



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN
INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA

EL PUENTE, MODOS DE VIBRACIÓN Y RADIACIÓN
SONORA EN FRECUENCIAS MEDIAS DE LA GUITARRA
CLÁSICA

TESIS

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

DOCTOR EN INGENIERÍA

INGENIERÍA ELÉCTRICA – INSTRUMENTACIÓN

PRESENTA:

JESÚS ALEJANDRO TORRES TORRES



TUTOR:

DR. RICARDO RUIZ BOULLOSA

2010

JURADO ASIGNADO:

Presidente: DR. FELIPE ORDUÑA BUSTAMANTE

Secretario: DR. PABLO LUIS RENDÓN GARRIDO

1er. Vocal: DR. RICARDO RUIZ BOULLOSA

2do. Vocal: DR. SANTIAGO JESÚS PÉREZ RUIZ

3er. Vocal: DR. ANTONIO B. F. CORONA ALCALDE

Lugar donde se realizó la tesis:

CENTRO DE CIENCIAS APLICADAS Y DESARROLLO TECNOLÓGICO, CIUDAD UNIVERSITARIA,
DISTRITO FEDERAL, MÉXICO.

TUTOR DE TESIS:

DR. RICARDO RUIZ BOULLOSA

A handwritten signature in black ink, appearing to be 'Ricardo Ruiz Boullosa', written over a horizontal line.

FIRMA

Agradecimientos

A mis papás, Mireya y Rey; mis hermanos Rey, Carlos y David; y a mi novia Johenelly; por su apoyo incondicional.

A todos mis parientes, en especial a mis vecinos de la Ciudad de México, las familias Mexicano Botti y Robles Torres,

A mis mejores amigos Javier y Héctor.

A los sinodales de este trabajo: Antonio, Felipe, Jesús, Pablo y en especial al tutor principal, Ricardo Ruiz Boullosa.

A todos mis amigos del Laboratorio de Acústica y Vibraciones, en el orden que aparecen en mi mente en un recorrido virtual desde mi cubículo: Gabi, Ricardo, Toño, Flor, Laura, Lili, Hugo, Edgar, Enequina, Rafa y Arturo. Aunque cuando platicamos estamos todos revueltos.

A Iván Rísquez, Juan Carlos Laguna, el Club de Laudereros de Paracho y Fender México; quienes con su interés han ayudado a difundir esta investigación.

A todos mis compañeros de futbol soccer, que ayudaron a reiniciar mis ideas semana a semana. En especial a Don Miguel (campeones 2007), la familia Camacho (campeones 2008), y a Hugo (no fuimos campeones pero es buen cuate).

A toda la UNAM y toda su gente. En especial a Jose Luis Villarreal Benítez, de Vís. Científica por su apoyo para el examen de grado. También a la Coordinación de Estudios de Posgrado de la UNAM, por el apoyo económico recibido durante los seis semestres (y cuatro meses) en los que cursé el Doctorado en Ingeniería, gracias al cual pude dedicar la totalidad del tiempo en obtener el grado cubriendo los créditos requeridos y realizando la presente tesis.

También a Simone Iannarelli que me facilitó la pieza "l'ultimo caffè insieme" para dedicarla a todos los que aparecen aquí.

Dedicatoria

A mí hermano Rey porque siempre ha sido un ejemplo a seguir para sus hermanos menores. A mí hermano Carlos, con quien compartí un hogar todo el tiempo de estudio de este doctorado, y que no recuerdo haberlo visto dudar que pudiera terminar esta investigación. Y además, ambos se cooperaron para comprarnos a David y a mí, unos muñequitos de Tortugas Ninja "medio verdaderas" (es decir, casi casi originales).

El Pensamiento científico no se distingue tanto por proporcionar las respuestas correctas como por formular las preguntas correctas.

Túnel de la Ciencia, estación del metro La Raza (Claude Levi-Strauss)

ÍNDICE

RESUMEN	1
ABSTRACT	1
1 INTRODUCCIÓN	3
1.1 RESUMEN CAPITULAR	4
1.2 JUSTIFICACIÓN.....	4
1.3 OBJETIVO PRINCIPAL Y APORTACIONES	4
1.4 METODOLOGÍA	5
2 ANTECEDENTES	7
2.1 PRIMERAS PUBLICACIONES SOBRE LA FÍSICA DE LA GUITARRA	8
2.2 MODOS DE VIBRACIÓN MULTIPOLAR	9
2.3 MODELADOS NUMÉRICOS DE LA GUITARRA.....	11
2.4 LA FÍSICA DE LA GUITARRA EN EL CCADET	12
3 TEORÍA	15
3.1 VIBRACIÓN DE LA TAPA	16
3.1.1 <i>Medio continuo</i>	16
3.1.1.1 Función de respuesta vibratoria	16
3.1.2 <i>Análisis armónico</i>	17
3.1.2.1 Planteamiento aplicando MEF	17
3.1.2.2 Implementación en programas de MEF	17
3.1.3 <i>Consideración del amortiguamiento</i>	18
3.1.4 <i>Limitaciones del modelo de MEF</i>	19
3.2 RADIACIÓN SONORA DE LA TAPA	19
3.2.1 <i>Primera integral de Rayleigh</i>	19
3.2.1.1 Implementación usando convolución bidimensional	20
3.2.1.2 Superficies planas radiantes sin pantalla.....	21
3.2.2 <i>Eficiencia de radiación</i>	22
4 PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL	23
4.1 LA TAPA	24
4.1.1 <i>Etapas de construcción</i>	25
4.1.2 <i>Maderas utilizadas</i>	26
4.1.3 <i>El puente</i>	27
4.2 EXCITACIÓN	28
4.3 VISUALIZACIÓN DE LOS MODOS DE VIBRACIÓN	28
4.3.1 <i>Vibrómetro láser</i>	28
4.3.2 <i>Visualización a simple vista</i>	29
4.4 MEDICIONES DE MOVILIDAD.....	30
4.4.1 <i>Movilidad mediante un analizador de 1 canal</i>	30
4.4.2 <i>Movilidad mediante un analizador de 2 canales</i>	31
4.5 RADIACIÓN SONORA	31
4.6 PRUEBAS SUBJETIVAS	32
5 RESULTADOS Y DISCUSIONES	35
5.1 REPETIBILIDAD DE LAS MEDICIONES.....	36
5.1.1 <i>Influencia de la humedad relativa</i>	36
5.1.2 <i>Ubicación del excitador</i>	37
5.1.3 <i>Respuesta de la tapa a fuerzas de magnitud diferente</i>	38
5.1.4 <i>Desmontando la tapa</i>	39
5.2 FOTOGRAFÍAS DEL REFLEJO DEL LÁSER	40

5.3	CALIBRACIÓN DE LOS RESULTADOS DE MEF.....	41
5.3.1	<i>Movilidad experimental y simulada</i>	42
5.3.1.1	Tapa sin abanico ni puente.....	42
5.3.1.1.1	Parte real e imaginaria de la vibración en resonancia.....	43
5.3.1.1.2	Visualización de ODSs.....	43
5.3.1.2	Tapa con abanico.....	44
5.3.1.3	Visualización a simple vista.....	46
5.3.1.3.1	Transductor láser de velocidad.....	46
5.4	CALIBRACIÓN DEL ALGORITMO NUMÉRICO DE RADIACIÓN.....	47
5.4.1	<i>Calibración teórica</i>	47
5.4.1.1	Comparación discreta con solución analítica.....	47
5.4.1.2	Patrones de radiación sonora.....	48
5.4.1.3	Longitud de onda.....	49
5.4.1.4	Plano vibrante sin pantalla.....	50
5.4.2	<i>Calibración experimental</i>	50
5.5	ADHESIÓN Y CORTES DEL PUENTE.....	52
5.5.1	<i>Respuesta estructural</i>	52
5.5.2	<i>El monopolio, dipolo y tripolo</i>	53
5.5.3	<i>Modos multipolares</i>	53
5.5.4	<i>Radiación sonora</i>	54
5.5.5	<i>Efectos en la percepción del sonido</i>	56
5.6	EJEMPLOS SOBRE APLICACIONES DE LAS SIMULACIONES CALIBRADAS.....	56
5.6.1	<i>Vibración compleja de la tapa</i>	56
5.6.1.1	Modos de onda viajera.....	56
5.6.1.2	Interacción entre resonancias múltiples.....	58
5.6.2	<i>Comparación de dos abanicos diferentes</i>	59
5.6.2.1	Eficiencia de radiación.....	60
6	CONCLUSIONES	63
6.1	EL PUENTE EN EL COMPORTAMIENTO VIBROACÚSTICO DE LA TAPA.....	63
6.1.1	<i>Efectos estructurales</i>	63
6.1.2	<i>Efectos acústicos</i>	64
6.2	ANÁLISIS DE TÓPICOS ALTERNOS.....	65
6.2.1	<i>Vibración compleja</i>	65
6.2.2	<i>Eficiencia de radiación</i>	65
6.3	CONCLUSIONES SOBRE LOS MÉTODOS NUMÉRICOS.....	66
6.4	CONCLUSIONES SOBRE LOS EXPERIMENTOS.....	66
6.5	SUGERENCIAS PARA TRABAJO A FUTURO.....	66
7	ANEXOS	69
7.1	ARCHIVOS PARA ANSYS.....	70
7.1.1	<i>Análisis armónico amortiguado</i>	70
7.1.2	<i>Extracción de resultados en formato ASCII</i>	75
7.2	PROCESAMIENTO DE DATOS CON OCTAVE O MATLAB.....	76
7.2.1	<i>Archivos de velocidad de MEF a formato .mat</i>	76
7.2.2	<i>Cálculos de radiación sonora a partir de la tapa</i>	77
7.2.3	<i>Creación de archivos para visualización</i>	78
	REFERENCIAS	80

RESUMEN

Presento un estudio sobre la radiación sonora de una tapa superior de una guitarra clásica en conjunto con un análisis vibratorio. Estudié especialmente el comportamiento vibratorio del sistema puente-tapa, y su influencia en la radiación sonora del instrumento. Para esto, un puente se montó a una tapa en cuatro etapas, desde su adhesión hasta un diseño en el que se ranura transversalmente. Verifiqué los cambios en la respuesta de la tapa utilizando varios métodos experimentales, entre ellos una técnica para visualizar modos de vibración con un arreglo experimental sencillo y barato. Desarrollé modelos para simular la vibración de una tapa de madera, mediante el método del elemento finito implementado en un programa comercial. Usé los resultados de estos modelos para calcular la radiación sonora de la tapa a través de algunos métodos numéricos publicados por varios autores. Validé estas simulaciones basadas en variaciones de la integral de Rayleigh mediante comparaciones de resultados analíticos y experimentales. Los modelos fueron capaces de predecir de manera general, la radiación sonora de una tapa de guitarra, a partir de propiedades físicas de la madera. Mostré algunas aplicaciones, como comparar el comportamiento de diseños diferentes de la tapa, bajo condiciones específicas. En un caso comparé las consecuencias de hacer algunas modificaciones en el puente manteniendo el mismo abanico, y en otro caso cambiando tanto el puente como el abanico de la tapa. La aportación principal de esta tesis fue la discusión sobre la importancia del diseño del puente en la radiación sonora por una guitarra.

ABSTRACT

I researched about the sound radiation from a top plate of a classical guitar, and also developed a vibration analysis. I studied the vibration behavior of the bridge-top system in detail, and its influence on the sound radiation of the instrument. For this effect, a bridge was mounted in a guitar top plate at four construction steps, one of which consisted of the bridge attachment and another which this bridge was transversely cut. I measured the changes in the response of the top plate using experimental methods, including a technique to visualize mode shapes with simple and inexpensive equipment. I also developed numerical models to simulate the vibration of the top plate, using the finite element method implemented through commercial software. I then used the results of these models to calculate the sound radiation from the top plate through numerical methods published by several authors. These simulations (based on the Rayleigh integral) were then validated by comparing analytical and experimental results. The models were able to predict with good accuracy, the sound radiation of a guitar top plate taking into account physical properties of wood. Some applications were discussed, such as comparing the performance of different designs of the top plate, under specific conditions. For example, I compared the consequences of making some modifications to the bridge while maintaining the same fan bracing, and otherwise changing both the bridge and the fan bracing of the top plate. The main contribution of this thesis was the discussion of the importance of the bridge design on the guitar sound radiation.

1 INTRODUCCIÓN

Nuestros sentidos son capaces de captar mucha más información de la que podemos entender con nuestra mente, no tanto porque no seamos capaces de hacerlo, sino porque la vida de un ser humano es demasiado corta para profundizar en cómo opera cada fenómeno que nos rodea. Basta con mirar una imagen de cielo profundo tomada por el telescopio espacial Hubble, o agua de florero a través de un microscopio para darnos cuenta que las cosas suceden por todos lados. Ciertamente sabemos poco de la gran mayoría de ellas, o más aún, somos uno de estos fenómenos extraños.

