo

Este tipo de silenciadores aumenta la presión del aire en sentido contrario (hacia el motor) lo que se traduce en una pérdida de potencia.

Respecto a la atenuación del ruido de admisión, se aprovecha el filtro de aire (elemento necesario en el sistema) para diseñar un silenciador reactivo, basado en el principio del resonador de Hemholtz. Para un sistema de admisión, tenemos la siguiente figura:

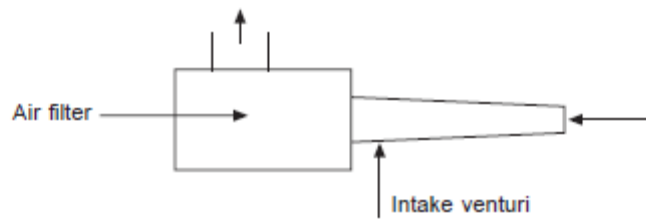


Fig.23. Sistema admisión Venturi

Dónde podemos ver que esta formado por una sección principal de área A y longitud L , con un volumen de aire en su interior V , por lo que la frecuencia de resonancia del sistema será:

$$f = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{LV}} \quad (24)$$

Siendo c la velocidad del sonido en el aire. Este tipo de diseños suele tener una frecuencia de resonancia a frecuencias bajas provocando una amplificación del nivel sonoro de las mismas, pero al mismo tiempo se obtiene una atenuación en las frecuencias más altas.

V. TÉCNICAS MATEMÁTICAS Y MODELADO CAE (Computer Aided Design)

Los métodos numéricos se han usado, aplicados al diseño de vehículos, desde hace treinta años, lo que ha hecho crecer enormemente el volumen de bibliografía, artículos, revistas, etc sobre estos temas. En el presente capítulo, se presentaran herramientas matemáticas e informáticas para el NVH.

La gran competitividad existente en este campo, ha hecho que la rapidez en el cálculo y el diseño sean uno de los factores más importantes para las principales constructoras. En la industria del automóvil el análisis basado en elementos finitos se ha usado desde la década de los 70, convirtiéndose en una herramienta imprescindible el proceso de desarrollo de los productos. En la industria aeroespacial del mismo modo es usado por los mismos motivos, llegando a usarse a integrarse en todas las facetas del diseño: cálculo estructural, dinámica de gases, resistencia de los materiales a la temperatura, propagación de las vibraciones y generación de ruidos.

Sin embargo, la aplicación de métodos numéricos en acústica aún no está completamente extendida. A pesar de que existe una amplia variedad de métodos, las técnicas numéricas todavía no son de uso generalizado para predecir la reducción y el control del ruido.

Las tendencias actuales del NVH están en la creación masiva de diferentes diseños de coches, pero aprovechando la mayor parte de elementos, sobretodo estructurales.

En el proceso de simulación se pueden distinguir una serie de retos. En primer lugar, el requisito de predicciones exactas en la brecha de frecuencia media existente entre métodos FE (Elementos Finitos) y SEA (Análisis estadístico de energía) Un método es usar una estrategia de FE a frecuencias más altas, lo que requiere la reducción de modelo, la mejora de las técnicas de modelado estructural (para conectores, ajuste, amortiguación, etc) y la evaluación del efecto de la incertidumbre sobre la respuesta del vehículo.

El segundo reto es hacer que las predicciones NVH estén disponibles antes en el proceso de diseño, permitiendo mejorar la calidad del diseño inicial y equilibrar las necesidades de otras partes del diseño: economía de combustible, seguridad, etc.

El reto final es la necesidad de hacer el cálculo más rápido, para permitir la evaluación de más variantes, activar una optimización mayor escala y permitir una evaluación más amplia de la incertidumbre en un momento dado.

V. 1. MÉTODOS NUMÉRICOS EN EL CAMPO DEL NVH

En términos generales, el objetivo último de todos los métodos numéricos es describir el campo de sonido en el sistema considerado, basado en la solución numérica de una ecuación básica que gobierna el comportamiento de los medios de transmisión.

Dependiendo de la formulación y en la simplificación de esta ecuación básica, la complejidad del problema, así como el esfuerzo de cálculo necesario y los resultados obtenidos, pueden variar ampliamente.

Algunos métodos (tales como el análisis estadístico de energía, SEA) requieren criterios de ingeniería en lugar de una alta potencia de cálculo, y las estimaciones significativas se pueden obtener por medios muy sencillos. En el otro extremo, se encuentran las técnicas numéricas más complicadas como el Método de elementos finitos (FEM) y los Elementos de Contorno (BEM), especialmente si se utilizan para resolver problemas acoplados, ya que pueden llevar a requerir altas capacidades de hardware y rendimiento. En consecuencia, los resultados obtenidos pueden variar desde una aproximación de dónde obtener una estimación de algunos parámetros estadísticos globales, hasta una descripción detallada del campo de sonido en una región localizada. No es el objetivo de este trabajo revisar todas estas técnicas numéricas, a pesar de ello, se presentan las características básicas de los mismos.

- *Método de los Elementos Finitos*

La aplicación del método de FE a problemas acústicos se remonta a mediados de los años sesenta, cuando Gladwell y Zimmermann desarrollaron una formulación común de la energía de la teoría estructural y acústica para la solución de la ecuación diferencial de Helmholtz. Un avance importante ha sido enfrentar los problemas acoplados donde se resuelve un subsistema interdependientes estructural y acústica al mismo tiempo. El método se utilizó para el estudio de etapas tempranas en problemas prácticos.

- *Método de los Elementos de Contorno*

El método de elementos de frontera, es también conocido como método de elementos de contorno o método de elementos de borde (es conocido como BEM, del inglés boundary element method) es un método numérico para resolver ecuaciones en derivadas parciales lineales que han sido formuladas como ecuaciones integrales (en forma de integral sobre la frontera). Puede ser usado en muchas áreas de la ingeniería y ciencias incluyendo mecánica de fluidos, acústica, electromagnetismo, y mecánica de la fractura. (En electromagnetismo, el término más tradicional "método de los momentos" es comúnmente, pero no siempre, sinónimo de "método de elementos de frontera".)

A diferencia del método FE, los Elementos de Contorno (BEM) se utiliza para resolver la ecuación integral de Kirchoff-Helmholtz. Puesto que se basa en una representación de superficie integral del problema, BEM, reduce la dimensionalidad del problema (una malla 2D es suficiente en lugar de una malla 3D completa). En general se consideró que esta era una ventaja importante y es un método por lo tanto computacionalmente más eficaz. El básico, llamado método BEM directo se extendió posteriormente a manejar problemas más complejos. Estructuras delgadas pueden ser mejor analizadas por el método indirecto, mediante el cual las variables primarias son

las diferencias de presión y de gradiente diferentes. Nuevos métodos de solución matemática han introducido formulaciones que se ocupan de los problemas de varios dominios, las condiciones de contorno generales, los problemas transitorios y la excitación aleatoria.

Un inconveniente común y grave del método BEM siempre ha sido, y sigue siendo, la no unicidad de la solución numérica de las frecuencias coincidentes o cercanas a las de un modo propio.

V. 2. APLICACIONES DE LOS MÉTODOS NUMERICOS AL NVH

- *Generación de ruido de motores*

Una de las aplicaciones de las técnicas de predicción mediante métodos numéricos, es la ayuda a la toma de decisiones en etapas tempranas de diseño del producto, que puede llegar a tener varias opciones, cada una con una emisión de ruido distinta. Gracias a estos métodos se puede obtener el nivel de sonido generado por algunas de las partes que lo componen.

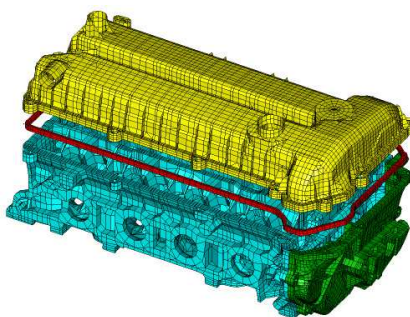


Fig.24. Modelado superficies motos

Con el fin de conseguir unas predicciones más precisas, se han realizado multitud de estudios, que han llevado a unos esquemas de predicción más reales y eficientes. Se ha conseguido obtener el análisis modal de la estructura del motor, y además obtener valores para el motor en funcionamiento. Para ello se determina la vibración superficial en motores parecidos, y con ella es posible calcular el ruido que se genera en otro tipo de motores.

- *Ruidos generados por el sistema de escape*

La predicción del comportamiento acústico de conductos y los silenciadores es un campo fácilmente atribuible al control del ruido. Dependiendo de las condiciones de diseño, aplicación y de funcionamiento, han sido desarrollados distintos modelos físicos. Debido a la importancia práctica del problema, así como algunos nuevos desarrollos, cabe mencionar el tema de los silenciadores de automóviles aquí.

Los principales fabricantes de escape ya han sustituido el método de 'ensayo y error' por métodos de diseño sistemáticos basados en diferentes modelos físicos. El método más ampliamente utilizado es el método de la matriz de transferencia que se basa en la suposición de bajas amplitudes de presión de sonido (por lo tanto de linealidad completa) y la propagación del sonido unidimensional (que limita el rango de frecuencia útil).

Una ventaja de los cálculos numéricos es la capacidad de una buena visualización gráfica del campo de sonido en el interior del silenciador, con el fin de obtener una mejor comprensión de los fenómenos físicos para las frecuencias más importantes. Incluso si los materiales de un silenciador están optimizados en términos de aislamiento del ruido, los diseñadores pueden encontrarse con problemas de ruido excesivo. Las razones de los problemas de ruido son debidos a las complejas interacciones fluido-estructura, y es aquí dónde los métodos numéricos y el modelado dan un enfoque atractivo.

- *Pantallas acústicas*

El diseño de las barreras de sonido es otro campo de uso de los métodos de cálculo, incluso existiendo pautas de diseño y estándares a disposición de los diseñadores, existe un renovado interés por el uso de alternativas numéricas, que se explica por la necesidad de analizar formas más sofisticadas nuevas construcciones y materiales acústicos.

La mayoría de los cálculos numéricos hacen uso de un método de dos dimensiones BEM, donde las fuentes se modelan como fuentes puntuales y la absorción acústica de los materiales de construcción se modela por admitancia acústica normal.

La exactitud de los métodos analíticos habituales de diseño de barrera puede ser cuestionada especialmente cuando la barrera es de longitud finita. Teniendo en cuenta la incertidumbre de los factores de corrección en el caso de geometrías complejas barrera / carretera, y los altos costos involucrados en la construcción de pantallas acústicas en carreteras, el uso de un análisis detallado BEM 3D puede ser una solución viable. Incluso en el caso de una estación de trabajo de alto rendimiento, el tamaño del problema a analizar puede ser prohibitivo, por lo tanto, se debe tomar una simplificación.

- *Análisis del “Cuerpo en blanco” o BIW*

Cuerpo en blanco o BIW se refiere a la etapa de diseño de automóviles o la fabricación de automóviles en la que los componentes de una carrocería de chapa han sido soldados entre sí, pero las partes móviles: puertas, capos y tapas de cubierta, así como defensas, el motor, soportes o resto de materiales como: vidrio, asientos, tapizados, electrónica, etc no han sido añadidos, ni por supuesto pintados.

El nombre deriva del modo de fabricación del acero. Hace años las carrocerías de los automóviles eran realizadas por empresas externas que los enviaban pintados de blanco.