En este sentido, todas las investigaciones relacionadas con la física de la guitarra acústica tratan del mismo tópico general: explicar cómo funciona el instrumento. Algunos de estos trabajos suelen estar basados en teorías tan complicadas, que requieren de mucho tiempo de estudio para entender qué es lo que quiere decir el autor. Sin embargo, en esta línea de investigación se tiene la gran ventaja de que nuestros sentidos nos pueden decir mucho acerca del funcionamiento de la guitarra: podemos escuchar su sonido, ver cómo se mueven las cuerdas, sentir como vibra la caja de resonancia, incluso oler sus materiales.

Además, la guitarra acústica es uno de los instrumentos musicales más populares, de manera que es relativamente sencillo tener contacto directo con ella. De hecho cuando menos en México, tal vez sea el más popular por varias razones. Es un instrumento barato que además se fabrica en el país, tan sólo en Paracho Michoacán se fabrican alrededor de 2000 guitarras diariamente. Es fácil de empezar a tocar y además no necesita de otros instrumentos que la acompañen, quizá esta es la razón por la que en muchas ciudades del país se realizan festivales de guitarra y no de otros instrumentos. Por ejemplo, un violinista suele tener cuando menos un instrumento que lo acompaña, lo cual eleva los costos de su contratación, pues en lugar de pagar un solo músico, son dos o más.

Una buena introducción a este trabajo, puede ser escuchar algunas piezas musicales tocadas con guitarras de construcciones diferentes, seguramente el lector notará algunas diferencias aunque no tenga relación con la ciencia o la música. Pues bien, esta tesis, y todos los trabajos que se relacionan con la guitarra que se citarán, tratan de explicar a qué se deben esas diferencias sonoras, para poder manipular la construcción de la guitarra y funcione más de una manera que de otra.



Entrada a Paracho

1.1 RESUMEN CAPITULAR

El presente trabajo está dividido en cinco capítulos. En este primer capítulo, se encuentra una justificación a manera del estado general del problema; el objetivo general y aportaciones de la tesis; y la metodología que se utilizó. El capítulo 2 trata sobre los antecedentes de esta investigación, citando trabajos realizados en varias partes del mundo, incluyendo el CCADET UNAM. El capítulo 3 presenta la teoría y algoritmos utilizados para el desarrollo del trabajo, subdividiéndose en dos: vibración estructural y radiación sonora. El capítulo 4 explica los procedimientos experimentales para obtener las propiedades físicas necesarias para caracterizar la madera, construir la tapa, y medir su comportamiento vibroacústico fijándola en su contorno. En el capítulo 5 se encuentran los resultados (y discusiones) del trabajo, en los cuales la tapa se fue construyendo y modelando simultáneamente, mostrando comportamientos similares. Una vez calibrados los métodos numéricos, se utilizaron en conjunto con experimentos para analizar la influencia del puente en la vibración y radiación sonora de la tapa. Se realizaron dos análisis alternos aplicando los métodos numéricos, como ejemplos de la utilidad que pueden tener. En el capítulo 6 se exponen las conclusiones del trabajo y algunas propuestas de trabajo a futuro. En las conclusiones se muestra una figura comparativa de los modos de vibración de la tapa en etapas de construcción distintas. Finalmente, el capítulo 7 contiene los archivos de ejecución por lotes desarrollados para los cálculos numéricos del trabajo, para realizar la simulación de MEF usando ANSYS, exportando los datos a Octave o Matlab (indistintamente) y para el cálculo de la radiación sonora.

1.2 JUSTIFICACIÓN

La investigación de cómo radia sonido una guitarra, es de interés para personas relacionadas con el instrumento: músicos, constructores, ingenieros de sonido, y hasta el público asistente a un concierto; pues el sonido se percibirá diferente dependiendo la localización del receptor con respecto a la guitarra. Prácticamente todas las notas de la tesoratura de una guitarra generan Nivel de Presión Sonora (NPS) y duración diferente, aún pulsando cada una con la misma fuerza sobre la cuerda. Mientras más cercana sea la frecuencia de una nota a un nivel máximo relativo en la función de respuesta sonora de una guitarra, tendrá mayor NPS pero menor duración. La radiación sonora de una guitarra depende de la dirección y la frecuencia. Incluso con excitación sinusoidal en un punto, el campo de radiación sonora es complicado debido a que muchos modos de vibración diferentes se excitan al mismo tiempo. Tanto la tapa superior como la posterior de una guitarra llevan refuerzos, siendo características estructurales de la tapa superior uno de los parámetros críticos del diseño [Fletcher & Rossing 1991]. El puente tiene una influencia considerable en el comportamiento vibratorio de la guitarra, pues después de sus tres primeras resonancias, el puente se deforma o su ubicación coincide con líneas nodales en los modos de vibración siguientes.

1.3 OBJETIVO PRINCIPAL Y APORTACIONES

El objetivo principal fue analizar la influencia del puente en la radiación de la guitarra para frecuencias medias, como continuación de trabajos anteriores [Torres 2003, 2006]. Este tópico ha sido comentado frecuentemente por investigadores de la física de la guitarra, pero generalmente limitándose a comentarios aislados.

Los algoritmos implementados son capaces de predecir de manera general el comportamiento vibroacústico de una tapa superior de guitarra, por lo que es factible utilizarlos para realizar Diseño Asistido por Computadora, y se presentan finalmente algunas discusiones al respecto.

De esta tesis se generaron dos publicaciones arbitradas y un extenso para un congreso internacional, así como ponencias en eventos relacionados con la guitarra, según se describe a continuación.

- Se reportó en una revista internacional [Torres & Boullosa 2009] que la rigidez del puente afecta considerablemente la respuesta vibratoria de la tapa mediante análisis cualitativos. Esto sucede notoriamente después de las tres resonancias más bajas de la guitarra, en las que el puente prácticamente permanece rígido. Los cambios en el comportamiento vibratorio de la tapa traen como

consecuencia cambios en su patrón de radiación sonora. Estos últimos se deben en mayor medida al cambio de frecuencia en las resonancias de la tapa, que a las diferencias en los modos de vibración.

- Se publicó una revista internacional, editada localmente en el CCADET [Torres et al. 2009], una discusión sobre modos de onda viajera, apoyada en los resultados de MEF y complementada con un desarrollo teórico, Se analizó especialmente la vibración de una tapa de guitarra en frecuencias en las que no resuena.
- La técnica de visualización con láser a simple vista, de los modos de vibración, en la cual se presentó una mejora considerable en el fotografiado del rayado característico del experimento, se expuso oralmente en el Congreso ACUSTICA [Torres & Boullosa 2008].
- Se realizaron conferencias mostrando los resultados de manera general, en festivales internacionales de guitarra (Xalapa 2007, Taxco 2008, Esc. Nal. de Música 2009), así como en Paracho Michoacán ante constructores en el Festival Cultural de la Guitarra, con un extenso publicado en una revista electrónica [Torres 2008].

Además, se describen otras aportaciones a la metodología para estudiar el comportamiento físico de la guitarra en relación a la tapa superior:

- Análisis armónicos amortiguados mediante modelos de MEF.
- Montaje del excitador en un cabezal, para mejorar la repetibilidad de la ubicación de la fuerza.
- Mediciones de cambios en respuestas vibratorias de la tapa, correlacionados con variaciones en la humedad relativa del aire.
- Ventajas y desventajas acerca de mediciones de movilidad mediante analizadores de uno y dos canales.

1.4 METODOLOGÍA

Las herramientas principales para llevar a cabo los análisis y discusiones de este trabajo fueron experimentos y simulaciones realizadas en conjunto. Estas simulaciones se llevaron a cabo utilizando dos procedimientos: el Método del Elemento Finito para los cálculos vibratorios de una tapa de guitarra, y Acústica de Fourier para la propagación del sonido en el aire.

El Método del Elemento Finito (comúnmente abreviado como MEF) es una técnica numérica poderosa que usa métodos variacionales y de interpolación para modelar y resolver problemas de valores en la frontera, asociados a medios con parámetros distribuidos. Es extremadamente útil para mecanismos complicados y estructuras de geometría inusual [Inman 1994].

La Acústica de Fourier tiene como base la transformada de Fourier, la cual incluye conceptos de las series de Fourier y la transformada de Hankel. Se usa para derivar algunas herramientas para la radiación de fuentes planas, como las integrales de Rayleigh y la construcción de la esfera de Ewald para radiación de campo lejano [Williams 1999].

Una tapa real con abanico tradicional Torres se construyó en etapas diferentes, con maderas en las que se midieron sus propiedades elásticas más relevantes [Ezcurra 1996], así como sus densidades. Estas mediciones se realizaron con condiciones de frontera libre, es decir, aproximando el comportamiento de las estructuras sin sujetarlas (flotando). La Figura 1 muestra una representación artística de una tapa deformándose en condiciones de frontera libre, en la que puede observarse el barreado Torres en la parte baja de la tapa [Torres 2006].

Para cada etapa de construcción, se tomaron funciones de respuesta (movilidad) y se visualizaron algunos modos de vibración con la tapa fija en su contorno (mediante una estructura de sujeción), en frecuencias debajo de 801 Hz. Esta frecuencia se escogió por ser la más alta, teniendo una resolución de 1 Hz en uno de los analizadores de señales utilizados en este trabajo. Algunas variaciones de los resultados se correlacionaron con fluctuaciones inherentes a las condiciones experimentales, incluyendo la influencia de los cambios en la humedad relativa del aire.

Al mismo tiempo, se simularon modelos de MEF usando un programa comercial de cómputo. Se detalló la geometría de la tapa, incluyendo también las propiedades físicas medidas disponibles y estimando el resto, en vibración forzada amortiguada (análisis armónico). Se extrajeron funciones de respuesta y modos similares a los experimentales. La consideración del amortiguamiento experimental en estos análisis simulados, generó modos complejos de vibración.

Al completar la construcción de la tapa, se midieron gráficas polares de su radiación sonora en campo libre (en una cámara anecoica) excitándola con ruido blanco de 1 a 801 Hz. La radiación de la tapa modelada, se obtuvo usando los análisis armónicos de MEF. A partir de estos datos de vibración estructural, se calculó la propagación de las ondas acústicas en el aire aplicando la integral de Rayleigh (con base en Acústica de Fourier). El espacio fuera de los límites de la estructura vibrante se consideró bajo tres casos diferentes: montada en una pantalla infinita, en una pantalla con dimensiones del grueso de la estructura de sujeción experimental, y sin pantalla. El primer caso se aplicó a sistemas de radiación con geometría más simple, para compararlos con modelos teóricos disponibles. El segundo y tercer caso, ya con la tapa como estructura vibrante, se compararon con las gráficas polares medidas. Todo esto se realizó con el objetivo de verificar la implementación correcta de los métodos numéricos, y de escoger las condiciones de frontera más cercanas al montaje experimental. Los algoritmos generaron resultados cercanos a los esperados, y el segundo caso del montaje de la tapa radiante fue el que mejor se aproximó a la condición experimental.

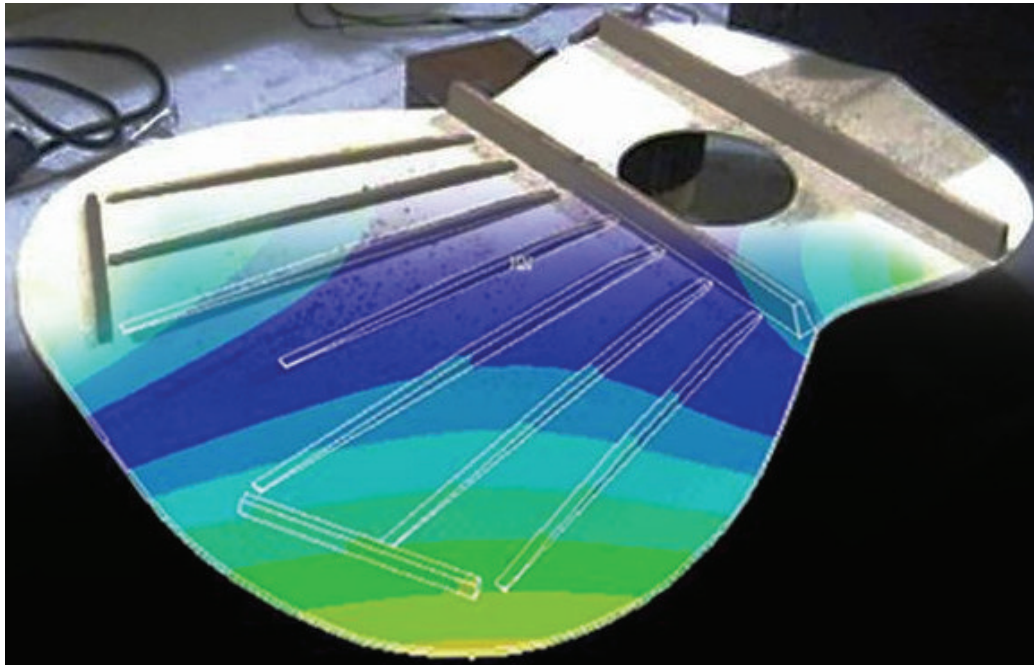


Figura 1. Mezcla digital del primer modo de vibración libre de una tapa de guitarra con abanico tipo Torres, visualizada experimentalmente y con MEF (con el apoyo de Héctor Cordourier).

Una vez calibrados los modelos numéricos mediante experimentos, se analizaron los efectos de cambios estructurales en el comportamiento vibratorio de la tapa, y las consecuencias en su radiación sonora. Debido a la gran cantidad de información generada por las simulaciones, en algunos casos los resultados se visualizaron utilizando realidad virtual inmersiva.

2 ANTECEDENTES

Según una plática del autor con el Ing. José de la Herrán, la ciencia es probablemente lo único creado (o quizá descubierto) por el hombre, en que el trabajo de cada persona involucrada se utiliza para generar progreso. La revisión de trabajos relacionados con una investigación disminuye la posibilidad de repetir algo que ya se hizo, y así aumentar la posibilidad de hacer una pequeña colaboración en el tema “como hormiguitas cavando un hormiguero piedrita a piedrita...” (en palabras de R. Ruiz Boullosa, tutor de esta tesis).

Esta analogía de una línea de investigación con una colonia de hormigas, es particularmente poderosa. Este capítulo sobre los antecedentes, está escrito en cuatro puntos: dónde se empezó a cavar el hormiguero (primeras publicaciones), cómo se sabe que es el terreno donde me tocó excavar (modos multipolares), cómo se sacan piedras hoy en día (modelados numéricos), y cuántas piedras han sacado las hormigas mexicanas (con las investigaciones del Lab. de Acústica y Vibraciones).



Laboratorio de Acústica y Vibraciones

2.1 PRIMERAS PUBLICACIONES SOBRE LA FÍSICA DE LA GUITARRA

Una de las primeras investigaciones sobre el comportamiento vibroacústico de la guitarra se publicó por Jovicic [(I) 1977]. Analizó las respuestas de cuatro modelos experimentales de guitarra con variaciones estructurales amplitud vs. frecuencia. Cada respuesta se midió con micrófono, a partir del sonido producido mediante un excitador localizado en el puente de los modelos. Las modificaciones estructurales consistieron en variar el número de barras del abanico de la tapa de la guitarra, con el propósito de observar cambios en las oscilaciones de ésta por la influencia de las barras en las propiedades elásticas del sistema; sin embargo, la torsión provocada por las cuerdas y la presencia del puente también generaron cambios en dichas oscilaciones. De hecho, se menciona que la afinación del instrumento tiene gran dependencia de la calidad y posición del puente, aunque no se reportó ningún resultado al respecto. En la segunda parte [Jovicic (II) 1977], se muestran modos de vibración operacional visualizados mediante interferometría de hologramas, para algunas frecuencias en los cuatro modelos, y para amplitudes diferentes de excitación manteniendo constante la frecuencia en el modelo con menos barras. Se observa que los patrones se van modificando conforme se van añadiendo barras a la tapa, y además en las figuras correspondientes a 724 Hz es evidente que el puente está localizado en una línea nodal para los cuatro modelos.

Firth [1977] resalta que la forma de la boca y el puente de la guitarra facilitan más un análisis de la resonancia de Helmholtz, en comparación con el violín debido a sus bocas en f y puente despegado. Analizó esta resonancia y su interacción con algunos modos bajos de vibración de la tapa superior. Firth ubicó la resonancia de Helmholtz en 90 Hz mediante dos métodos: tapando la boca con un cartón ligero, y con un micrófono dentro de la boca con el cuerpo inmovilizado. Su estudio sólo abarcó hasta las tres primeras resonancias, la del aire y las dos primeras de la tapa. Reportó la impedancia de la tapa superior medida a lo largo de su línea de simetría y a lo largo de la línea del puente y para cada resonancia, mediante una cabeza de impedancia. Para evitar el traslape de las primeras dos resonancias de la tapa en los espectros, movió el lugar de excitación en la terminación de la sexta cuerda en el puente, hacia el centro de éste, así que el segundo modo de la tapa no se excitó. Considerando los resultados obtenidos, y la fase entre velocidad y fuerza de las mediciones excitando en el centro del puente, propuso un circuito acústico análogo para la guitarra con respecto a ese punto de excitación. En este circuito, ciertos valores para los elementos del circuito pueden modificarse en una guitarra completada, por ejemplo, aumentando la masa del puente con pesas. El circuito se usó para describir el funcionamiento de la guitarra, en el intervalo de la resonancia del aire y la primera resonancia de la tapa.

Caldersmith [1978] publicó que mediante la interferometría de hologramas y transductores, es posible determinar que en el modo de vibración más bajo de la tapa superior en una guitarra, los lados proveen de fronteras verticales rígidas y además que la tapa posterior no se excita. A partir de estas consideraciones, el comportamiento de la guitarra puede interpretarse como una caja acústica reflectora de bajos. El pistón de aire oscila con una diferencia de fase de 90° con respecto a la tapa superior en la resonancia del aire, y de 0 a 180° rápidamente para estar en fase con la tapa en la segunda resonancia. Se han propuesto también modelos analíticos cuantitativos con el fin de utilizarse para esta tarea, de dos (tapa superior y cavidad de aire) y tres osciladores (anexando los efectos de la tapa posterior). Con el modelo de dos osciladores se obtienen parámetros cercanos correspondientes al comportamiento vibratorio medido experimentalmente en las dos resonancias más bajas de una guitarra. Incluso a partir de la movilidad de la tapa superior de una guitarra ensamblada, es posible identificar la resonancia de Helmholtz y la de la tapa desacopladas. En dicha medición aparece una antirresonancia entre las dos resonancias más bajas, a diferencia de la gráfica del nivel de presión sonora, donde ésta no aparece. El cambio de fase entre el aire de la boca y la tapa, en la primera y la segunda resonancia, es quizá la evidencia experimental más directa de un acoplamiento entre ambas. Un buen instrumento está caracterizado por un acoplamiento grande.

Mediante el modelo de tres osciladores, se añade la tapa posterior, lo cual no provoca cambios interesantes en los parámetros del modelo de dos osciladores. Aunque la presencia de la tapa posterior adiciona más resonancias al sistema, este incremento provoca un decremento en la respuesta en frecuencias bajas [Christensen 1982].

Estos modelos simples continúan usándose ampliamente para explicar el comportamiento de la guitarra en sus primeras resonancias, las cuales ocurren aproximadamente entre 90 y 220 Hz. Sin embargo, analizando funciones de distribución de energía de varias piezas musicales, entre otros sonidos, tocados con guitarras de características diferentes, se nota que la mayor cantidad de energía que radia, está en frecuencias a partir de 400 Hz [Christensen 1983]. En gráficas mostradas en la referencia, las frecuencias menores a 400 Hz aportan

alrededor de 25% de la energía total radiada, mientras que entre 400 y 500 Hz hay un incremento abrupto de alrededor de 55% más de energía, y el 20% restante viene dada por frecuencias más altas.

Se pueden llevar a cabo interpretaciones sobre el comportamiento de la guitarra a partir de su respuesta, en intervalos diferentes de frecuencias. Esto se ha hecho en las cuatro resonancias más bajas (radiación monopolar 90-500 Hz), las resonancias de multipolo (caracterizadas por un bajo nivel de salida 500-1500 Hz) y las resonancias continuas (1500-5000 Hz). Se han encontrado ciertas relaciones objetivas de la calidad de una guitarra con algunos parámetros, por ejemplo, guitarras de buena calidad muestran un acoplamiento que incluye la tapa posterior, aunque esto muestre cambios poco significativos [Caldersmith 1985].

Como se ha visto entonces, el acoplamiento de las diferentes partes de un sistema vibratorio es determinante en su respuesta, por eso se debe diseñar cuidadosamente cada parte para no tener efectos indeseados, tal como sucede con las guitarras de mala calidad, donde la rigidez del puente suele disminuir gran parte de la respuesta. Sin embargo, todas estas discusiones deberían respaldarse por un grupo de músicos [Caldersmith 1982].

Algunas pruebas auditivas se llevaron a cabo en Alemania en un intento de correlacionar la calidad de las guitarras y su respuesta en frecuencia [Meyer 1983]. El factor de calidad y la amplitud de la resonancia correspondiente al primer modo asimétrico de la guitarra (con una línea nodal atravesando la tapa pasando longitudinalmente por el puente), mostraron estar relacionadas con guitarras de alta calidad al graficar sus curvas de respuesta.

Kasha [1982] también publicó un estudio sobre el diseño asimétrico de la tapa superior de la guitarra (tanto en el abanico como en el puente y la boca), argumentando que en general todos los instrumentos se construyen asimétricamente (por ejemplo, el violín). Mencionó que el puente además de servir como punto terminal de las cuerdas, también es el transmisor de la energía vibracional de la cuerda a la tapa, y es recomendable poner atención especial en la impedancia mecánica del puente y su dependencia en frecuencia.

2.2 MODOS DE VIBRACIÓN MULTIPOLAR

La radiación sonora de estructuras planas subamortiguadas excitadas armónicamente, puede asociarse a modos de vibración en la estructura. Un caso particular se ocasiona si se sujeta en su contorno: su superficie forma regiones contiguas que varían su fase vibratoria y están separadas por líneas nodales sin vibración. Estas regiones son referidas en este trabajo como “polos”, y algunas configuraciones pueden tener nombres asociados al número de polos. Si ninguna línea nodal atraviesa la estructura, puede decirse que tiene vibración monopolar (un polo). Si una línea nodal la atraviesa, la vibración es dipolar (dos polos); con dos líneas nodales la vibración es tripolar (tres polos). A partir de cuatro polos, simplemente se dice que la estructura presenta vibración multipolar, y puede mencionarse el número de polos. La Figura 2 muestra un ejemplo de seis configuraciones de vibración en una tapa de guitarra. Las tres imágenes del primer renglón son modos de vibración comúnmente conocidos en trabajos sobre física de la guitarra como monopolo, dipolo y tripolo; mientras que las del segundo renglón corresponden a modos multipolares.

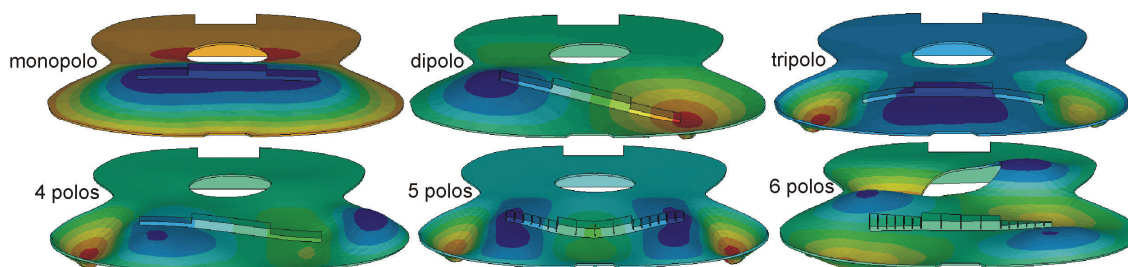


Figura 2. Vibración de una tapa de guitarra visualizada mediante polos. El renglón de abajo corresponde a vibración multipolar.

Las características vibroacústicas de una guitarra clásica involucran la interacción de todas sus partes. Dependiendo del rango de frecuencia, algunas partes tienen más influencia que otras en el sonido radiado. Se

ha alcanzado cierto consenso en la funcionalidad en el rango de frecuencias bajas, como explicaron algunos autores citados en la sección 2.1. La primera y segunda resonancias de la guitarra, corresponden a un acoplamiento: la resonancia del pistón de aire en la boca, y la primera resonancia de la tapa (el monopolio, arriba a la izquierda en la Figura 2). La Figura 3 muestra una vista de una guitarra cortada, identificando los elementos de este acoplamiento, según es descrito por Caldersmith [1978].

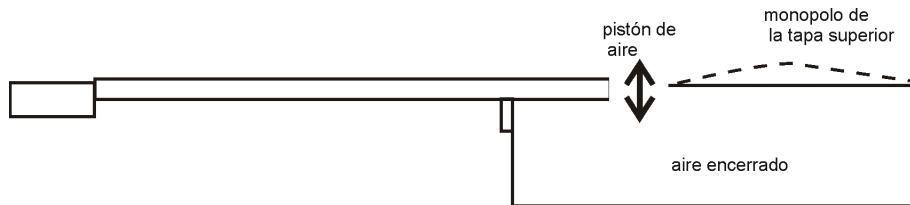


Figura 3. Diagrama de los elementos vibratorios de la guitarra en sus dos resonancias más bajas.