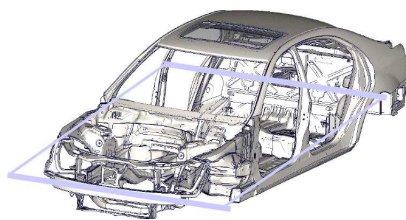


Fig.25. Modelado estructura BIW coche

En este tipo de análisis se calculan los modos propios de la estructura del coche, con el objeto de encontrar posibles frecuencias de excitación problemáticas y estudiar si es necesario modificar la estructura del coche o simplemente intentar reducir el ruido que se pueda llegar a generar con alguna otra técnica.

- *Análisis de piezas y componentes pequeños*

Al igual que en el anterior, en este estudio se calculan los modos propios, con el objeto de encontrar posibles frecuencias de excitación

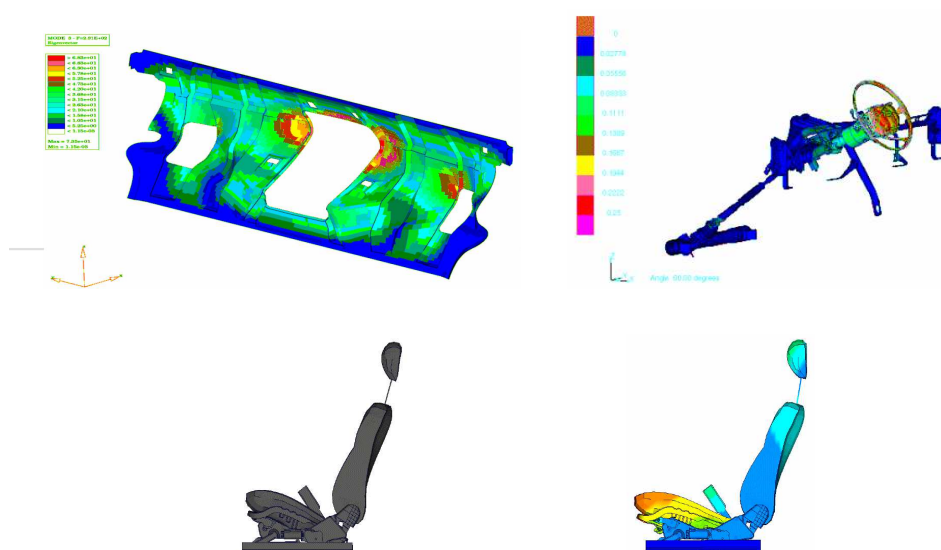


Fig.26. Modelado y estudio de varios componentes

Algunas de estas piezas pueden ser el capo, la puerta, columna de dirección, soportes elásticos, etc.

- *Análisis de las piezas de revestimiento*

Las piezas de revestimiento juegan un papel importante en el ruido interior del vehículo. Algunas de las partes de la superficie del coche sufren vibraciones en su superficie, es por ello que se usan piezas de revestimiento que añaden una masa adicional, favoreciendo el amortiguamiento y la rigidez del conjunto; el efecto que producen se caracteriza por la admitancia acústica. Ejemplos típicos de este tipo de piezas son los tapizados, alfombras, asientos, etc.

- *Modos propios en el interior del vehículo*

La distribución de presión en el interior del coche está relacionada con las características volumétricas del mismo, y por tanto será necesario un estudio de los modos propios en su interior, evitando y/o minimizando la aparición de modos propios.

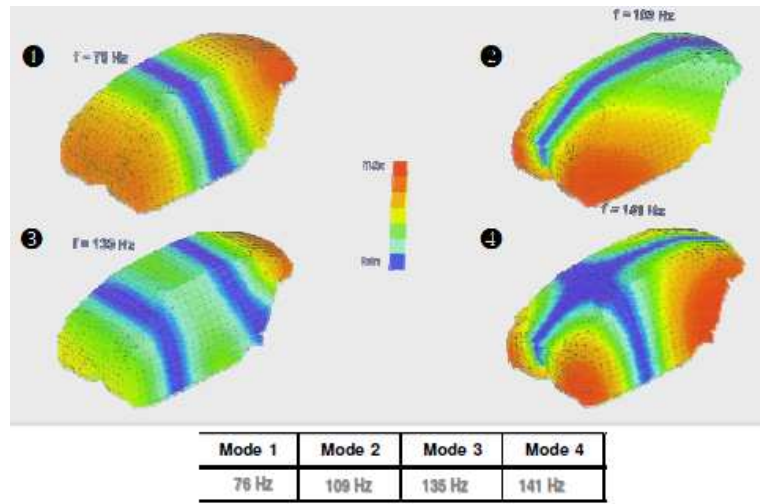


Fig.27. Modelado interior coche

- *Estudio del comportamiento al ralentí*

Se trata de obtener la respuesta en frecuencia del interior del coche, en base a simular las características vibracionales del motor en estado de ralentí, ayudando a identificar que puntos se deben mejorar.

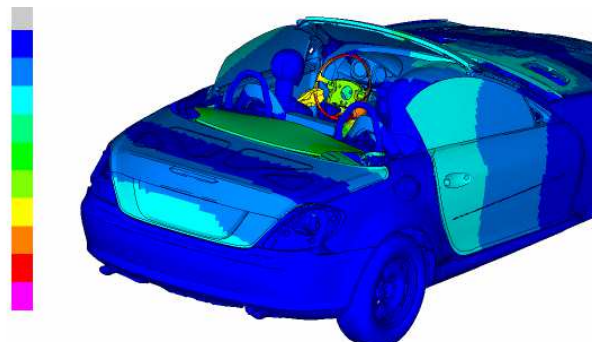


Fig.28 Modelado interior/exterior coche

- *Estudio del comportamiento ante las irregularidades de la vía*

Se trata de obtener la respuesta en frecuencia del interior del coche, en base a simular las características vibracionales que transmite el perfil de la carretera al coche, a través del camino de transmisión rudas – suspensión – chasis -, ayudando a identificar que puntos se deben mejorar.



Fig.29 Modelado y estudio del comportamiento debido a la carretera

V. 3. SISTEMAS CAD/CAE APLICADOS AL NVH

El CAE engloba el conjunto de herramientas informáticas que permiten analizar y simular el comportamiento del producto diseñado. Es la tecnología que analiza un diseño y simula su comportamiento para determinar su ajuste a las condiciones de diseño y sus características. Hoy en día, el CAE puede separarse en dos especialidades: una es la aplicada a la mecánica y otra a la electrónica. Ambas realizan extensos análisis respecto de las leyes físicas, así como de los estándares de la industria. El CAE mecánico, en particular, incluye un análisis por elementos finitos (FEA, finite element analysis) para evaluar las características estructurales de una parte y programas avanzados de cinemática para estudiar los complejos movimientos de algunos mecanismos. El CAE electrónico, asimismo, permite verificar los diseños antes de fabricarlos, simular su uso y otros análisis técnicos para evitar perder tiempo y dinero.

Los sistemas CAE posibilitan la simulación del comportamiento de una pieza, mecanismo o producto ante un fenómeno determinado sin necesidad de disponer físicamente de esta pieza, mecanismo o producto.

Los sistemas CAE nos proporcionan numerosas ventajas:

- Facilidad, comodidad y mayor sencillez en la etapa de diseño.
- Rapidez, exactitud y uniformidad en la fabricación.
- Alto porcentaje de éxito.
- Eliminación de la necesidad de prototipos.
- Aumento de la productividad.
- Productos más competitivos.
- Fácil integración, sin problemas adicionales, en una cadena de fabricación.
- Se obtiene un producto económico, de óptima calidad y en el menor tiempo posible.

La reducción del tiempo y del costo, el descubrimiento de fallas en el diseño lo antes posible, y la mejora de la calidad y cualidades del producto son objetivos muy importantes en el desarrollo del mismo dentro de un ambiente de competitividad industrial.

VI. ANALISIS DEL RUIDO GENERADO POR EL SISTEMA DE ESCAPE.

Para finalizar esta tesina, se expone el cálculo realizado con una herramienta software que implementa computación por elementos finitos, del comportamiento de varias de las topologías de silenciadores acústicos usadas en automoción.

- **MODELADO DE SILENCIADORES**

a) Configuraciones sin disipación

Un ejemplo típico es una cámara de expansión simple, formada por un tubo de entrada, una cámara de expansión central, y un tubo de salida. La energía disipada en este caso es pequeña.

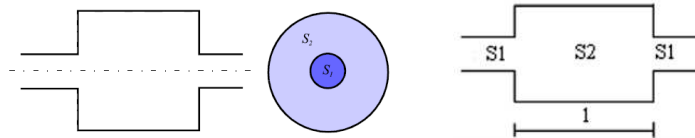


Fig.30 Silenciador reactivo

b) Silenciadores disipativos

Los silenciadores disipativos contienen material absorbente acústico, que disminuye la energía del flujo de aire. En su construcción, se diseña una cámara de aire, a través de la cual pasa un tubo perforado que transporta el flujo de aire; el resto de la cámara de aire se rellena con material absorbente (lana de roca por ejemplo) produciendo una atenuación en un ancho de banda bastante ancho. El nivel de atenuación vendrá dado por el espesor y el factor de absorción del material, la longitud del silenciador y el espesor de sus paredes.

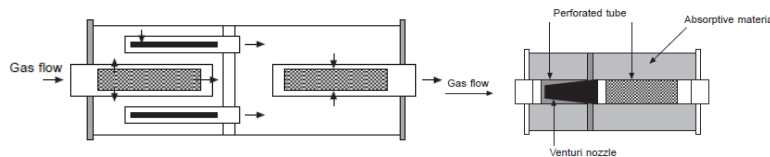


Fig.31. Silenciador disipativo

c) Implementación en Comsol

Para resolver numéricamente la ecuación de Hemholtz, y determinar así la atenuación del sonido en la superficie de estudio, se ha usado un análisis armónico temporal, implementado en el software Comsol Multiphysics. Este modelo resuelve el problema en el dominio de la frecuencia usando el modo de análisis armónico temporal del modulo acústico de la aplicación. La ecuación del modelo es una versión ligeramente modificada de la ecuación de Helmholtz de la presión acústica, p :

$$\nabla \cdot \left(-\frac{\nabla p}{\rho} \right) - \frac{\omega^2 p}{c_s^2 \rho} = 0 \quad (25)$$

Donde ρ es la densidad, c_s es igual a la velocidad del sonido, y ω es la frecuencia angular.

El tipo de mallado usado se basa en triángulos avanzando de frente, el tamaño de los elementos que lo forman, viene marcado por la frecuencia mayor de estudio. La malla de cálculo debe resultar suficiente para estimar frecuencias comprendidas en el rango de 100-4000 Hz, por lo que el tamaño de los elementos de la misma, deberá cumplir lo siguiente,

$$f_{\max} \leq \frac{c}{6 \cdot l_{\max}} \quad (26)$$

Por lo que el tamaño lineal de los elementos debe ser como máximo de 1,43 cm.