La siguiente resonancia de la guitarra no es un radiador muy eficiente, debido a que la tapa superior presenta dos polos divididos por el eje de simetría de la tapa (arriba al centro de la Figura 2). Esta configuración geométrica provoca un efecto de cancelación dipolar en la radiación sonora, especialmente notorio justo frente a la tapa. La siguiente resonancia presenta otra configuración dipolar, cuya influencia en el sonido de la guitarra no ha sido claramente explicada. En la sección 5.6.2.1 de la presente tesis, se propone una explicación de su eficiencia de radiación. Estas cuatro primeras resonancias, aparecen en prácticamente cualquier guitarra clásica con variaciones ligeras, incluso si la estructura tiene diseños diferentes.

Con el incremento de la frecuencia, la tapa superior adquiere gran importancia en la calidad del sonido. Su comportamiento presenta modos de vibración multipolar (4 o más polos, renglón inferior de la Figura 2) con frecuencias de resonancia tan cercanas, que su interacción y acoplamiento los vuelve difíciles de medir, modelar, y analizar. En este rango de frecuencia, cada diseño de la tapa superior de una guitarra, funciona de una manera diferente. Éstos pueden dividirse en dos categorías: abanico simétrico (como el diseño Torres de la Figura 1), y abanico asimétrico (Figura 4).

Por un lado, Caldersmith [1982] analizó funciones de respuesta de dos guitarras con abanico Torres. Captó su radiación con micrófono, excitando en el puente mediante barridos de frecuencias. En las respuestas de ambas notó la contribución significativa de un modo de vibración tripolar (tripolo, arriba a la derecha en la Figura 2), al compararlas con la de una guitarra de abanico cruzado que no presentó dicho modo, y que en general mostró una reducción de amplitud en su respuesta sonora. Después, Lai & Burgess [1990] utilizaron dos guitarras para experimentos, incluyendo una de las usadas por Caldersmith. Midieron la eficiencia de radiación dividiendo la potencia sonora radiada por la tapa superior (con una sonda de intensidad) entre la potencia de entrada (a partir de la señal de un acelerómetro), y mostraron que el tripolo presentó valores de eficiencia de radiación relativamente altos.



Figura 4. Ejemplo de un diseño de abanico asimétrico (cortesía de Iván Risquez)

Por otro lado, Kasha & Kasha [1982] diseñaron un abanico asimétrico para la tapa superior, interpretando el comportamiento vibratorio de la tapa superior como una aproximación al de una placa circular. Intentaron obtener polos más grandes con la excitación de las cuerdas afinadas en frecuencias bajas y polos más pequeños para cuerdas de frecuencia alta. Para esto, colocaron un abanico radialmente argumentando que

ofrecería un mejor control de la impedancia mecánica de la tapa. Sin embargo, no mostraron ninguna comprobación teórica o experimental de haberlo logrado, ni de que estas consideraciones sean benéficas para la calidad del instrumento. No obstante, este diseño ha inspirado algunos lauderos como Eban [1998], quien además incluyó un puente con cortes transversales. Usando el método de Chladni, ella reportó que aunque en sus guitarras no aparece el tripolo, es posible obtenerlo con un puente sin cortes. Sin este modo de vibración, su diseño ha recibido críticas positivas por guitarristas. Después, Rossing & Eban [1999] analizaron los modos de vibración para este diseño de guitarra asimétrica, usando una técnica experimental de holografía electrónica, y la radiación sonora captada con micrófono. Lograron corroborar que los modos normales de vibración en bajas frecuencias son similares a los de una guitarra tradicional, pero que en frecuencias más altas los modos sí son más dependientes de la configuración del abanico. Además comentaron que esta configuración asimétrica aparenta mejorar la radiación del instrumento, aunque no se nota claramente en las gráficas de NPS que reportaron. Como puede verse, no hay un consenso acerca de cuál es la configuración estructural óptima para la guitarra clásica, especialmente en modos de vibración multipolar.

2.3 MODELADOS NUMÉRICOS DE LA GUITARRA

Con el incremento en la velocidad de procesamiento en las computadoras, la aplicación de métodos numéricos comenzó a implementarse en estudios referentes a la guitarra.

Richardson & Walker [1987] publicaron el uso de datos generados mediante MEF, para calcular la respuesta de presión sonora en campo libre de una guitarra. Mostraron que modelar la guitarra como si estuviera montada en una pantalla infinita, limita las comparaciones con las mediciones experimentales, debido a que sólo se obtiene una concordancia básica. Para mediados de la década de los 90's, las comparaciones entre cálculos numéricos y resultados experimentales obtenidos de instrumentos musicales, se publicaban con relativa frecuencia. Bissinger [1995] estudió las consecuencias de remover el alma del violín, en su comportamiento mecánico y acústico, mediante análisis modal y el cálculo de radiación mediante el método de elementos de frontera. Este método resuelve ecuaciones diferenciales parciales que han sido formuladas como ecuaciones integrales, mallando la superficie a modelar. A menudo es más eficiente que MEF, pero suele presentar dificultades al discretizar volúmenes. Bissinger comentó la diferencia entre los modos de vibración normales (puntos moviéndose en fase) y complejos (de onda viajera). Ezcurra [1996] utilizó MEF para estudiar la influencia de las materiales en los modos bajos de una tapa de guitarra libre, variando las propiedades elásticas de la madera en un modelo computacional, cabe mencionar que sin un respaldo experimental.

Antes de finalizar la década de los 90s, se publicaron dos trabajos casi de manera simultánea, en los cuales se analiza la vibración y radiación de la tapa de la guitarra, mediante métodos experimentales y analíticos distintos. Griffin et al. [1998] propusieron una extensión a los modelos para los dos modos más bajos de la guitarra, incluyendo el primer modo asimétrico. Utilizaron aproximaciones analíticas mediante funciones de Bessel a la deformación de la tapa, las cuales pueden mejorarse mediante MEF según comentaron. La integral de Rayleigh se utilizó para calcular el nivel de presión sonora. Le Pichon et al. [1998] presentaron un método para calcular la radiación de presión sonora, a partir de la velocidad normal de la tapa superior e inferior sin pantalla, basado esencialmente en algoritmos usando la transformada rápida de Fourier (abreviada FFT de los vocablos en inglés). Obtuvieron una concordancia aceptable con mediciones experimentales, donde además incluyen la influencia del aire mediante el modelo de dos osciladores de Christensen mencionado anteriormente. Estos trabajos de Griffin et al. y Le Pichon et al. se tomaron como base para la presente investigación.

Actualmente, aunque esporádicamente se publican trabajos con un enfoque distinto, la mayoría de los artículos sobre la física de la guitarra tratan sobre simulaciones numéricas de su comportamiento. Se han desarrollado modelos numéricos detallados, como resultado de varios años de investigación. Elejabarrieta et al. [2001-2002] han comparado la factibilidad de usar modelos de MEF con este fin, verificando sus resultados con experimentos, y según lo sabido por el autor de este trabajo, actualmente estos modelos incluyen la caja de resonancia completa acoplada con el aire que encierra. Hill et al. [2004] muestran cómo la admitancia de entrada de una guitarra, y su respuesta de presión sonora en un punto arbitrario en su campo de radiación, pueden caracterizarse y reconstruirse usando unos pocos parámetros acústicos utilizando descomposición armónica esférica. Sin embargo, este modelo es incapaz de producir resultados arriba de 600 Hz, donde mencionan que la masa efectiva del puente es significativa, y los modos de vibración son incompatibles con radiación monopolar y dipolar.

Bécache et al. [2005] presentaron un estudio numérico en el dominio del tiempo para modelar una guitarra. Incluye el desplazamiento transversal de la cuerda excitada por una fuerza pulsada, el movimiento de flexión de la tapa y la radiación sonora en el aire. El modelo considera el puente y las barras transversales de la parte superior de la tapa, pero no las demás partes del abanico para facilitar el cálculo computacional. En 2007 French publicó un trabajo sobre la configuración estructural de la guitarra y su influencia en bajas frecuencias mediante la conocida técnica de "actualización de modelo". Retomó los modelos de osciladores para el comportamiento de las resonancias más bajas de la guitarra.

Otra aplicación de análisis modal usando MEF se está realizando en Japón. Okuda & Ono [2008] han publicado recientemente modelaciones de cómo tapas hechas con materiales sintéticos, pueden tener modos de vibración similares a tapas de madera.

2.4 LA FÍSICA DE LA GUITARRA EN EL CCADET

El Centro de Ciencias Aplicadas y Desarrollo Tecnológico es una dependencia multidisciplinaria de la Universidad Nacional Autónoma de México. Su Laboratorio de Acústica y Vibraciones tiene una cámara anecoica, una cámara reverberante y una cámara de transmisión. Cuenta con equipo de medición que incluye transductores y analizadores de señales entre otros dispositivos, principalmente de la marca Bruel & Kjaer. Cuatro de los cinco sinodales de esta tesis (R. Ruiz Boullosa, F. Orduña Bustamante, P. L. Rendón, y S. J. Pérez) forman parte del personal académico, complementado por A. Pérez López. Todo el personal académico actual del Laboratorio de Acústica y Vibraciones ha participado en alguna publicación relacionada con la guitarra al menos en una ocasión.

Al concluir sus estudios de maestría en la Universidad de Southampton, Boullosa [1981(1)] comenzó una de las principales líneas de investigación para el Laboratorio de Acústica y Vibraciones: la física de la guitarra clásica. En dicho trabajo realizó un estudio vibratorio de una tapa de guitarra, a partir de excitación transitoria y captando la respuesta mediante vibrómetro láser. Algunos resultados y la metodología usada se publicaron en un artículo [Boullosa 1981(2)] citado en cinco ocasiones. Entre estas citas se encuentra una referencia en el capítulo sobre instrumentos de cuerda pulsada, en el libro "Física de los instrumentos musicales" [Fletcher & Rossing 1991].

R. Ruiz Boullosa ideó un algoritmo para dibujar el contorno de la caja de una guitarra, el cual se aceptó en el Journal of Guitar Acoustics, a publicarse en 1983. Sin embargo, la revista dejó de circular en ese año, publicando únicamente siete números. Cinco de éstos son parte de la colección de R. Ruiz Boullosa, sobre trabajos acerca de la física de la guitarra. El autor de la presente tesis implementó el algoritmo en un paquete de Dibujo Asistido por Computadora, generando curvas perfectamente conectadas al seguir el procedimiento descrito.

Felipe Orduña Bustamante realizó su tesis de licenciatura en 1987 en el Laboratorio bajo la tutoría de R. Ruiz Boullosa, investigando experimentalmente la calidad de un grupo de guitarras. Los experimentos se dividieron en dos grupos: el primero fue el de pruebas subjetivas de seis guitarras a juicio de un grupo de expertos (guitarristas, lauderos y músicos en general); y el segundo sobre pruebas experimentales, para determinar parámetros acústicos intentando reflejar las opiniones recabadas. Cinco años después los resultados principales se publicaron en una revista internacional [Orduña-Bustamante 1992].

Boullosa [1997] publicó en español una introducción a la acústica de la guitarra. El trabajo abarca de manera general, tópicos que van desde de interpretaciones filosóficas de la música, hasta cómo se pueden hacer mediciones experimentales del comportamiento del instrumento. Una de las finalidades de este trabajo, era motivar nuevos estudiantes a incursionar en la física de la guitarra. Ese mismo año, se presentaron dos trabajos en la Reunión de la Sociedad Americana de la Acústica. En el primero, Boullosa & Orduña-Bustamante [1997] utilizaron datos experimentales para modelar numéricamente el sonido de una guitarra clásica, a partir de funciones de respuesta mecánica y acústica. En el segundo se reportaron pruebas subjetivas en una guitarra clásica. Cuatro guitarras de calidades presumiblemente diferentes se sometieron de nuevo a pruebas subjetivas: ante una audiencia general, y ante maestros y estudiantes de guitarra. Este último trabajo se seleccionó para publicarse en una versión electrónica [Orduña-Bustamante & Boullosa 1997]. Al año siguiente (1998), y con la colaboración de A. Pérez López, se publicó otro artículo. Además de las pruebas subjetivas mencionadas, también se incluyó la eficiencia de radiación de cada guitarra, utilizando un procedimiento

estándar en la cámara reverberante. Los resultados sugirieron que una eficiencia de radiación relativamente alta, puede correlacionarse con un instrumento de buena calidad [Boullosa et al. 1998]. Además, la revista *New Scientist* publicó una reseña sobre el trabajo en el número de noviembre del mismo año [Hamer 1998].

En el Simposio Internacional en Acústica Musical, se presentó un extenso sobre la radiación de una guitarra excitada en los puntos terminales de las cuerdas, tanto en el puente como en el hueso del clavijero [Boullosa & Orduña-Bustamante 1998]. El trabajo estuvo basado en los comentarios de Arthur Benade (mandados por correspondencia) acerca de un trabajo preliminar de Boullosa.

Orduña Bustamante dirigió la tesis de Francisco Fernández del Castillo [2000], para obtener el título de Licenciado Instrumentista (guitarra). En el trabajo se analizaron métodos diferentes para afinar la guitarra, discutiendo ventajas y desventajas que cada uno ofrece. Los factores que más influyeron en la afinación de la guitarra en las pruebas realizadas fueron: el procedimiento de afinación, la deformación de las cuerdas y el acoplamiento de las cuerdas con el cuerpo de la guitarra. Los resultados del trabajo se expusieron en el Congreso Nacional de Física del 2000, y publicados dos años después en *Soundboard-Guitar Foundation of America* [Fernández & Orduña-Bustamante 2002].

Mientras tanto, otra investigación se llevó a cabo por Boullosa [2001], midiendo funciones de respuesta mecánica en los dieciocho trastes de la guitarra. Se graficó la deflexión del brazo para dos frecuencias relativamente bajas. A ciertas frecuencias, los trastes mostraron tener una influencia considerable, en la transmisión de la energía de la cuerda hacia el cuerpo. Con estos análisis se mostró que el diapasón no es, como era considerado normalmente, una terminal rígida en la vibración de las cuerdas de una guitarra clásica. El trabajo también se presentó en el Simposio Internacional de Acústica Musical del 2001.

La primera versión de la Conferencias Iberoamericanas de Acústica, dentro de la reunión de la Sociedad Americana de la Acústica se llevó a cabo en Cancún en el año 2002. R. Ruiz Boullosa participó con una conferencia sobre los trabajos hechos en México sobre acústica de la guitarra, concretamente en la UNAM [Boullosa 2002(1)], por invitación personal del Dr. Thomas Rossing, junto con quien también fue moderador de la sesión sobre guitarra.

Otro artículo se publicó al año siguiente por Boullosa [2002(2)], al reportar mediciones del comportamiento vibratorio de tres tapas de guitarra. Se construyeron de tres maderas diferentes, y se excitaron mediante impulsos para capturar sus respuestas. Los resultados mostraron que las tapas radian sonido de manera considerable en frecuencias mayores a 2000 Hz.

Un estudio se publicó por Boullosa [2003] acerca de la transmisión de la energía en la guitarra clásica, a través de los trastes. Reportó mediciones relacionando las vibraciones de la tapa superior (en el puente) y el diapasón de una guitarra clásica, a sus contribuciones individuales a la radiación sonora total.

En 2004, el autor de la presente tesis ingresó al Programa de Maestría y Doctorado en Ingeniería de la UNAM, para empezar un nuevo proyecto derivado del trabajo presentado como tesis de Licenciatura en el Instituto Tecnológico de Querétaro [Torres 2003]. Bajo la tutoría de R. Ruiz Boullosa en el Laboratorio de Acústica y Vibraciones en el CCADET, presentó una tesis de Maestría en Ingeniería Eléctrica [Torres 2006]. Se realizó la calibración experimental el análisis modal de una tapa de guitarra con condiciones de frontera libre modelada con MEF. De esta investigación se produjeron varias participaciones en congresos. En 2005 presentaron un trabajo junto con Pérez López y S. J. Pérez, en el Congreso de la Sociedad Mexicana de la Instrumentación [Torres et al. 2005]. Consistió en la obtención de funciones de respuesta en frecuencia de tres guitarras, excitándolas con el golpe de una esfera que se deslizaba por una rampa. El trabajo estuvo basado en un experimento reportado por Sali [2002], para estimar la calidad de una guitarra mediante funciones de respuesta. En la siguiente edición del Congreso (2006), Torres y R. Ruiz Boullosa participaron con otro trabajo detallando la obtención de módulos elásticos de la madera (especialmente el cortante) para una tapa de guitarra, combinando métodos experimentales y numéricos [Torres & Boullosa 2006]. Una publicación electrónica se realizó también como parte del Festival Cultural de la Guitarra, en Paracho. Se reportó un procedimiento para escuchar la resonancia más baja de una guitarra, excitándola mediante el aire de un compresor [Torres 2008].

Se realizó otra tesis de licenciatura en el Laboratorio [García M. 2008], dirigida por Arturo Orozco Santillán. El trabajo se trató de un estudio sobre la influencia en el comportamiento de una guitarra, del diapasón adherido a la tapa superior. El estudio involucró mediciones experimentales y simulaciones usando MEF.

3 TEORÍA

Uno de los pilares de la ciencia es basar definiciones en términos más simples, que a su vez están basados en conocimientos establecidos. Por ejemplo, supóngase que se quiere analizar una gota de agua. Se puede partir de la definición del agua desde un punto de vista químico: dos moléculas de hidrógeno y una de oxígeno. El hidrógeno es un elemento químico de número atómico 1...

En este capítulo se presentan algunos de los puntos del conocimiento preestablecido, para realizar una investigación de la radiación sonora de una estructura. Están divididos en dos partes: la vibración de la tapa, y su radiación sonora propagada en el aire.

En la parte de vibración de la tapa, se describe brevemente la respuesta de un oscilador armónico amortiguado, como introducción a la vibración en un medio continuo. Se define el término de análisis armónico amortiguado; y cómo se simula usando el Método del Elemento Finito, considerando sus limitaciones.

La parte de radiación sonora está basada en la Integral de Rayleigh. Se describe cómo se discretizó para los métodos numéricos, aplicando Acústica de Fourier. Finalmente hay un apartado sobre eficiencia de radiación, que involucra los cálculos vibratorios y acústicos.



Gotas de agua sobre una rosa.

3.1 VIBRACIÓN DE LA TAPA

En esta sección se presentan las bases teóricas para calcular la vibración de la tapa. Destacan dos consideraciones poco convencionales en estudios sobre la física de la guitarra clásica: el análisis armónico por medio de MEF, y la consideración de amortiguamiento en el sistema. A manera de introducción, se explicará brevemente el comportamiento de un sistema constituido por una masa sujeta a un resorte y un amortiguador (llamado oscilador armónico amortiguado), sometido a una excitación sinusoidal que aumenta su frecuencia gradualmente. En frecuencias bajas el resorte domina el desplazamiento y está en fase con la excitación. Conforme la frecuencia aumenta, la influencia de la fuerza inercial de la masa también incrementa [Inman 1994, p 68-69]. Para una frecuencia particular (la frecuencia natural) los términos de la masa y el resorte se cancelan uno al otro, y el amortiguamiento del sistema es el único que controla el desplazamiento. En el caso que el amortiguamiento fuera cero, el desplazamiento sería infinito. El desplazamiento se retrasa 90° y se dice que el sistema entra en condición de resonancia. Para frecuencias mayores, el término de la masa toma el control y el sistema comienza a comportarse simplemente como una masa, el desplazamiento disminuye y su defasamiento con la excitación será de 180° [Dossing 1988].

3.1.1 Medio continuo

Se entiende por medio continuo un conjunto infinito de partículas (que forman parte, por ejemplo, de un sólido, de un fluido o de un gas) que va a estudiarse macroscópicamente, es decir, sin considerar las posibles discontinuidades existentes en el nivel microscópico (nivel atómico o molecular). En consecuencia se admite que no hay discontinuidades entre las partículas, y que la descripción matemática de este medio y de sus propiedades, se puede realizar mediante funciones continuas.

3.1.1.1 Función de respuesta vibratoria

La respuesta vibratoria de un medio continuo puede darse relacionando la excitación (fuerza) con la reacción provocada (en términos de desplazamiento, velocidad o aceleración). Si la fuerza de excitación se aplica en el mismo punto donde se mide la respuesta, la función de respuesta (dada por el cociente) se llama función de respuesta puntual, mientras que si la fuerza se aplica en otro punto se le llama función de respuesta de transferencia.

Las funciones de respuesta graficadas en este trabajo son el cociente de la velocidad X' (la primera derivada temporal del desplazamiento X) en el punto de excitación, y la fuerza aplicada F . Se llama movilidad puntual, o simplemente movilidad. Si para un modo individual de un sistema vibratorio, se conoce la masa efectiva (o equivalente) M en el punto de excitación, el factor de calidad Q y la frecuencia de resonancia ω_0 ; su movilidad está dada por

$$\frac{X'}{F} = \frac{i\omega}{M(\omega^2 - \omega_0^2 + i\omega_0\omega/Q)} \quad (1)$$

En este trabajo, también se utilizó otro tipo de respuesta para comparar el movimiento total de la tapa para cada frecuencia. Se graficó el promedio de la velocidad V_{prom} de la superficie de una tapa de guitarra, expresada como

$$V_{\text{prom}}(f) = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N |v_j(f)| \quad (2)$$

donde V_j es la j -ésima velocidad de un total de N elementos de un plano discretizado de la tapa, a una frecuencia f .

3.1.2 Análisis armónico

Cualquier carga cíclica producirá una respuesta (armónica) en un sistema estructural. El análisis armónico es una técnica que se usa para determinar la respuesta de una estructura lineal, a cargas que varían sinusoidalmente (armónicamente) con el tiempo. La idea es calcular la respuesta de la estructura a muchas frecuencias y obtener una gráfica de alguna cantidad de respuesta (velocidad / fuerza en esta tesis) contra la frecuencia [ANSYS 2004, Cap 4]

3.1.2.1 Planteamiento aplicando MEF

La representación de MEF para una estructura continua lleva a un sistema matricial de la forma

$$\mathbf{M}\mathbf{x}'' + \mathbf{C}\mathbf{x}' + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{f}(t) \quad (3)$$

donde **M**, **C** y **K** son las matrices de $n \times n$ que contienen los términos de masa, rigidez y amortiguamiento, correspondiente al ensamble de los elementos (finitos) matriciales individuales. La fuerza aplicada es un vector **f(t)** de $n \times 1$ y las respuestas de desplazamientos corresponden al vector **x** de $n \times 1$. El análisis modal se lleva a cabo al obtener los vectores propios del sistema, cuando el lado derecho de la Ecuación (3) es igual a cero. Cada valor propio tendrá $n+1$ incógnitas (el desplazamiento de cada grado de libertad y la frecuencia) obteniendo un sistema indeterminado de ecuaciones, porque el sistema tendrá n ecuaciones de movimiento. Entonces, las amplitudes de los desplazamientos de los grados de libertad cada modo de vibración, se expresan como relaciones de desplazamientos entre ellos [Hatch 2001, Cap. 7]. El análisis modal con MEF ha sido reportado ampliamente en estudios de instrumentos musicales, y sólo un trabajo se encontró con funciones de respuesta calculadas con MEF, pero sin validación experimental [Elejabarrieta et. al. 2003].

Al igualar el lado derecho de la Ecuación (3) con una fuerza de excitación definida a través de su dirección, magnitud, ubicación y frecuencia; los desplazamientos de cada grado de libertad se determinan por un sistema con el mismo número de ecuaciones e incógnitas, porque a diferencia del análisis modal, la frecuencia se conoce. De esta manera, se puede obtener la respuesta armónica de un sistema estructural.

3.1.2.2 Implementación en programas de MEF

La aplicación del análisis armónico usando MEF, se realiza siguiendo prácticamente los mismos pasos al usar paquetería computacional especial. Básicamente, estos pasos se pueden dividir como:

- Dibujar el modelo.
- Definir las propiedades físicas involucradas de cada material: módulos elásticos, cortantes, razones de Poisson y densidad.
- Mallar el modelo.
- Definir el amortiguamiento (si aplica).
- Obtener la solución especificando el intervalo de frecuencias. La fuerza de excitación debe definirse mediante magnitud, dirección y punto de aplicación; y si se aplica gradualmente o en un solo escalón para cada paso de carga.
- Visualizar los resultados y/o extraerlos para procesarlos.

En los anexos de esta tesis se encuentra todo el código para realizar un análisis armónico de una tapa de guitarra, mediante el paquete ANSYS. En la sección 7.1.1 puede verse cómo se implementaron los pasos mencionados anteriormente. Además, en la referencia [Torres D., 2005] se encuentra una guía detallada de cómo se lleva a cabo aplicando MEF.

Las funciones de respuesta de MEF y los Modos de Deflexión Operacional (ODSs de sus siglas en inglés "Operational Deflection Shapes"), se calcularon por análisis armónicos. Los ODSs dependen de las fuerzas o cargas aplicadas a una estructura y representan la respuesta a una determinada fuerza en un punto determinado y, a diferencia de los modos de vibración, tienen unidades (la velocidad en el presente trabajo) y también se pueden definir para las estructuras que no están resonando [Richardson 1997]. Si en el modelo de

MEF se excita la estructura con un barrido de fuerzas sinusoidales de amplitud máxima constante de 1 N, en el punto equivalente de un arreglo experimental, el cálculo de la respuesta en velocidad de la estructura, es comparable a la movilidad de mediciones experimentales, como se realizó en este trabajo.