- *Estimación de los parámetros de amortiguación*

Para un material altamente poroso con un esqueleto rígido, el modelo de Delany y Bazley estima, en función de la frecuencia y la resistencia al flujo los siguientes parámetros: la amortiguación como una velocidad compleja del sonido, $c_c = \omega / k_c$, y la densidad compleja, $\rho_c k_c = Z_c / \omega$, donde K_c es el número de onda compleja y Z_c es igual a la impedancia compleja. Utilizando los coeficientes originales de Delany y Bazley (Ref. 1), las expresiones son

$$k_c = k_a \cdot \left(1 + 0.098 \cdot \left(\frac{\rho_a f}{R_F} \right)^{-0.7} - i \cdot 0.189 \cdot \left(\frac{\rho_a f}{R_F} \right)^{-0.595} \right) \quad (27)$$

$$Z_c = Z_a \cdot \left(1 + 0.057 \cdot \left(\frac{\rho_a f}{R_F} \right)^{0.734} - i \cdot 0.87 \cdot \left(\frac{\rho_a f}{R_F} \right)^{-0.732} \right) \quad (28)$$

Donde R_F es el flujo de resistividad, y donde $k_a = \omega / c_a$ y $Z_a = c_a \rho_a$ son el número de onda en el espacio libre y la impedancia del aire, respectivamente. Para la lana de roca estimamos una R_F de $1424 \text{ kg/m}^5 \text{ s}$

$$R_F = \frac{3.18 \cdot 10^{-9} \cdot \rho_{ap}^{1.53}}{d_{av}^2} \quad (29)$$

Donde ρ_{ap} es la densidad aparente del material y d_{av} es el diámetro medio de fibra. Este modelo utiliza una lana de vidrio en lugar de peso ligero con $\rho_{ap} = 12 \text{ kg/m}^3$ y $d_{av} = 10$.

- *Condiciones de contorno*

Las condiciones de contorno son de tres tipos. En los límites sólidos, que son las paredes exteriores de la cámara de resonancia y las tuberías, el modelo utiliza sonidos duros (pared) las condiciones de contorno:

$$\left(-\frac{\nabla p}{\rho} \right) \cdot n = 0 \quad (30)$$

La condición límite en la entrada consiste en una combinación de ondas planas entrantes y salientes:

$$n \cdot \frac{1}{\rho_0} \nabla p + ik \frac{p}{\rho_0} + \frac{i}{2k} \Delta_T p = \left(\frac{i}{2k} \Delta_T p + (1 - (k \cdot n)) ik \frac{p_0}{\rho_0} \right) e^{-ik(k \cdot r)} \quad (31)$$

En esta ecuación, p_0 representa la presión aplicada externa, Δ_T es el operador de Laplace límite tangencial, y i es igual a la unidad imaginaria. Esta condición límite es válida siempre y cuando la frecuencia se mantenga por debajo de la frecuencia de corte para el segundo modo de propagación en el tubo.

En el límite de salida, el modelo especifica una onda plana saliente:

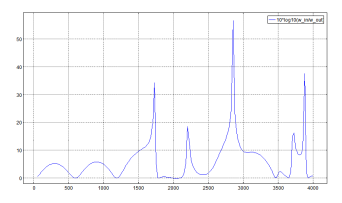
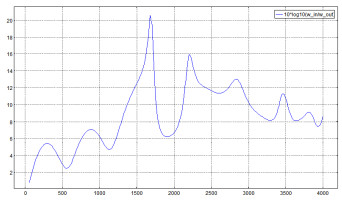
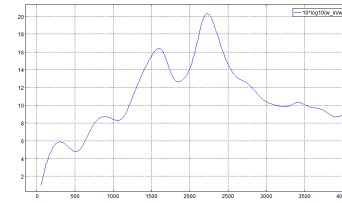
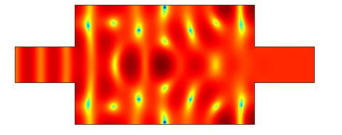
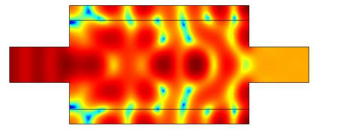
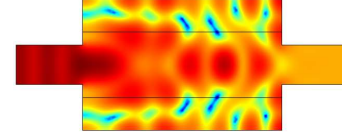
$$n \cdot \frac{1}{\rho_0} \nabla p + ik \frac{p}{\rho_0} + \frac{i}{2k} \Delta_T p = 0 \quad (32)$$

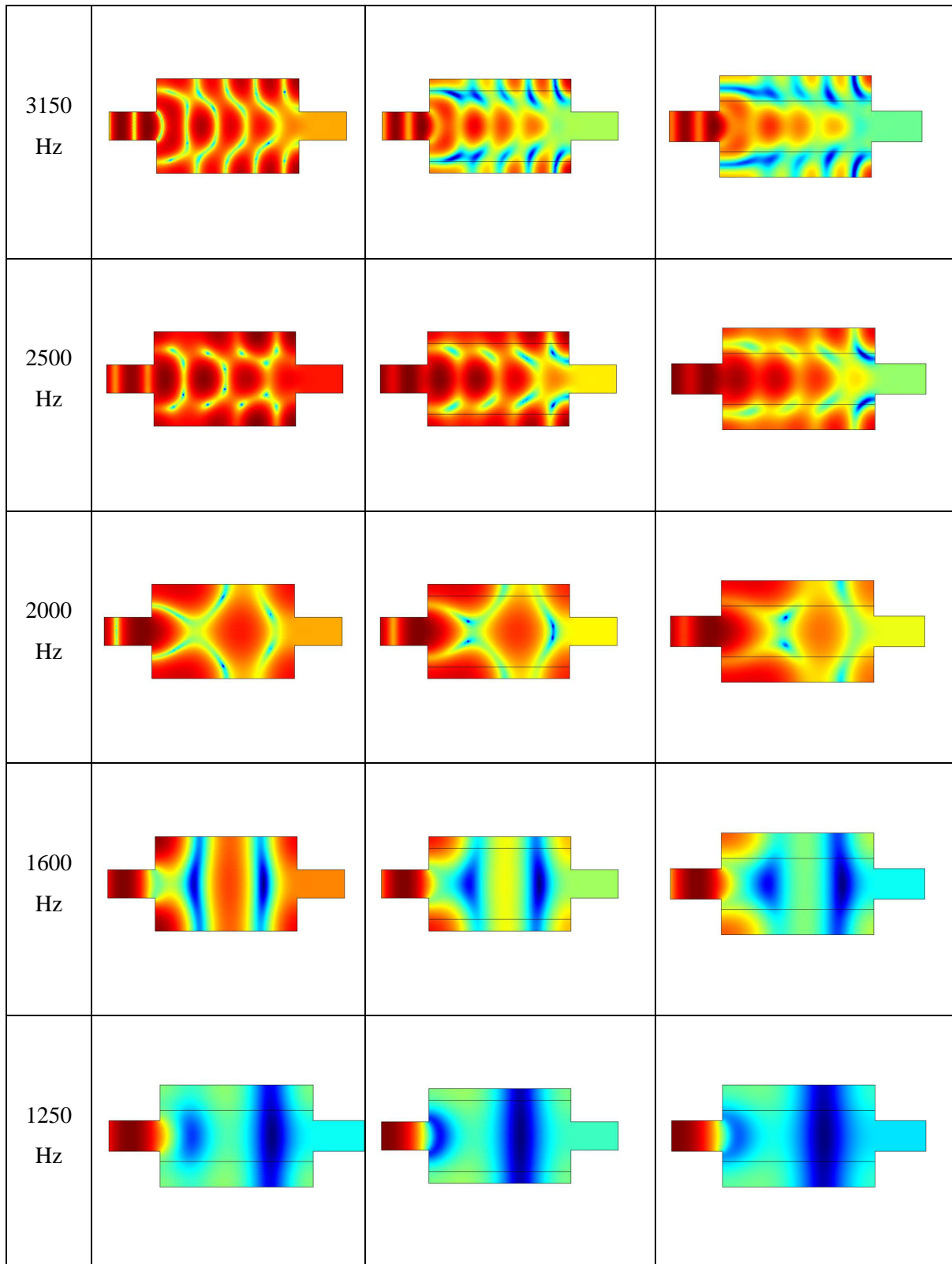
Este modelo utiliza la interfaz de Presión Acústica física del módulo de Acústica. Esta interfaz tiene los coeficientes de Delany-Bazley implementados. Por lo tanto, el único parámetro de amortiguación que se necesita es el flujo de resistividad.

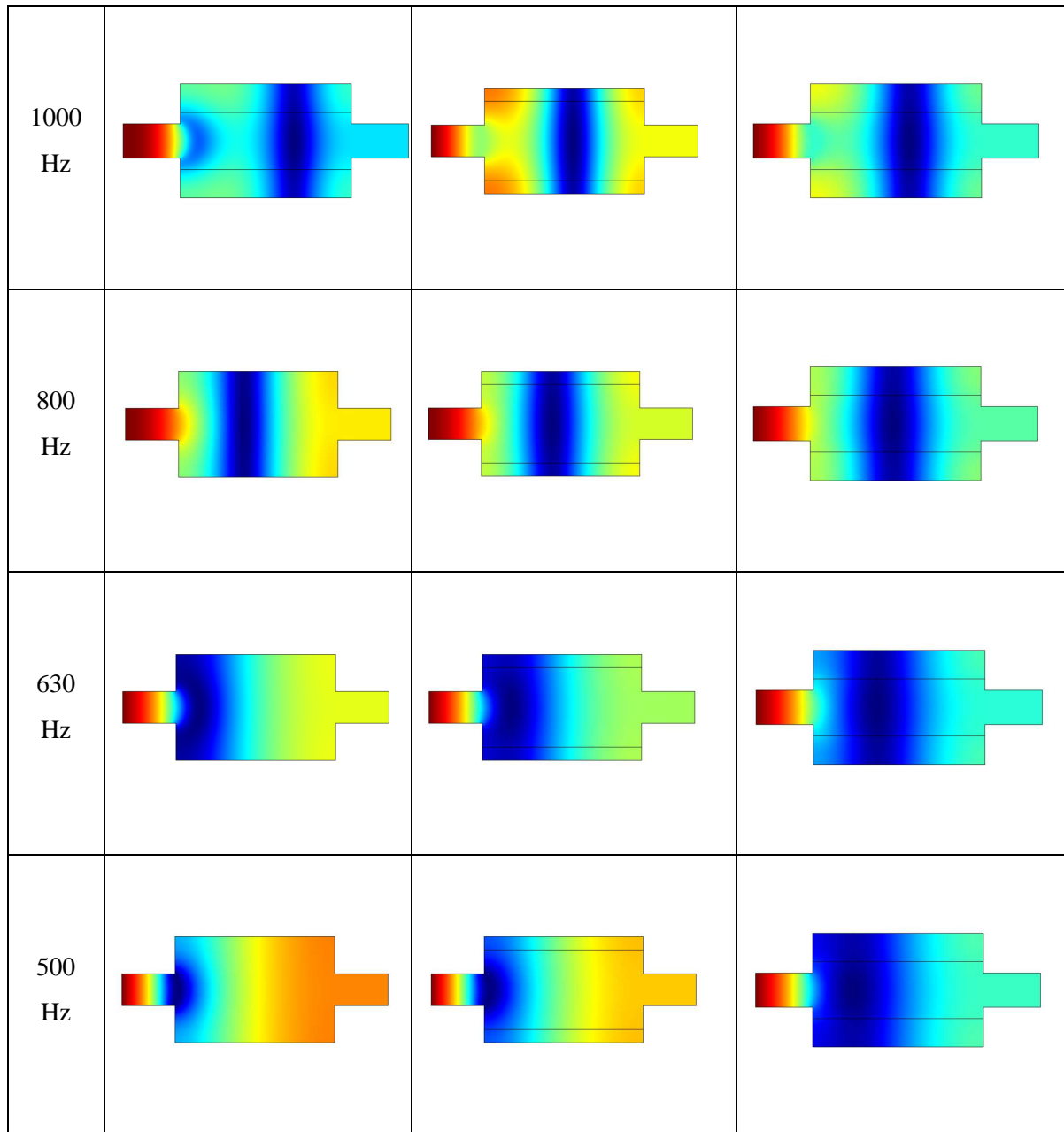
El solucionador paramétrico proporciona resultados de una gama de frecuencias. El software calcula las integrales en las expresiones de energía que utilizan los límites variables de acoplamiento de integración, y se traza la atenuación resultante frente a la frecuencia gracias a la ecuación:

$$A_w = 10 \log \left(\frac{w_{out}}{w_{in}} \right) \text{ dB} \quad [33]$$

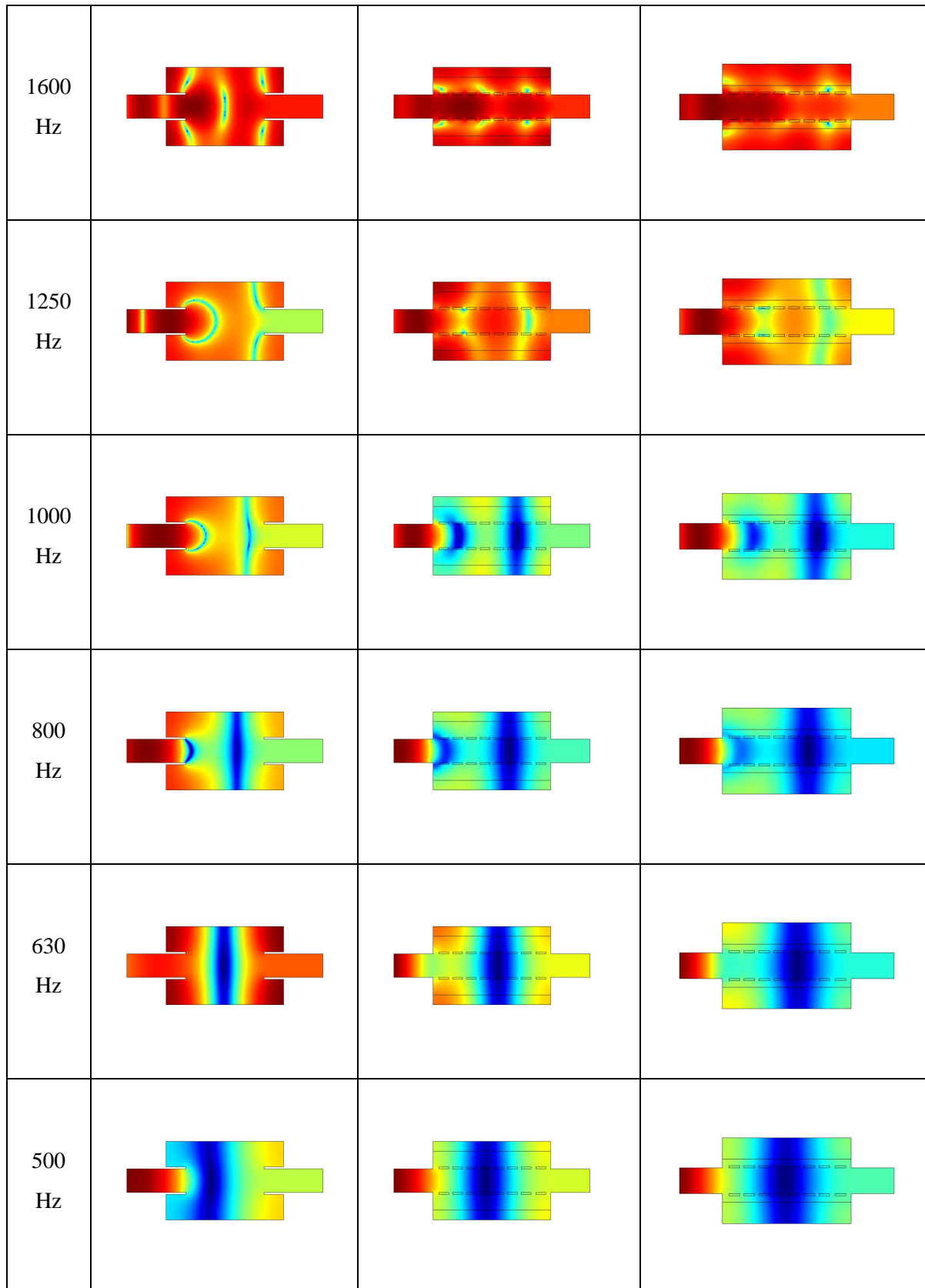
- *Resultados*

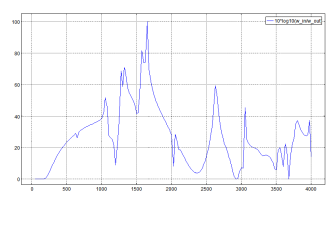
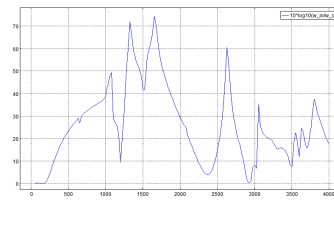
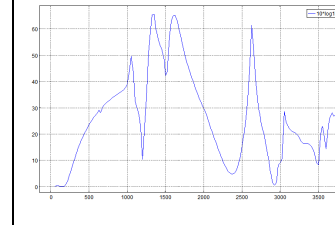
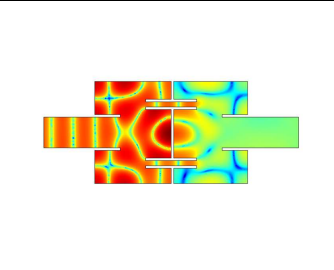
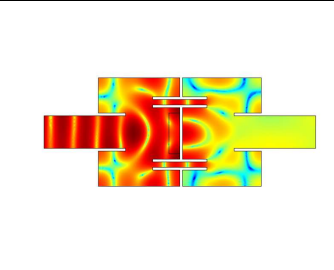
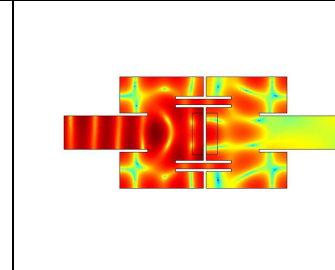
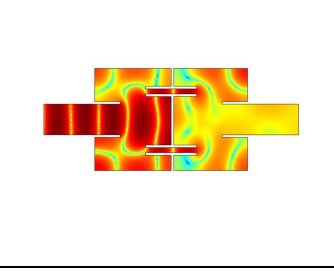
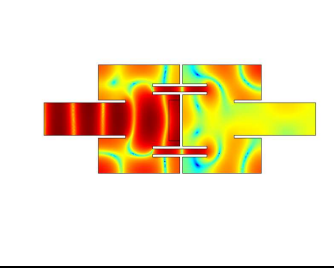
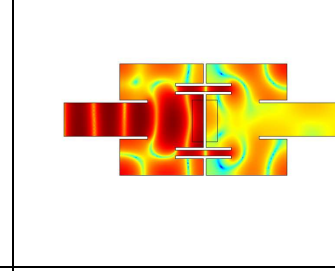
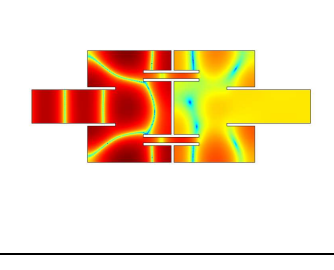
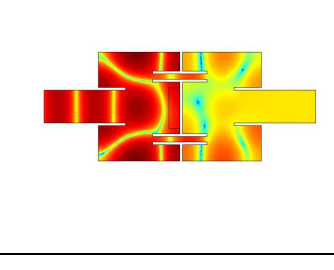
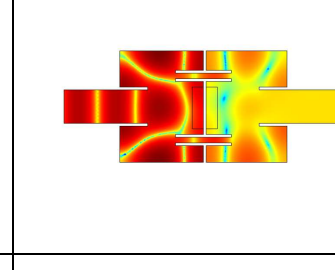
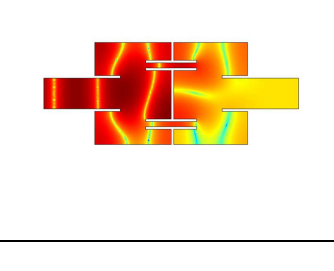
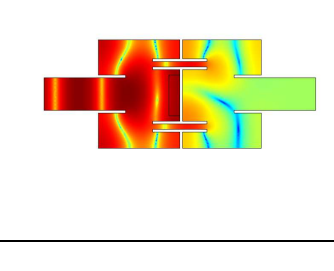
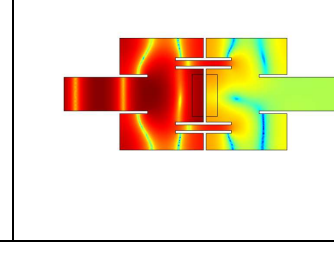
	Silenciador con cambio de sección	Silenciador con cambio de sección y material absorbente en su interior	Silenciador con cambio de sección y el doble de material absorbente en su interior
A_w			
4000 Hz			