3.1.3 Consideración del amortiguamiento

Existen varias maneras de considerar el amortiguamiento en un sistema con grados de libertad múltiples. El amortiguamiento se introduce al análisis de una estructura en la matriz **C** de la Ecuación (3). Sus valores pueden ser constantes reales (proporcional histerético), variables reales (proporcional viscoso), constantes complejos (general histerético), o variables complejos (general viscoso) [Ewins 1984, p60].

La única manera de considerar el amortiguamiento en ANSYS para el análisis armónico de MEF, es un caso particular del amortiguamiento proporcional histerético (o estructural) que se llama simplemente amortiguamiento proporcional. Los modos de la estructura y las frecuencias naturales son casi idénticos a los de la versión sin amortiguamiento del modelo. En efecto, es posible derivar las propiedades modales de un sistema amortiguado proporcionalmente, de un análisis completo de la versión sin amortiguamiento y entonces hacer la corrección para la presencia del amortiguamiento. Mientras este procedimiento se usa a menudo en análisis teóricos de estructuras, debe notarse que sólo es válido en el caso de este tipo especial o distribución de amortiguamiento, lo cual puede no aplicar en estructuras reales estudiadas en análisis modal [Ewins 1984, p45].

Este amortiguamiento se llama proporcional, porque la matriz de amortiguamiento **C** de la Ecuación (3) puede considerarse como una combinación de **K** y **M** de la forma

$$\mathbf{C} = \beta \mathbf{K} + \gamma \mathbf{M} \quad (4).$$

Para muchos casos prácticos, el amortiguamiento proporcional a la masa puede ignorarse ($\gamma=0$), siendo **C** únicamente proporcional a **K** por el factor β definido por

$$\beta = 2\zeta / \omega_0 \quad (5),$$

donde ω_0 es la frecuencia de resonancia, y el amortiguamiento ζ puede obtenerse por el método de amplitud de pico a partir de mediciones experimentales [Ewins 1984, p157]. En este método, se detectan picos individuales de resonancia de una función de respuesta en frecuencia, y la frecuencia con respuesta máxima se toma como la frecuencia natural del r-ésimo modo ω_r . Después, el valor máximo de la función de respuesta α se captura, y el ancho de la banda de frecuencia $\Delta\omega$ de la función para un nivel de respuesta de $\alpha/\sqrt{2}$ se determina. El amortiguamiento del modo en cuestión ζ_r se obtiene aplicando

$$\zeta_r = 2(\Delta\omega / \omega_r) \quad (6)$$

La respuesta forzada armónicamente de un sistema amortiguado, es de la forma de una función armónica de la misma frecuencia que la fuerza de excitación; con una diferencia de fase con respecto a ésta, y una amplitud diferente. Se espera el cambio de fase por efecto de la fuerza de amortiguamiento, y la respuesta puede expresarse utilizando números complejos. Cuando tanto la parte real como la parte imaginaria de la respuesta de una estructura tienen valores diferentes a cero, en el movimiento descrito por **x** de la Ecuación (3), no todos los grados de libertad alcanzarán sus desplazamientos máximos y mínimos al mismo tiempo, sino que será una mezcla de oscilaciones con una diferencia de fase de 90°. Esta condición provoca un movimiento en el cual el sistema parece ser atravesado por una onda viajera. Incluso para frecuencias de resonancia en las que

$$\frac{2|f_a - f_b|}{f_a + f_b} \leq O(\zeta) \quad (7)$$

donde f_a y f_b son dos frecuencias de resonancia y $O(\zeta)$ se refiere al orden del amortiguamiento ζ en el sistema, es difícil delimitar claramente las contribuciones de los modos de vibración más cercanos [Ewins 1984, p66].

El programa usado para las simulaciones de MEF no permite usar un amortiguamiento para cada modo en el tipo de análisis realizado, así que el amortiguamiento al sistema se introdujo con un sólo valor de ζ , por lo que se llama relación constante de amortiguamiento. Esto generó ODSs con valores complejos.

3.1.4 Limitaciones del modelo de MEF

El modelo utilizado en los cálculos de MEF, no corresponde exactamente a la realidad de las condiciones de frontera de la tapa superior dada por la estructura de sujeción. Podría no tener una frontera fijada estrictamente. No obstante, las condiciones de frontera de la tapa en la simulación, se restringieron a 0 en los seis grados de libertad (tres de desplazamiento más tres de rotación). En otras palabras, la tapa ni se mueve ni rota en su contorno. Las demás partes de los modelos numéricos, tienen la misma longitud y forma de la tapa experimental; sin embargo, las propiedades geométricas de los componentes sólo pueden reproducirse con tolerancias determinadas de fabricación. Téngase en cuenta, que casi todos los valores de los parámetros utilizados en un análisis de elementos finitos son inexactos, cada uno de ellos asociado con cierto grado de incertidumbre. Por ejemplo, la dispersión del módulo de Young para muchos materiales, puede describirse a menudo como una distribución gaussiana con desviación estándar de ± 3 a 5%. Lo mismo ocurre con la variación de las cargas aplicadas a un modelo MEF [ANSYS 2004, Prob Des Tech].

3.2 RADIACIÓN SONORA DE LA TAPA

El principio básico que se usó fue considerar que, bajo ciertas condiciones, la radiación de una estructura con una superficie plana vibrante puede aproximarse por la presión radiada por una superficie sin pantalla. Estos métodos han sido empleados previamente en acústica de instrumentos musicales en un estudio referente al piano [Le Pichon & Laroche 1997] y a la guitarra clásica [Le Pichon et al. 1998]. En ambos trabajos, las superficies vibrantes se discretizaron mediante mediciones puntuales de velocidades normales utilizando un vibrómetro láser. A partir de estos datos calcularon la radiación sonora de las superficies, y se compararon con radiaciones medidas con micrófono obteniendo curvas similares. En el presente trabajo se presenta otra aplicación de estos algoritmos (explicados en esta sección) calculando la radiación sonora, a partir de mallas de velocidad de MEF de una tapa de guitarra.

3.2.1 Primera integral de Rayleigh

Esta ecuación se usa extensivamente para calcular la radiación sonora de fuentes planas. Provee un método para calcular la radiación en la mitad del espacio ($Z \geq Z'$) dada la velocidad normal en una superficie radiante $Z=Z'$, asumiendo que es delgada y está en una pantalla rígida, delgada e infinita [Williams 1999, p37]. En coordenadas cartesianas, la primera integral de Rayleigh es

$$p(x, y, z) = \frac{-i\rho ck}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} v(x', y', z') \frac{e^{ik|r-r'|}}{|r-r'|} dx' dy' \quad (8)$$

donde k es el número de onda (ω/c), c es la velocidad del sonido, ρ es la densidad del aire, v es la velocidad normal de la superficie, p es la presión, $|r-r'|$ es la distancia entre un punto $p(x,y,z)$ y la fuente puntual $v(x',y',z')$. La Figura 5 puede ser útil para clarificar las geometrías implicadas en la integral de Rayleigh.

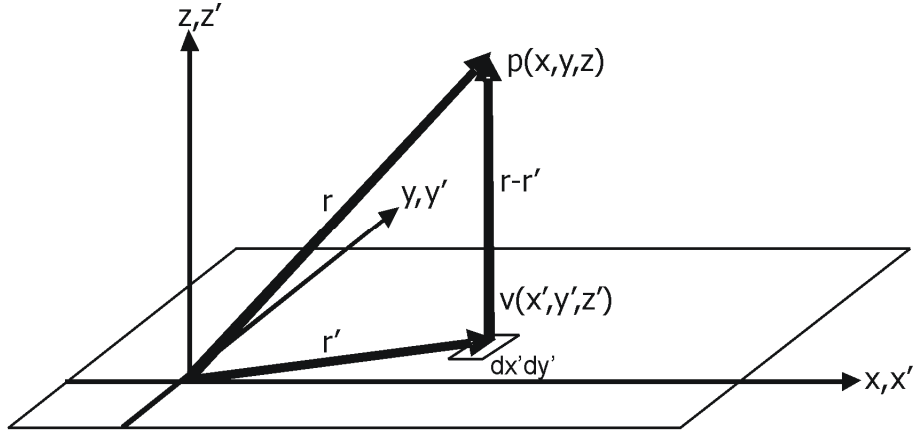


Figura 5. Interpretación geométrica de la primera integral de Rayleigh. El cuadro pequeño representa un elemento de área $dx'dy'$ con velocidad normal v . La integral indica que para una localización (x, y, z) esta área se barre en el plano completo (x', y') .

Una aproximación numérica de la Ecuación (8) puede realizarse aplicando

$$p_j = \frac{-ipck}{2\pi} \sum_{n=1}^N v_n \frac{e^{ik|r_j - r'_n|}}{|r_j - r'_n|} dx'dy' \quad (9)$$

donde las contribuciones de cada elemento n , de la distribución normal de velocidad de la superficie vibrante (x', y') discretizada en N segmentos de área $dx'dy'$; se suman para obtener la presión p_j en un punto en $Z > 0$ a una distancia r_j del origen del sistema de referencia tal que $|r_j - r'_n|$ es la distancia entre el elemento n y el punto p_j .

Si el dominio espacial de la velocidad normal $v(x, y)$ en el plano infinito $z=0$ (según se ilustra en la Figura 5), se cambia al dominio del número de onda k , a través de la transformada de Fourier bidimensional (denotada como letra mayúscula) aplicando

$$V(k_x, k_y) = \iint v(x, y) e^{-ik_x x} e^{-ik_y y} dx'dy' \quad (10)$$

la Ecuación (8) para $z=0$ puede escribirse como

$$p(x, y, 0) = \rho c \mathcal{F}^{-1} [V(k_x, k_y) k / k_z] \quad (11)$$

Donde \mathcal{F}^{-1} es la transformada inversa de Fourier, $p(x, y, 0)$ es la presión acústica en el plano $z=0$. Otra fórmula importante puede obtenerse al invertir la Ecuación (11) para dar

$$v(x, y) = 1/\rho c \mathcal{F}^{-1} [P(k_x, k_y) k_z / k] \quad (12)$$

donde $P(k_x, k_y)$ es la transformada de $p(x, y)$. Una vez que se conoce $P(k_x, k_y)$, calculada a partir de la presión en el plano $z=0$, es posible calcular el campo de presión sobre el volumen tridimensional desde $z=0$ al infinito, sin más información.

3.2.1.1 Implementación usando convolución bidimensional

La convolución bidimensional g de dos funciones h y f se define como

$$g(x, y) = f(x, y) \circ h(x, y) = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} f(\tau_u, \tau_v) h(x - \tau_u, y - \tau_v) d\tau_u d\tau_v \quad (13)$$

donde la variable τ se usa para cuantificar el cambio de una función con respecto a la otra, y \circ denota una convolución bidimensional. Programas como Matlab elaboran este cálculo una vez definidas f y h apropiadamente utilizando una discretización directa de la Ecuación (13). Para este trabajo se adaptó un algoritmo (incluido en la sección 7.2.2) que obtiene el mismo resultado pero varias veces más rápido aplicando el teorema de la convolución. Dicho teorema establece que para dos funciones f y g

$$\mathcal{F}[f(x,y) \circ g(x,y)] = F(k_x, k_y)G(k_x, k_y). \quad (14)$$

y así, una vez multiplicadas las transformadas de las funciones, la transformada inversa de Fourier da como resultado la convolución bidimensional. Con esta implementación, bloques completos de valores se obtienen aprovechando el algoritmo de FFT, en vez de calcularse cada elemento de manera individual.

La Ecuación (11) puede reescribirse definiendo h como un término llamado máscara de convolución

$$h(x, y, d) = -\frac{i\omega\rho}{2\pi} \frac{e^{ik(x^2+y^2+d^2)^{1/2}}}{(x^2 + y^2 + d^2)^{1/2}}, \quad (15)$$

obteniendo

$$p(x,y,d) = \mathcal{F}^{-1}[V_z(k_x, k_y)H_z(k_x, k_y)] \quad (16)$$

donde $d \geq 0$, y análogamente

$$v_{z=0}(x,y) = \mathcal{F}^{-1}[P_z(k_x, k_y)/H_z(k_x, k_y)] \quad (17).$$

La Ecuación (16) y la (17) son las bases de los algoritmos de radiación usados en este trabajo, y su implementación correcta requiere que las matrices sean colocadas en la esquina superior izquierda de otra matriz de valor doble en cada dimensión, y rellena con ceros. Los datos válidos estarán en el centro de la matriz resultante de la operación [Orduña-Bustamante & Cordourier, 2007].

3.2.1.2 Superficies planas radiantes sin pantalla

Para el caso de superficies radiantes sin pantalla, una técnica iterativa basada en FFT ha sido desarrollada [Williams 1983], para calcular la presión sonora radiada. En la Figura 6 se generaliza brevemente. El objetivo es obtener los valores de velocidad en el plano fuente fuera de los límites de la estructura, que generan que la presión sonora se cancele, también fuera de la estructura en el plano fuente. Esta cancelación es característica de una superficie radiando sin pantalla. El cálculo empieza imponiendo una distribución de velocidad (conocida) en la superficie radiante plana (x', y') , para el plano fuente correspondiente (valores de cero para el inicio del ciclo). Entonces, la presión sonora se calcula en todo el plano aplicando la Ecuación (16) para $d=0$ [Williams 1982]. El tercer paso de la iteración consiste entonces en imponer la presión fuera de (x', y') en el plano de la fuente igual a cero, lo cual corresponde al caso ideal sin pantalla. El cuarto paso consiste en calcular la velocidad en el plano de la fuente utilizando la Ecuación (17), que generaría el plano de presión impuesto en el paso anterior. Los mismos cuatro pasos se iteran hasta que la solución converge, dando un error aceptable mínimo entre la fuente de presión en el plano de la fuente teórica y calculada fuera de (x', y') , o entre la velocidad impuesta y calculada en (x', y') . De manera que puede establecerse que la radiación sonora de una superficie finita, como es el caso de la tapa de guitarra, puede calcularse a partir de su distribución de velocidad normal. No es necesario calcular por separado la radiación de la parte real e imaginaria en vibración complejas: se verificó que se obtiene el mismo resultado considerando la velocidad compleja en las fórmulas usadas. Un

pantalla de 4.5 cm se incluyó al modelo en elemento finito de la tapa para considerar la influencia de la estructura de sujeción.

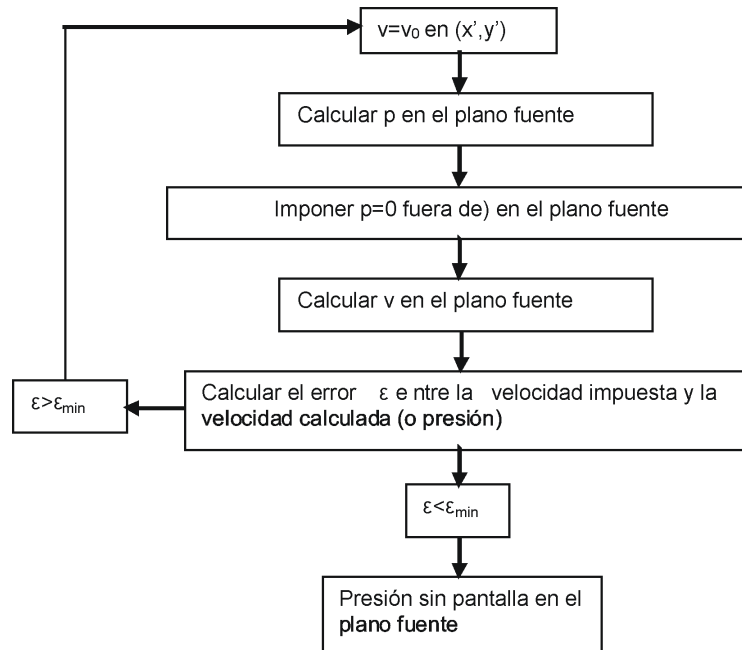


Figura 6. Método iterativo para fuentes planas sin pantalla.

3.2.2 Eficiencia de radiación

Una manera de relacionar una respuesta vibratoria con su respuesta sonora es mediante la eficiencia de radiación según la aplicación de Suzuki [1986]. Usó datos de análisis modal y de radiación sonora (por el método de intensidad de superficie) para estudiar características vibroacústicas de un piano. En el presente trabajo, la eficiencia de radiación η se calculó a partir de los datos de la simulación relacionando la potencia sonora radiada W_r por la tapa en $z \geq 0$, y la potencia de entrada W_i en el punto de excitación

$$\eta = \frac{W_r}{W_i} \quad (18)$$

donde W_r se calculó de la tasa promedio de flujo de energía a través de una superficie hemisférica de 1 m de radio desde el origen del sistema de referencia, aplicando

$$W_r = \int_S \frac{p^2}{2\rho_0 c} dS, \quad (19)$$

y W_i es igual a la mitad de la parte real de la velocidad en el punto de excitación si 1 N se aplica para todas las frecuencias según

$$W_i = \frac{\text{Re}[F_d(v_d)^*]}{2}. \quad (20)$$

4 PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

El año 2009 se declaró el Año Internacional de la Astronomía, debido a que se cumplieron 400 años de que Galileo Galilei dio a conocer sus apuntes sobre observaciones al cielo nocturno con un telescopio. Galileo no inventó el telescopio, y también es muy probable que no fuera el primer hombre en ver, por ejemplo, los satélites de Júpiter o las fases de Venus. El telescopio se había inventado unos treinta años antes, y se vendía en Holanda como una especie de juguete. Una diferencia radical entre el trabajo de Galileo y el que pudieron haber hecho otras personas al respecto, es que él lo escribió y lo difundió. De hecho, hoy en día es posible ver casi todas las cosas que reportó Galileo, con unos binoculares modestos y un buen cielo.

Además de reportar los resultados de un trabajo, es importante describir cómo se obtuvieron: esto promueve que otras personas puedan participar en la investigación.

En este capítulo está escrito lo necesario para reproducir el trabajo de esta tesis, por otras personas. Se detalla cómo es la tapa, cómo se excitó, visualizó y midió esta vibración. En estos puntos, viene explicada una técnica barata y fácil de implementar, para ver la vibración de una superficie.

También se incluyen los procedimientos para medir la radiación sonora de la tapa, y finalmente está descrita una prueba subjetiva propuesta por un revisor externo del trabajo.



La luna y Venus tomadas desde el Zócalo

4.1 LA TAPA

Se construyó una tapa de guitarra de 2 mm de espesor, con el apoyo de Ruy Gerrero. El origen del sistema cartesiano de referencia usado se localizó a la mitad de su eje de simetría, teniendo sentido positivo hacia la boca (considerado X) y hacia la derecha viendo el puente (considerado Y). La tapa se sujetó en todo su contorno (excepto en la zona donde se le monta el diapasón) mediante un marco de madera de 6,150 kg, con dimensiones de 45 mm de espesor y 107 mm de ancho. Además, esta estructura tiene un diapasón con clavijero similar al de una guitarra normal. La tapa se aprisionó en aproximadamente 10 mm de su contorno entre este marco de madera, y dos marcos (izquierdo y derecho) también de 45 mm de espesor y 13 mm de ancho. Se unieron a todo el marco grueso mediante tornillos (sin perforar la tapa), excepto en la zona del diapasón pegado al marco. Este montaje se ilustra en la Figura 7. Este marco se fijó en un atril de madera que pesó 3,900 kg; ambos diseñados y construidos con esta finalidad en un proyecto previo dirigido por R. Ruiz Boullosa.

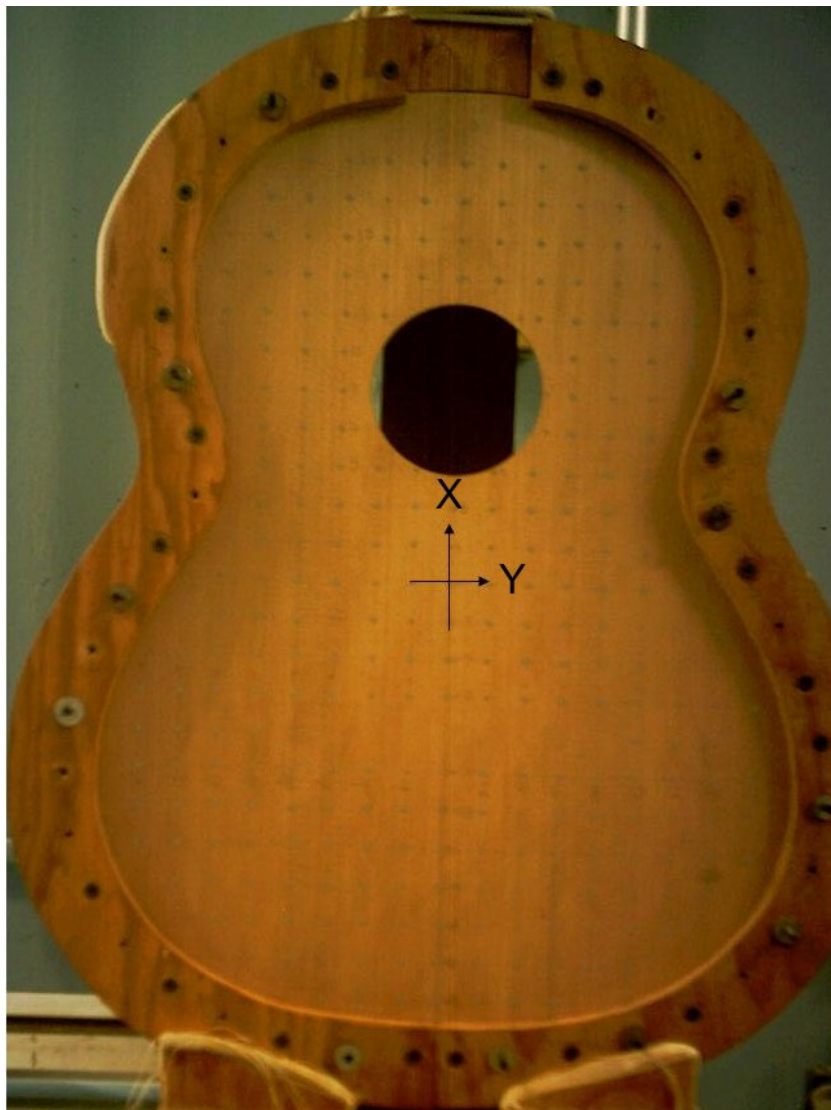


Figura 7. Tapa fijada en el contorno. Se muestra el origen del sistema de referencia

El uso de este mecanismo de sujeción permitió estudiar la tapa despreciando los efectos de toda la caja en una guitarra, bajo las siguientes consideraciones:

- Las dimensiones y peso del marco grueso, son mayores a los de una guitarra normal. Específicamente, la estructura de sujeción es mucho más pesada y rígida que la tapa estudiada. Por esto, se consideró que en el rango de frecuencias analizado, ambas estructuras oscilan sin presentar acoplamiento.
- El aire encerrado en la caja se comporta como resonador de Helmholtz en las primeras resonancias de la guitarra [Firth 1978], y tiene una rigidez de aproximadamente la mitad de la del primer modo de vibración de la tapa. Esta relación permite el acoplamiento entre ambas resonancias. Después de la segunda resonancia de la tapa, la influencia del aire de la caja se puede despreciar, pues la rigidez de los modos de vibración de la tapa es cada vez mayor conforme aumenta la frecuencia [Caldersmith 1981]. No se consideró el efecto de los modos de cavidad del aire. Los modos de vibración multipolar tanto de la tapa superior como de la inferior aparecen a frecuencias diferentes, así que el acoplamiento debido al aire entre éstas desaparece conforme la frecuencia aumenta [Rossing & Eban 1999].