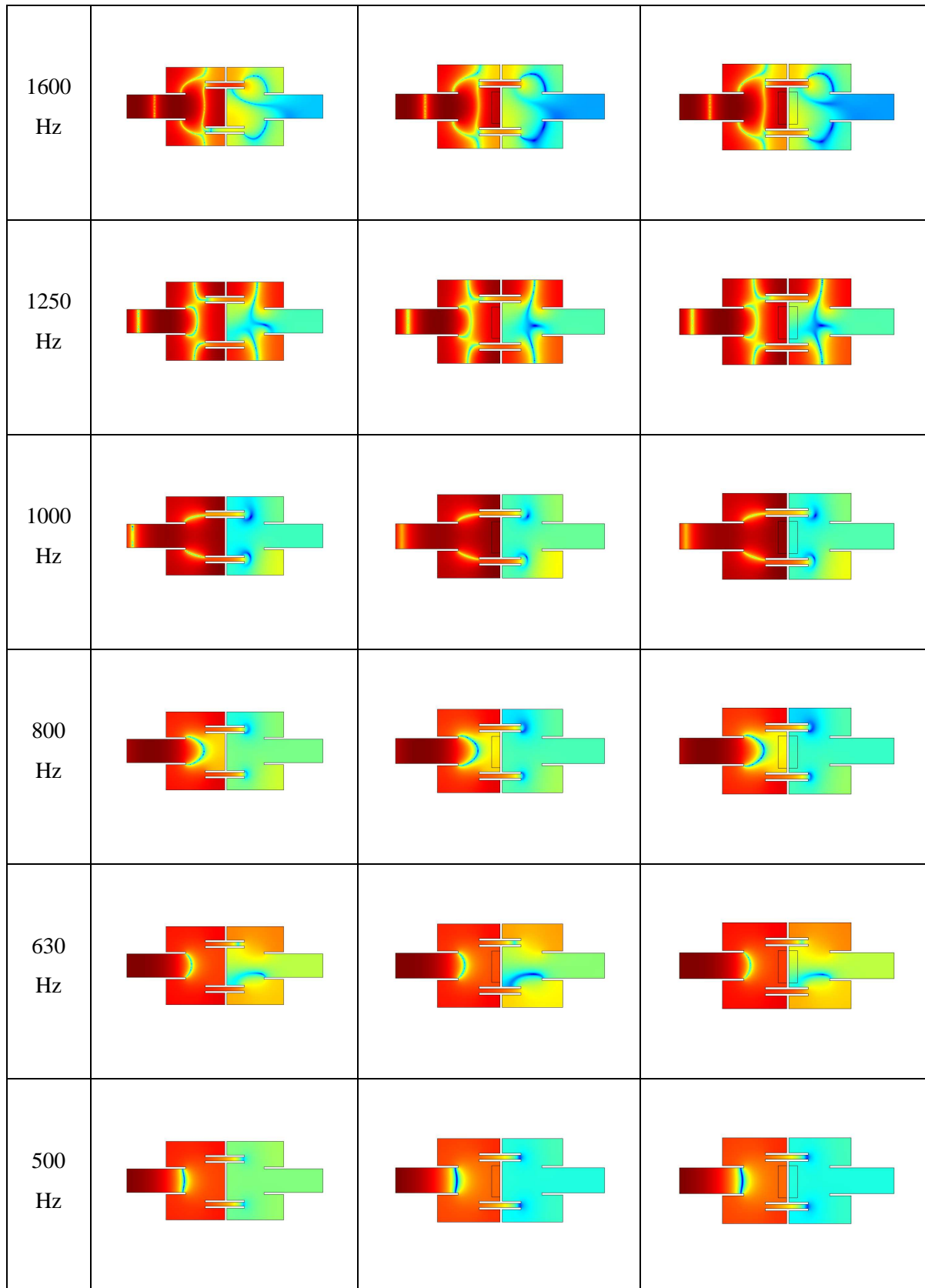




	Silenciador con cambio de sección, tubos alargados	Silenciador con cambio de sección, con perforaciones y material absorbente en sus paredes	Silenciador con cambio de sección, con perforaciones y el doble de material absorbente en su interior
A_w			
4000 Hz			
3150 Hz			
2500 Hz			
2000 Hz			



	Silenciador con dos cámaras, tubos alargados	Silenciador con dos cámaras, tubos alargados y absorción	Silenciador con dos cámaras, tubos alargados y el doble de material absorbente en su interior
A_w			
4000 Hz			
3150 Hz			
2500 Hz			
2000 Hz			



CONCLUSIONES

En la presente tesina se han presentado las técnicas existentes para el estudio acústico en vehículos, tanto la parte experimental con las diferentes normativas aplicables y equipos de medida usados, como la parte de desarrollo de los vehículos, donde juegan un papel importante los métodos numéricos y las herramientas informáticas de modelado.

El análisis de NVH ofrece ventajas esenciales para el diseño de vehículos: aumentar el confort de marcha y la tranquilidad de los ocupantes del vehículo, una ventaja cada vez más competitiva en el mercado global de la automoción.

Mediante la revisión de las técnicas actuales sobre este tema, parece claro que la tecnología y las herramientas ya están disponibles para cuantificar la calidad de sonido de cualquier vehículo, hay muchos ejemplos en la literatura que se pueden utilizar como punto de partida.

Pero esto no quiere decir que ya este todo el trabajo hecho, en los próximos años se van a desarrollar nuevos tipos de vehículos, que adoptan sistemas de impulsión distintos: vehículos híbridos, eléctricos totales, motores de célula de combustión, etc.

Respecto a los cálculos realizados en el capítulo anterior, destacar la gran flexibilidad de los métodos de cálculo para obtener unos valores que ayuden a diseñar un producto final acorde a lo esperado. Con unos ligeros cambios en el modelo o en la formulación es posible obtener los resultados de un sistema de escape totalmente distinto en su concepto.

Existen multitud de líneas futuras dentro del campo del NVH:

- El análisis de los de combustión más pequeños
- La integración de estructuras ligeras en los vehículos
- Ruido de rodadura, cada vez más presente al reducirse el ruido generado por los motores
- Nuevos tipos de motores: mixtos, eléctricos, etc.

AGRADECIMIENTOS

El presente trabajo ha sido realizado en colaboración con los doctores D. Rubén Picó y D. Antonio Torregrosa, a quienes quiero agradecer la confianza depositada en mí a la hora de aceptar esta tesina. Personalmente quiero dedicarle el trabajo a mi familia, por el apoyo que me ofrecen siempre. Dar las gracias a todo el profesorado del Master por aquellas tardes que ahora echamos de menos. A mis compañeros de clase también un gran abrazo, y desearles toda la suerte del mundo en sus carreras.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Ingeniería acústica (Recuero López, Manuel)
- [2] Noise and vibration control engineering : Principles and applications (Beranek, Leo Leroy; Ver, István L.)
- [3] An Introduction to Modern Vehicle Design Edited by Julian Happian-Smith PhD, MSc, BTech, Cert Ed HE, MSAE
- [4] Powertrain systems NVH Society of Automotive Engineers Warrendale : Society of Automotive Engineers 2000
- [5] PREDICTION OF INTERIOR NOISE BY EXCITATION FORCE OF THE POWERTRAIN BASED ON HYBRID TRANSFER PATH ANALYSIS S. J. KIM and S. K. LEE* Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea
- [6] Recent Advances and Challenges in Noise-Vibration-Harshness („N V H“) Analysis and Control Otto Gartmeier Daimler AG (MBC/RD) KTH Aeronautical and Vehicle Engineering MWL VINNPRO Course on „Automotive Acoustics“ 13-14/11.2008D
- [7] Future Techniques for High Frequency NVH Stan Posey, Automotive Industry Market Development SGI Mtn View, CA, sposey@sgi.com, 650.933.1689 Cheng Liao, PhD, Principal Engineer, CAE Applications SGI Mtn View, CA, liao@sgi.com, 650.933.3579 Christian Tanasescu, PhD, Manager, CAE Applications Engineering SGI Munich, GR, christi@munich.sgi.com, +49.89.46108124
- [8] NVH numerical analysis and concept phase assessment in the car development phase. Marco Danti FIAT NVH & Aerodynamics
- [9] SOUND QUALITY EVALUATION FOR VEHICLE INTERIOR NOISE BASED ON PSYCHOACOUSTIC MODEL Paulraj M P, Sazali Yaacob, Allan Melvin Andrew, Siti Marhainis Othman School of Mechatronic Engineering, University of Malaysia Perlis, Ulu Pauh Permanent Campus, 02600 Arau, Perlis, Malaysia
- [10] Review and Diagnostics of noise and vibrations in automobiles. Prof. Deulgaonkar V.R.1, Prof.Dr.Kallurkar S.P.2, Prof.Dr. Mattani A.G 3 1(Department of Mechanical Engineering, MMCOE, Pune, University of Pune,) 2(A.G.Patil Institute of Technology, Solapur, University of Solapur India) 3(Department of Mechanical Engineering, Govt.COE Amravati, Sant Gadge Baba Amravati University, India)
- [11] Tyre/road noise models in the last two decades: a critical evaluation. Dr. ir. Ard Kuijpers M+P noise & vibration consultants the Netherlands
- [12] A new approach to model tyre/road contact. Y.H.Wijnant and A. de Boer University of Twente, Faculty of Engineering Technology, Department of Applied Mechanics, P.O. Box 217, 7500 AE, Enschede, the Netherlands e-mail: y.h.wijnant@ctw.utwente.nl
- [13] TOYOTA Technical Training Noise, Vibration and Harshness - Course 472
- [14] SIMULATION TOOL FOR ROAD/TYRE MODELLING The influence of road parameters on tyre/road noise. EUROPEAN COMMISSION DG RESEARCH SIXTH FRAMEWORK PROGRAMME PRIORITY 6 SUSTAINABLE DEVELOPMENT, GLOBAL CHANGE & ECOSYSTEMS INTEGRATED PROJECT – CONTRACT N. 516288

- [15] VIBRACIONES RIESGOS GENERALES Director del capítulo Michael J. Griffin Measurement of Aerodynamic Noise using STSF by M. Nakamura, T. Komine, M. Tsuchiya: Honda R&D and J. Hald: Brüel & Kjær
- [16] NASA Contractor Report 3021 A Review of the Theory of Trailing Edge Noise M. S. Howe CONTRACT NASI-14611 JUNE 1978
- [17] THEORY OF BOUNDARY LAYER NOISE 13 July 1965, BOLT BERANEK AND NEWMAN INC CONSULTING, DEVELOPMENT AND RESEARCH
- [18] The Contribution of the A-Pillar Vortex to Passenger Car In-Cabin Noise G. Zimmer, F. Alam and S. Watkins Automotive Engineering Group, Department of Mechanical and Manufacturing Engineering RMIT University, Melbourne, Victoria, 3083, AUSTRALIA
- [19] With or without Sound // A Report on extra ns' three Projects on Sound for Electric Powered Vehicles
- [20] Impact of adding artificially generated alert sound to hybrid electric vehicles on their detectability by pedestrians who are blind Dae Shik Kim, PhD1,*, Robert Wall Emerson, PhD1, Koorosh Naghshineh, PhD2, Jay Pliskow, MS3, and Kyle Myers, MS2
- [21] Psychoacoustic Examination in Germany on Adequate Sound Levels of Possible Warning Sounds for Quiet Vehicles Katsuya Yamauchi * on leave from: Faculty of Engineering, Nagasaki University Institute for Human-Machine Communication, Technische Universität München
- [22] CALCULATION OF NOISE CONTROL BY NUMERICAL METHODS - WHAT WE CAN DO AND WHAT WE CANNOT DO – YET Fülöp Augusztinovicz Technical University of Budapest Department of Telecommunications H-1111 Budapest, Sztoczek u. 2, Hungary
- [23] PREDICTION OF MUFFLER SHELL NOISE USING BOUNDARY ELEMENT METHODS Brian J. Campbell, Project Manager Glen C. Steyer, Technical Director Advanced Test and Analysis Group North American Operations Structural Dynamics Research Corporation
- [24] Simulation of exhaust orifice noise for designing the exhaust system of a V6 engine Carsten Sartorius DaimlerChrysler AG Stuttgart, Germany
- [25] TESIS DOCTORAL Modelado analítico-numérico y caracterización experimental de silenciadores de escape híbridos Presentada por: Manuel José Martínez Bordes Dirigida por: Dr. Francisco David Denia Guzmán Dr. Francisco Javier Fuenmayor Fernández Valencia, abril de 2010
- [26] TESIS DOCTORAL MODELADO ACÚSTICO DE SILENCIADORES CON MATERIAL ABSORBENTE Presentada por: María Isabel Torres Picazo Dirigida por: Dr. Francisco Javier Fuenmayor Fernández Dr. José Albelda Vitoria Valencia, Enero de 2006

ANEXO I TEORÍA BÁSICA SOBRE ELEMENTOS FINITOS

En este capítulo se introduce el método de los elementos finitos, que se ha utilizado para poder desarrollar esta memoria de Tesina, a nivel de usuario, como herramienta de cálculo.

Hoy en día, la resolución de problemas reales suele llevarse a cabo mediante la combinación de medidas experimentales y técnicas computacionales. Éstas deben adaptarse al tipo de situación que vamos a abordar, en nuestro caso, el cálculo del campo acústico en un determinado medio y sujeto a unas determinadas restricciones (o condiciones de contorno). Básicamente, un modelo numérico está basado en la transformación de las leyes (discretización, integración, descomposición espectral, etc.) que rigen el problema, en un sistema algebraico de n ecuaciones y n incógnitas, que una vez resueltas constituyen la aproximación a nuestro problema. El error cometido ha de ser controlado (a) numéricamente, a partir de los detalles matemáticos que nos llevan a la correcta transformación, y (b) experimentalmente, pues a veces (casi siempre en fenómenos no lineales) no es posible establecer un criterio matemático de exactitud (valor real) de la solución, o las soluciones pueden estar acopladas con contornos móviles. Aún así, siempre es conveniente comparar soluciones analíticas conocidas con las obtenidas mediante el método utilizado.

Se trata de un método general para la solución de problemas de contorno gobernados por ecuaciones diferenciales ordinarias o parciales. Se trata de una técnica que sustituye el problema diferencial por otro algebraico, aproximadamente equivalente, para el cual se conocen técnicas generales de resolución. Para ello hace uso de la discretización o subdivisión de una región sobre la cual están definidas las ecuaciones en formas geométricas simples denominadas elementos finitos.

Cuando se tiene un problema definido por un sistema continuo complejo, su resolución resulta a veces inabordable. Es entonces cuando el método de los elementos finitos propone fragmentar el sistema en elementos menores, enlazando los resultados obtenidos para cada elemento y así poder lograr la solución del sistema original. Mediante el método de los elementos finitos, un sistema continuo se divide en una serie de porciones finitas delimitadas por nodos, cuyos grados de libertad constituyen las incógnitas del problema. La exactitud de los resultados depende del número de elementos utilizados en el mallado.

En la mayoría de casos prácticos algunas condiciones de contorno se establecen a partir de datos experimentales, y constituyen uno de los problemas más críticos y complicados de resolver. En definitiva, si todo marcha bien la solución tendrá que amoldarse a dichas condiciones, y éstas o bien no están bien medidas (y por tanto pueden violar condiciones no permitidas de la ecuación diferencial) o puede que dependan de la propia solución (no linealidad).

Algunas de las características más importantes del método de elementos finitos son:

El continuo se divide en un número finito de partes, “elementos”, cuyo comportamiento se especifica mediante un número finito de parámetros asociados a ciertos puntos característicos denominados nodos. Esos nodos son los puntos de unión entre cada elemento y sus adyacentes.

La solución del sistema completo sigue las reglas de los problemas discretos. El sistema completo se forma al ensamblar los distintos elementos.

Las incógnitas del problema dejan de ser funciones matemáticas y pasan a ser el valor de estas funciones en los nodos.

El comportamiento en el interior de cada elemento queda definido a partir del comportamiento de los nodos mediante las adecuadas funciones de interpolación o funciones de forma.

Todas las herramientas informáticas actuales que emplean el método de los elementos finitos tienen tres fases bien diferenciadas.

Preprocesado: Es la tarea de discretizar el modelo real en elementos y nodos, en los cuales se calculan las magnitudes de interés. Se realizan distintos pasos:

- Dibujo del modelo, o importación del mismo a través de algún formato digital, generalmente archivos tipo CAD.
- Selección del tipo de elementos a emplear, en función del tipo de cálculo a realizar. Pueden ser 1D, 2D, 3D, 2D con simetrías, etc.
- Mallado del componente
- Introducción de las condiciones de contorno, o como interactuarán los elementos con el resto de componentes o áreas que le rodean.
- Introducción de las propiedades mecánicas de los materiales que componen el material o área de estudio.

Cálculo: Consiste en la creación y resolución del sistema de ecuaciones matriciales. Se realizan los siguientes pasos:

- Elección y definición del fenómeno físico a estudiar.
- Configuración de los parámetros de cálculo. Intervalos de tiempo, frecuencias de interés, número de iteraciones, etc.
- Cálculo: El programa transfiere las variables al modelo, genera las matrices de rigidez, realiza la triangulación de la matriz, resuelve el sistema de ecuaciones y genera la solución.

Postprocesado: Una vez resueltas las matrices y generados los ficheros de resultados, analizar estos de forma gráfica, tabulada, etc. Se realizan los siguientes pasos:

- Tomar las decisiones oportunas sobre la bondad del diseño
- Analizar la viabilidad respecto a los objetivos marcados al inicio del cálculo

El uso y aplicación del método de los elementos finitos es complejo y difícil. Muchas de las compañías desarrolladoras de software están haciendo un gran esfuerzo en facilitar el acceso a esta metodología a todos los usuarios e ingenieros, mediante la creación de automatismos de mallado, importación de geometrías, creación de interfaces gráficas de selección, valores por defecto, tipo de cálculo estándar, etc.

Los análisis por el método de elementos finitos son una herramienta de ingeniería, ni mas ni menos, y como tal para su uso eficaz y eficiente es necesaria una adecuada formación técnica para los usuarios e ingenieros, que permita sentar las bases tanto matemáticas como físicas.

En 1971 apareció por primera vez ANSYS [Ans71], herramienta que ha sido utilizada, La siguiente es una lista de software de elementos finitos dentro de ellos se encuentran programas propietarios y de código abierto (software libre):

Propietarios

- ANSYS
- COSMOSXpress
- Comsol
- Nastran
- Patran (pre- y posprocesador)

Programas libres o de código abierto

- Freefem
- OpenFEM
- CAELinux

Este método ha evolucionado de diferentes maneras. Por un lado con el estudio de sistemas físicos con un número discreto de variables, para describir el comportamiento físico de las partes que constituyen el sistema. Y por otro lado con el estudio matemático de ecuaciones diferenciales utilizando métodos de diferencias finitas, métodos de residuos ponderados o técnicas aproximadas.

La evolución tecnológica de los ordenadores ha incrementado el interés por estos sistemas de cálculo, ya que la gran cantidad de procesos de datos necesarios solo pueden abordarse eficientemente con el uso de ordenadores de gran potencia.

II. 2.1 RESOLUCIÓN PROBLEMAS ACÚSTICOS. SOFTWARE COMSOL.

El modulo de acústica que se encuentra en el programa COMSOL es una recopilación de varias aplicaciones acústicas tanto en fluidos como en sólidos. Es posible combinar una simulación realizada mediante este módulo, con cualquier otro de los incluidos en el software.

Un análisis acústico, se puede dividir en los siguientes problemas generales:

- Problemas de radiación: Una estructura vibrante radia sonido a su alrededor. Resultará necesario definir unas condiciones PML, o condiciones de campo lejano.
- Problemas de “scattering” o difusión: Cuando una onda incide sobre un cuerpo/objeto crea una onda difusa. También resultan necesarias las condiciones de campo lejano.
- Problemas de acústica de salas: Las ondas sonoras se propagan en el interior de un volumen confinado.
- Problemas acústicos estructurales: Si la radiación sonora afecta a un material elástico, se debe tener en cuenta la influencia entre el material y el fluido que lo rodea.
- Problemas de transmisión sonora: Si las ondas sonoras inciden sobre un material, este puede tener distintas características. La presión y la aceleración son continuas en la frontera
- Problemas de aeroacústica: El sonido (generalmente ruido) es generado por una turbulencia de un fluido o por la interacción de un fluido con una superficie.

Hay ciertas dificultades que surgen al modelizar situaciones acústicas, tales como los rigurosos requisitos para la resolución de la malla, el modelar las condiciones de contorno y el comportamiento de materiales del mundo real.

Las soluciones de las ecuaciones en los problemas acústicos son ondas, estas se caracterizan por una longitud de onda λ en el espacio, cuyo valor depende de la frecuencia y la velocidad del sonido c en el medio de acuerdo con $\lambda = c / f$. Esta longitud de onda tiene que ser resuelta por la malla.

Debido a que la dirección de propagación generalmente no es conocida (o bien esta puede ser omnidireccional), es recomendable definir una malla isótropa con aproximadamente doce nodos de propagación (grados de libertad DOF) por longitud de onda, en promedio, independientemente de la dirección. Por lo tanto el número de DOFs en una malla lo suficientemente bien definida será de unos doce por cada dirección de propagación. Así pues, el número de DOFs en una malla bien definida estará entorno a:

- 12 veces la longitud del modelo, medido en longitudes de onda en 1D
- 144 veces la longitud del modelo, medido en longitudes de onda en 2D
- 1728 veces la longitud del modelo, medido en longitudes de onda en 3D

Antes de iniciar un nuevo modelo, por tanto, hay que tratar de estimar el número requerido de DOFs usando de estas reglas generales. El número máximo de DOFs que pueden ser resueltos por los sistemas informáticos viene dado por la capacidad del procesador, en un sistema de 32 bits por lo general se puede tratar entre unos cientos de miles y un millón de DOFs. Para un sistema de 64 bits, el máximo número de DOFs está entorno a unos pocos millones

Cuando se crea una malla no estructurada para su uso con el valor por defecto de 2º orden elementos de Lagrange, hay que establecer el tamaño máximo de los elementos, h_{\max} , a

aproximadamente $0,2 \lambda$. Como todos los elementos de la malla obtenidos son más pequeños que h_{\max} , el límite se fija más grande que el tamaño de los elementos necesarios real. Después de mallado del modelo, se puede comprobar el número total de DOFs. Si la malla resulta ser demasiado gruesa o demasiado fina, en promedio, se deberá adaptar h_{\max} en consecuencia. Hay que tener en cuenta que las mallas no estructuradas son generalmente mejores para los problemas en los que la dirección de propagación de la onda no es conocida. Esto es debido a que en una malla estructurada, la resolución difiere mucho entre las direcciones paralelas a las líneas de la cuadrícula y las instrucciones giradas 45 grados alrededor de uno de los ejes.

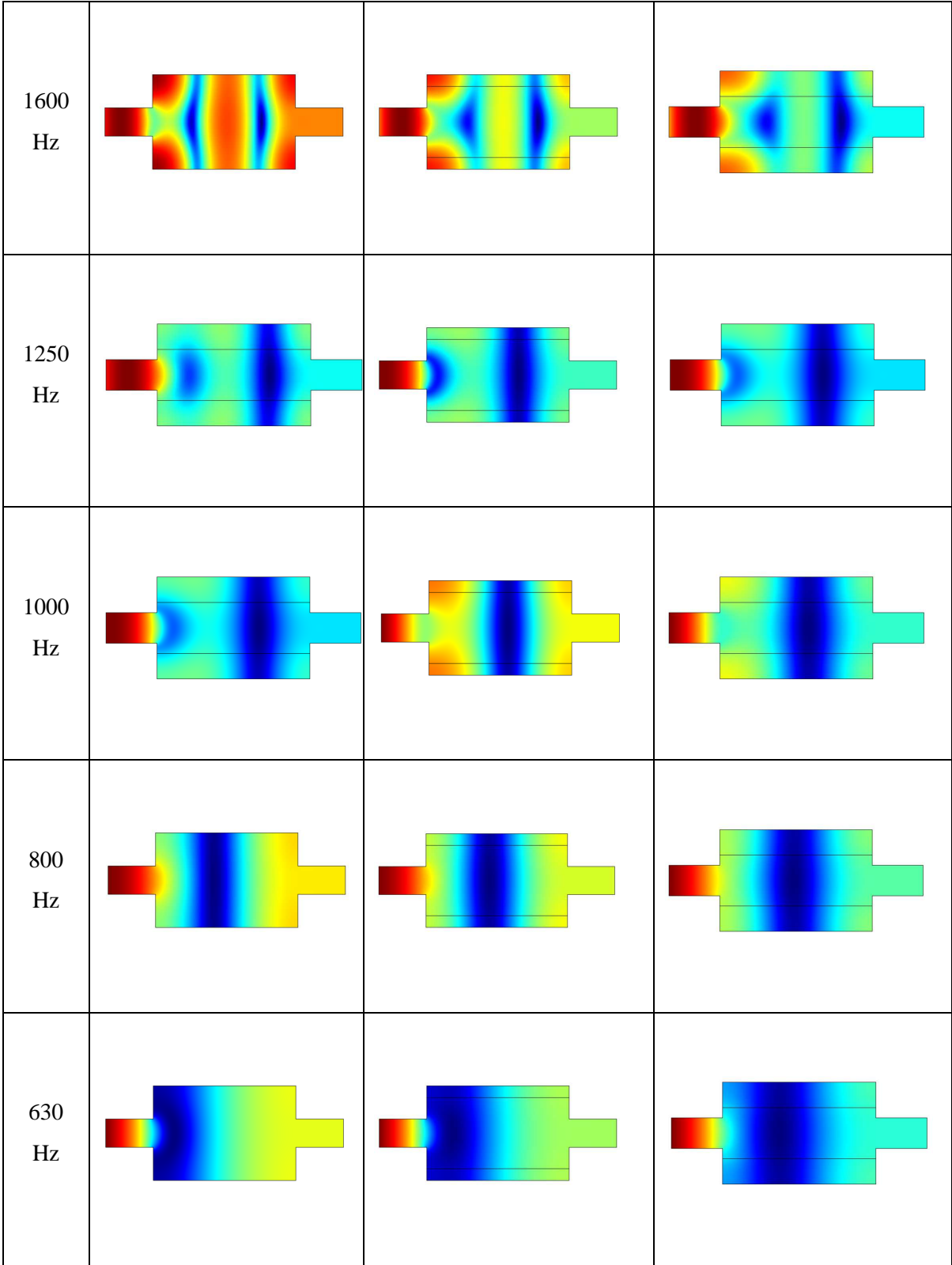
Una malla muy fina puede dar lugar a problemas de convergencia, mientras que una malla muy gruesa reduce la precisión de la solución.

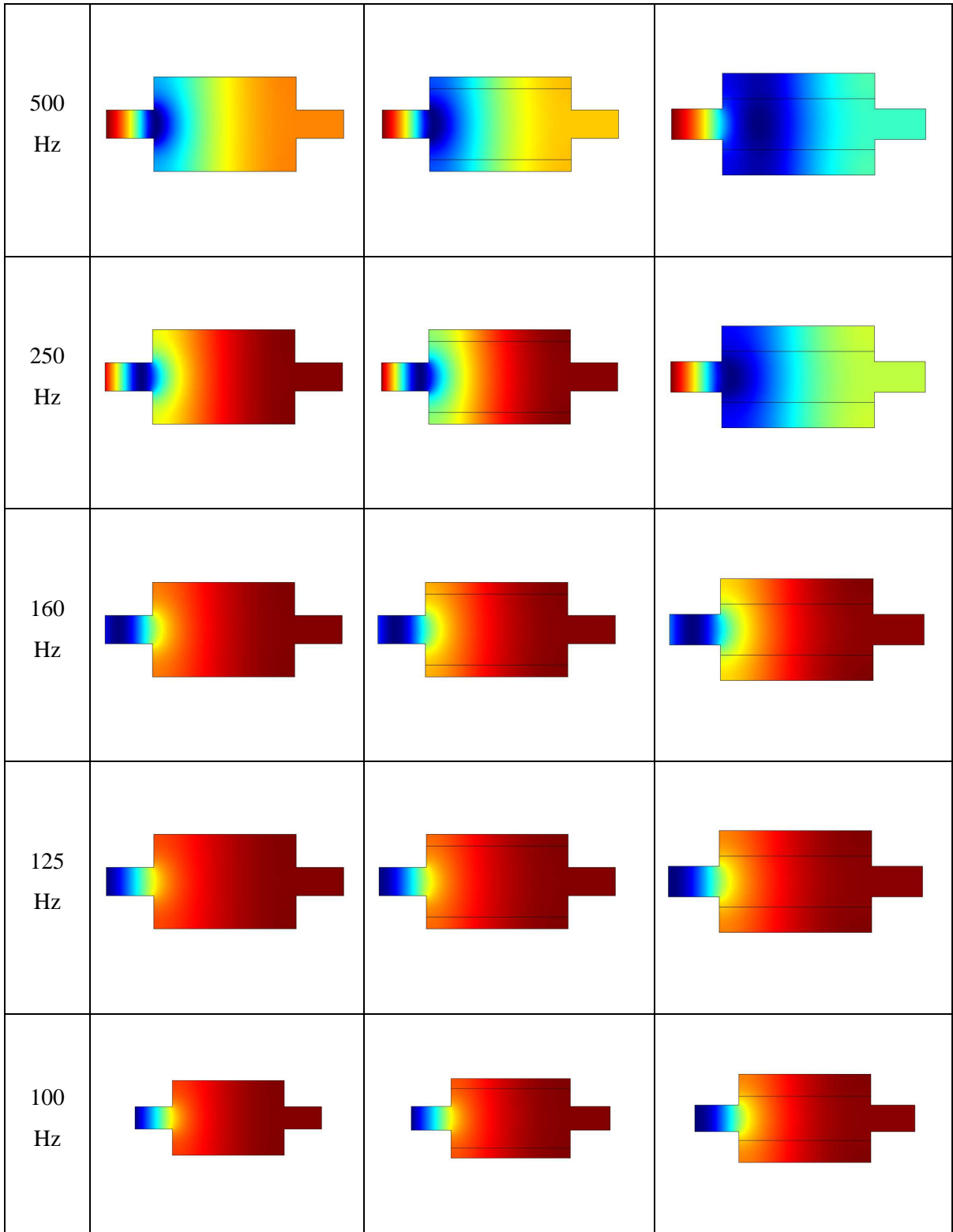
Para tratar las condiciones de contorno, o fronteras artificiales, hemos de tener en cuenta que en la mayoría de los casos, el patrón de la onda acústica que se va a simular no está contenida en una cavidad cerrada. Es decir, hay límites en el modelo que no representan un muro físico o limitación de cualquier tipo. En cambio, la condición de frontera ha de representar la interacción entre el patrón de ondas en el interior del modelo y fuera de él. Condiciones de este tipo se denominan genéricamente como condiciones de contorno artificial. Tales condiciones deberán contener una información completa sobre el comportamiento exterior, pero esto obviamente no es práctico. Después de todo, la frontera artificial se introdujo para evitar DOFs y poder disminuir el tiempo de cálculo, no para dificultar más el modelado del problema. La solución radica en tratar de aproximar el comportamiento de las ondas fuera del dominio de uso de la información sólo de la propia frontera.

Para la caracterización de los materiales absorbentes porosos en el dominio de la frecuencia, el modo más recomendado está dado por su número de onda complejo, kc , y la impedancia compleja, Z_c , las dos funciones de frecuencia. Conociendo estas propiedades, puede definir una velocidad compleja del sonido como $cc = \omega / kc$ y una densidad compleja como $\rho c Z_c = kc / \omega$. También es posible medir directamente el número de onda complejo y la impedancia en un tubo de impedancia, con el fin de generar curvas de la parte real e imaginaria (la resistencia y la reactancia, respectivamente) en función de la frecuencia. Estos datos se pueden utilizar directamente como entrada a las funciones de interpolación de COMSOL Multiphysics para definir kc y Z_c en los modos de aplicación. A veces, sin embargo, no se pueden obtener directamente estas propiedades acústicas de un material que se desee usar para en un modelo. En ese caso, deben recurrir a los conocimientos sobre las propiedades del material básico independiente de la frecuencia. Para un material altamente poroso, el conocido modelo de Delany y Bazley puede estimar el número de onda complejo y la impedancia en función de la frecuencia y la resistencia de flujo.

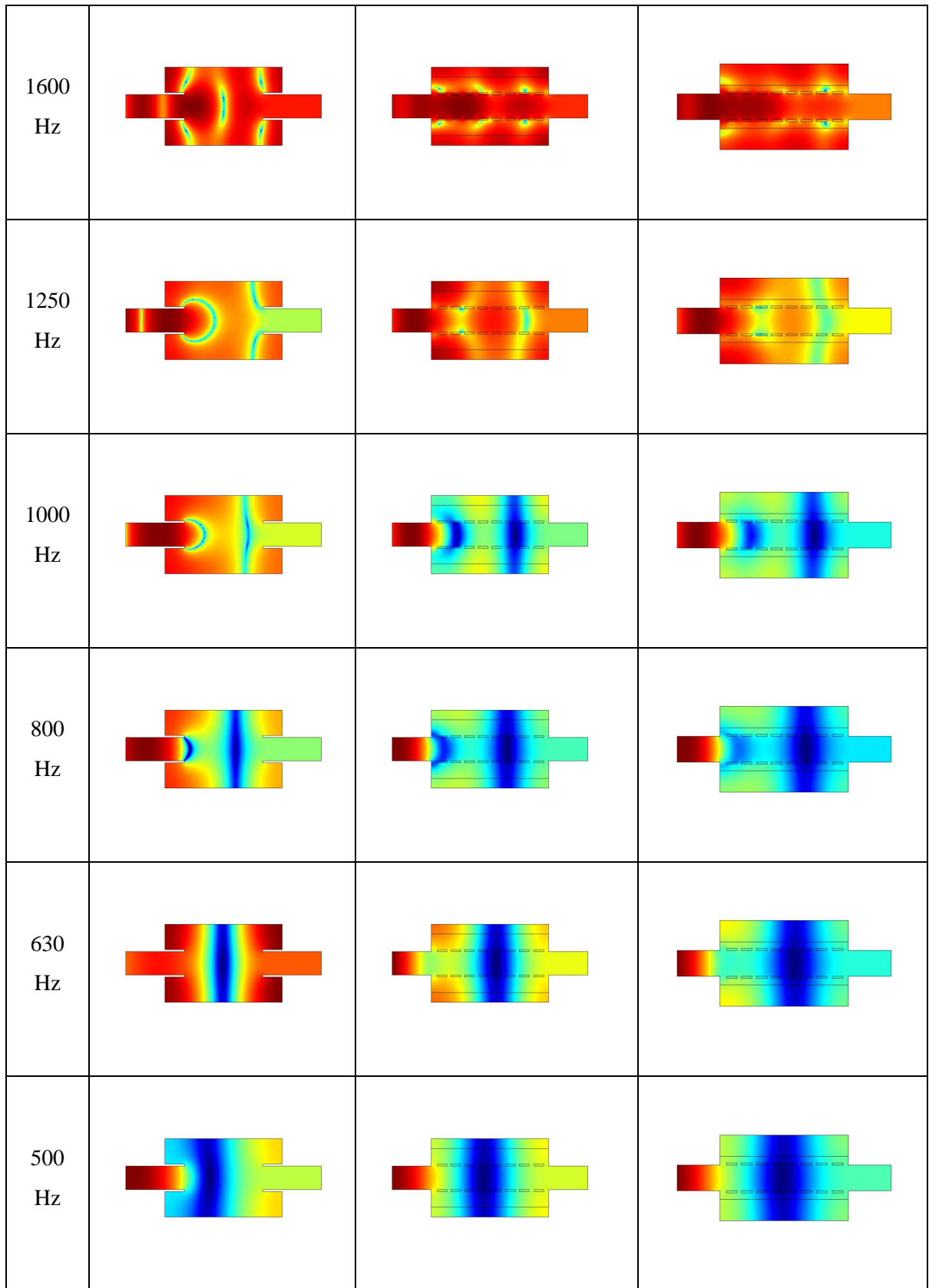
ANEXO II SIMULACIÓN DE SISTEMAS DE ESCAPE. RESULTADOS OBTENIDOS

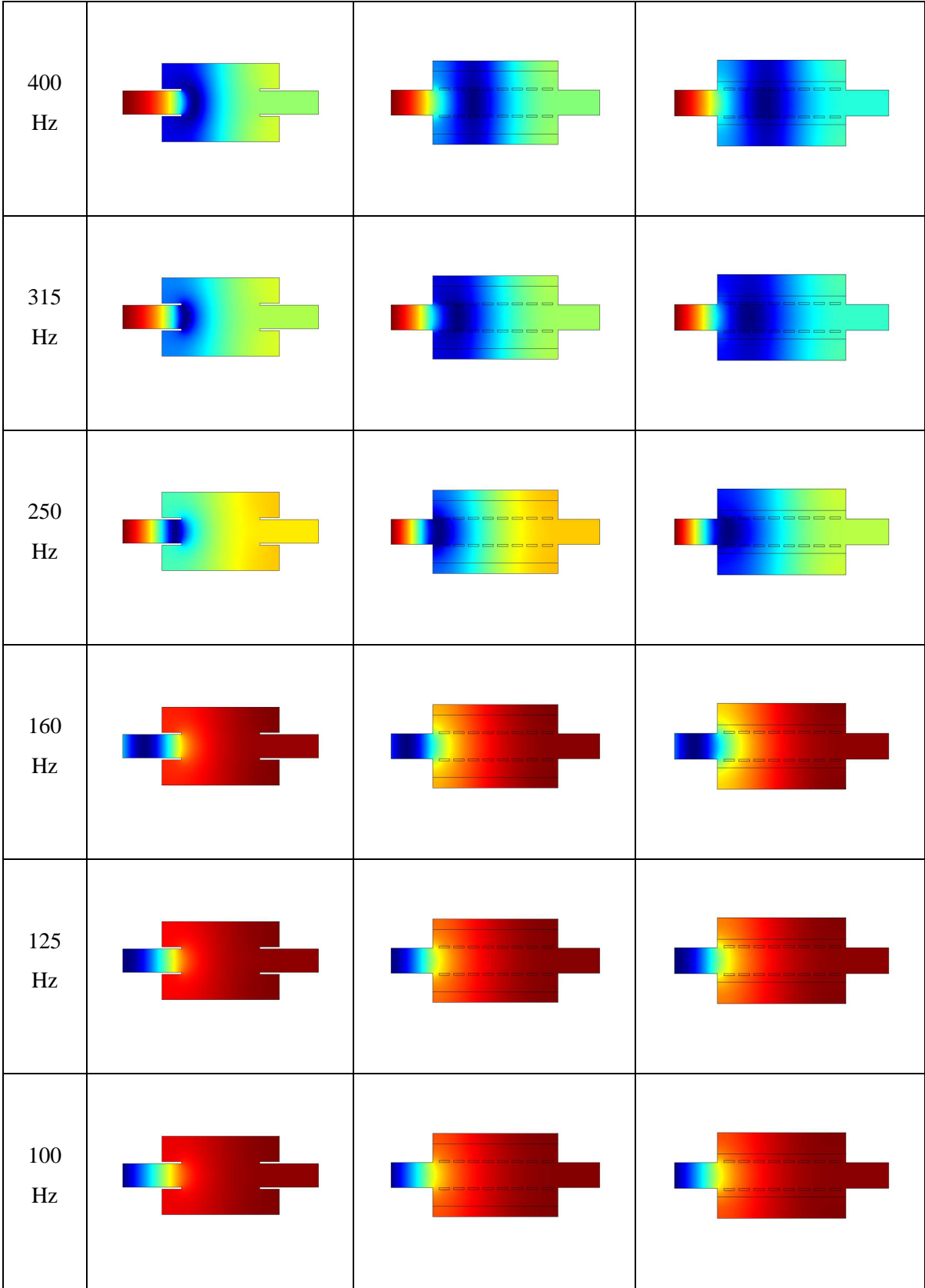
	Silenciador con cambio de sección	Silenciador con cambio de sección y material absorbente en su interior	Silenciador con cambio de sección y el doble de material absorbente en su interior
A_w			
4000 Hz			
3150 Hz			
2500 Hz			
2000 Hz			



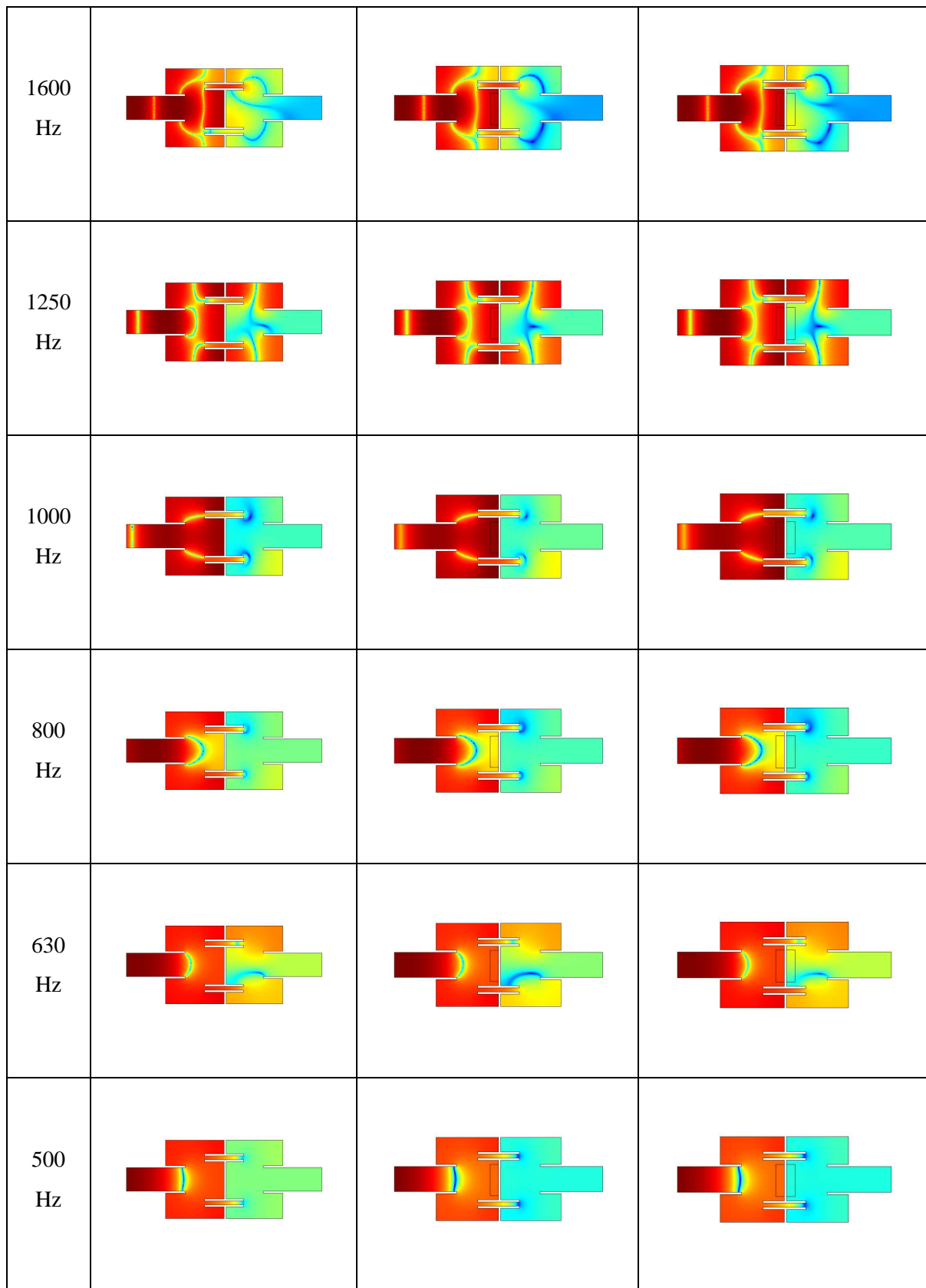


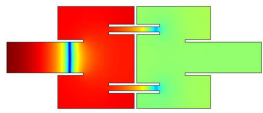
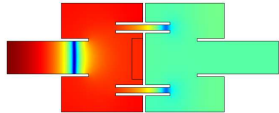
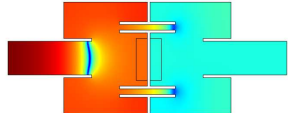
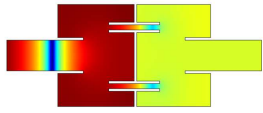
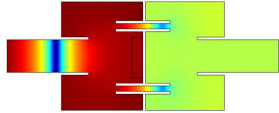
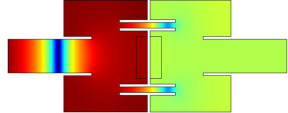
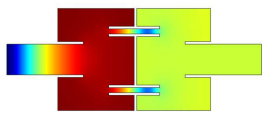
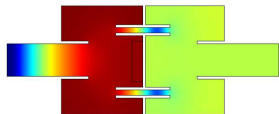
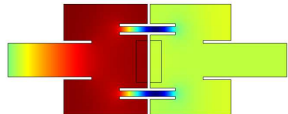
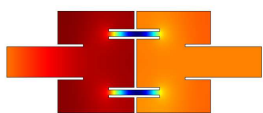
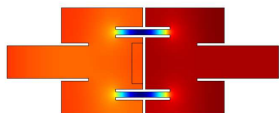
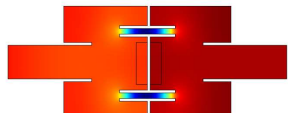
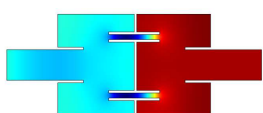
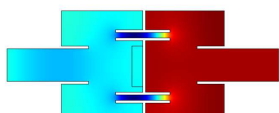
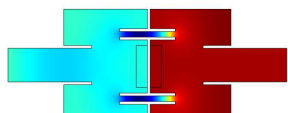
	Silenciador con cambio de sección, tubos alargados	Silenciador con cambio de sección, con perforaciones y material absorbente en sus paredes	Silenciador con cambio de sección, con perforaciones y el doble de material absorbente en su interior
A_w			
4000 Hz			
3150 Hz			
2500 Hz			
2000 Hz			





	Silenciador con dos cámaras, tubos alargados	Silenciador con dos cámaras, tubos alargados y absorción	Silenciador con dos cámaras, tubos alargados y el doble de material absorbente en su interior
A_w			
4000 Hz			
3150 Hz			
2500 Hz			
2000 Hz			



400 Hz			
315 Hz			
250 Hz			
160 Hz			
125 Hz			
100 Hz	