4.1.1 Etapas de construcción

La tapa superior en un instrumento terminado se fija entre una condición con cero desplazamientos en la frontera pero no necesariamente cero rotaciones. Su sujeción había sido reportada como una complicación al hacer experimentos y simulaciones [Elejabarrieta et al 2001]. El sistema usado en este trabajo permitió montar y desmontar la tapa sin utilizar pegamento, para facilitar su manejo. Si bien las condiciones de frontera que provee a la tapa no corresponden exactamente al montaje en una guitarra terminada, éstas pueden simularse más fácilmente pues al parecer se evita la rotación en el contorno, lo cual puede delimitarse en el modelo de MEF. Nótese que el contorno modelado, no corresponde a la forma de la tapa, sino al marco, el cual impone las condiciones de frontera para el análisis haciendo irrelevante el resto del material. La construcción de la tapa de guitarra se realizó en cuatro etapas:

- Contorno y la boca delimitados.
- Adhesión del abanico y las barras transversales
- Adhesión del puente
- Cortes transversales al puente

Al inicio del proceso la tapa pesó 91,2 g, y con todas las estructuras adheridas y el puente modificado pesó 164,8 g

Tabla 1. Medidas de las barras del abanico y las transversales

	b1	b2	b4	b6	b8	b9	b10
h (mm)	7	6	6	5	17	16,5	15
h1(mm)	2	1,5	1,5	1	4,4	4,4	4,4
h2(mm)	2	1,5	1,5	1	4	4	4
L (mm)	239	245	233	204	237	272	249
L1 (mm)	59,5	61	58,5	50	41	46	39
L2 (mm)	59,5	61	55	53	41	46	39
L3 (mm)	4	4	4	4	0	0	0
ANCHO (mm)	4	4	3	3	6	6	5
ÁNGULO (°)	0	5	10	15	90	90	90

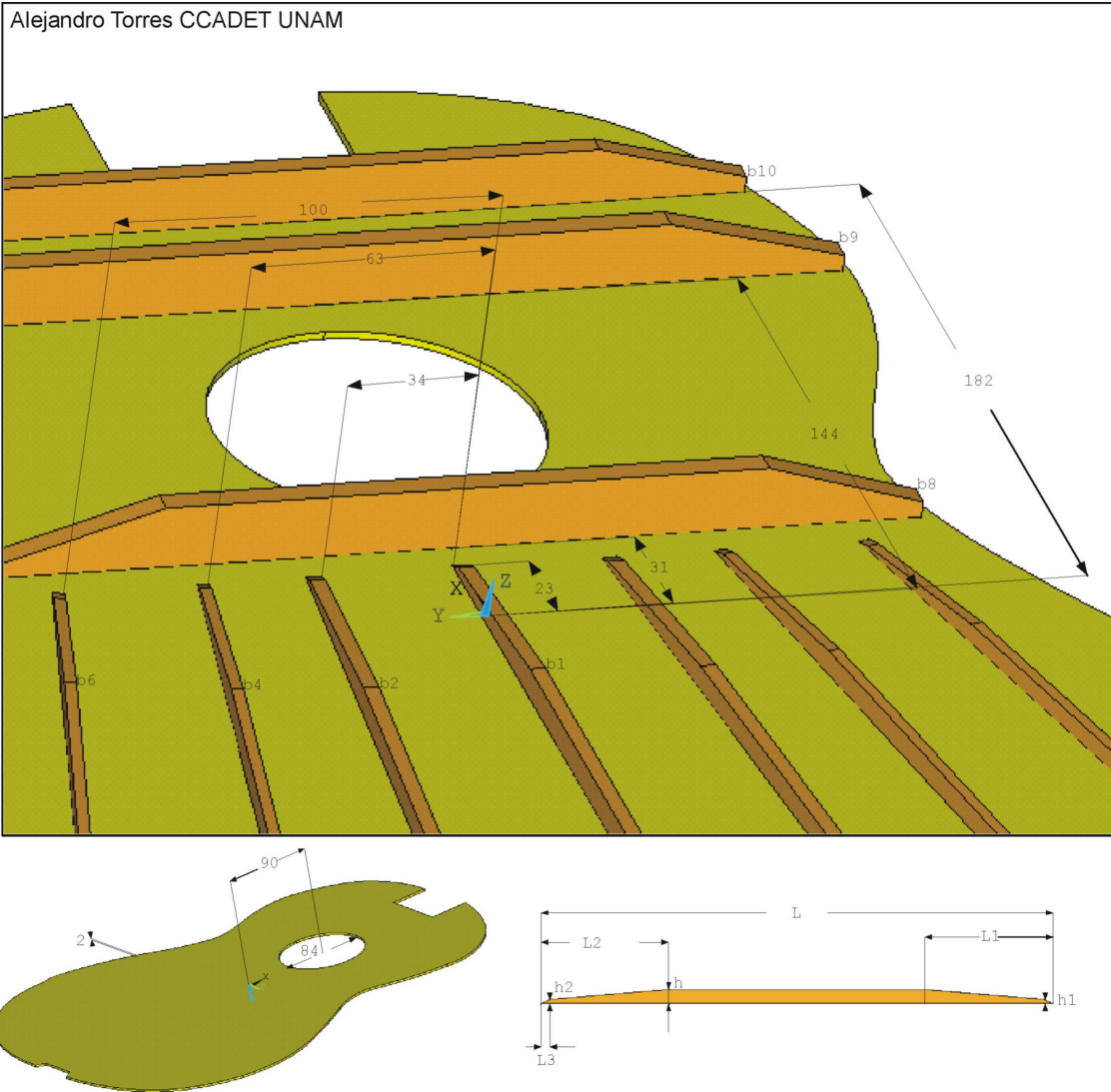


Figura 8. Planos de la tapa en mm

4.1.2 Maderas utilizadas

Las propiedades elásticas más relevantes para caracterizar una tapa superior de guitarra son: el módulo de elasticidad longitudinal (E_L), el transversal (E_T), y el cortante del plano longitudinal-transversal (G_{LT}). Esto lo reportó Ezcurra [1996] variando estas propiedades en una tapa modelada en MEF. En el presente trabajo, se midieron los módulos elásticos E_L y E_T para la madera de la tapa (abeto), utilizando los métodos desarrollados por Caldersmith [1984]. Se detecta la frecuencia de resonancia del primer modo de vibración de una viga rectangular libre, y se aplica una fórmula para obtener su módulo elástico longitudinal. Entonces, la viga debe cortarse de tal manera que la dirección a medir debe ser paralela al largo de la viga. Estos procedimientos se usaron previamente por el autor, según se detalla en [Torres 2006]. En esta referencia también se mostró que con base a la calibración entre los resultados experimentales medidos de E_L y E_T , y los modos de flexión pura simulados; se estimó el valor de G_{LT} ajustándolo en las propiedades del modelo numérico, según se explica brevemente a continuación.

Se identificó el modo (1,1) de la placa correspondiente a la primera frecuencia de resonancia, pues ésta es proporcional al valor buscado G_{LT} debido a que el modo presenta torsión pura. Después de obtener la frecuencia de resonancia para el primer modo de torsión pura, el dato de G_{LT} en el modelo numérico se ajustó hasta que la frecuencia del modo simulado coincidió con la experimental, lo cual no produjo cambios en su geometría.

A todas las maderas se les midió la densidad, y además, para la madera de la tapa se midieron E_L , E_T y G_{LT} ; E_L y G_{LT} para la madera del puente; y E_L para las barras del abanico y las transversales. El resto de las propiedades elásticas de las maderas no pudieron obtenerse. La razón fue que la geometría de las piezas de madera no permitió la detección de modos de vibración proporcionales a las propiedades elásticas correspondientes, como fue el caso de la dimensión transversal de las vigas para el abanico y la madera del puente. De manera que estas propiedades faltantes incluyendo la relación de Poisson ν (adimensional), se estimaron a partir de valores encontrados en tablas de propiedades de madera [Bucur 1995]. Los valores medidos y estimados se muestran la Tabla 2.

Tabla 2. Propiedades de las maderas para la tapa

MADERA	b3, b4	b8	b10	b1, b2	b5, b6	b9	puente	tapa
DENS (kg/m ³)	447,4	455,3	435,9	445,29	484,69	431,2	1153,6	330
E_L (GPa)	12,1	0,7	0,7	10,9	12,3	0,7	0,7	6,6
E_T (GPa)		12,5	11,1			11	13,6	0,66
E_R (GPa)		0,3	0,3			0,3	0,3	0,41
G_{TR} (GPa)		0,3	0,3			0,3	2,91	0,11
G_{LT} (GPa)	0,3	0,05	0,1	0,3	0,3	0,1	0,1	0,77
G_{LR} (GPa)		0,01	0,1			0,1	0,1	0,6
ν_{LT}	0,3	0,6	0,6	0,3	0,3	0,6	0,3	0,03
ν_{LR}		0,013	0,013			0,013	0,013	0,019
ν_{TR}		0,025	0,025			0,025	0,025	0,33

4.1.3 El puente

El puente se hizo de granadillo que tuvo una densidad unas tres veces mayor y con E_Y veinte veces superior a la placa de madera para la tapa. Téngase en cuenta que los granos de la madera en la tapa superior y el puente son perpendiculares. El mismo puente se utilizó en dos casos, correspondientes al puente normal y modificado. Esto con el fin de garantizar que la misma madera y las condiciones relativas a su adhesión en la tapa superior fueran iguales. Para reducir el tiempo de cálculo necesario en las simulaciones, el puente y sus modificaciones se diseñaron con geometrías simplificadas, como se muestra en la Figura 9. Para disminuir la rigidez del puente (en la dirección longitudinal principalmente), cada ala se modificó con seis cortes, y la parte central, con tres cortes. Estos recortes fueron de 1 mm de espesor y dejando 2 mm de madera continua entre las líneas de cortes y el plano de la tapa. El puente modificado se muestra en la Figura 9 (derecha). El puente original tenía una masa de 34,9 g. La pérdida de masa debido a los cortes transversales fue de 1,3 g (3,8% de masa perdida).

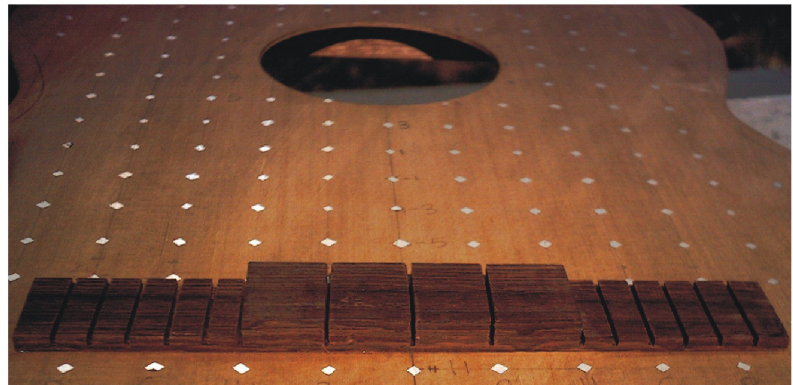
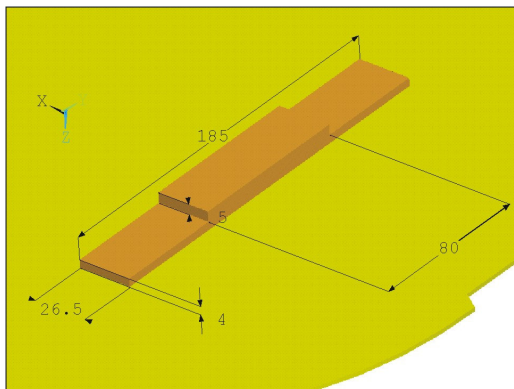


Figura 9. Medidas del puente en mm (izquierda) y fotografía del puente ranurado (derecha).

4.2 EXCITACIÓN

Un excitador electromagnético se montó en un cabezal de avance milimétrico con dos grados de libertad, uno perpendicular al plano de la tapa y el otro paralelo a su eje de simetría. Además, el cabezal podía desplazarse paralelamente al eje Y de la tapa, moviéndolo sobre una guía. Este montaje se muestra a la izquierda de la Figura 10. Con el fin de tener control en la dirección normal de la fuerza, se utilizó un alambre delgado montado al excitador a través de un transductor [Ewins 1984, p99], que puede verse en la Figura 10. Además, el alambre disminuyó considerablemente la influencia del excitador en el amortiguamiento del sistema, reflejado en picos esbeltos para las resonancias en las respuestas. Esto pudo ocasionarse porque la medición se realizó en un área más delimitada, en comparación al área de una interfase más ancha entre el excitador y la estructura (como un tornillo).

El punto principal de excitación de la tapa fue en $(-0,09;-0,06)$ por su cara posterior. Está ubicado aproximadamente a la mitad transversal del puente, y tan cerca como fue posible de la zona en donde irían colocadas las cuerdas, pues es donde se transmitiría la mayor cantidad de energía al instrumento, así que es conveniente conocer la respuesta excitando ahí. Sin embargo, también se documentaron respuestas excitando en otros puntos, y cuando sea el caso será especificado. La posibilidad de excitar y medir por detrás de la tapa facilitó las técnicas de visualización y la medición de su radiación frontal.

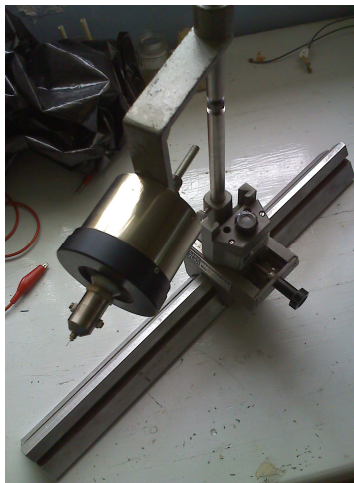


Figura 10. Montaje del excitador.

4.3 VISUALIZACIÓN DE LOS MODOS DE VIBRACIÓN

4.3.1 Vibrómetro láser

Un vibrómetro láser (B&K 2815) se usó para medir la velocidad normal, en 273 puntos de una malla de 2x2 cm, usando cuadritos de 2x2 mm de cinta reflectiva pegada en cada punto de la malla, excepto en la posición del puente. Una vista parcial de esta malla se puede apreciar en la Figura 9 (derecha). Las coordenadas de los 273 puntos se acomodaron en una matriz espacial, para ver la vibración de la tapa a partir de las velocidades correspondientes a una frecuencia determinada, similar a la configuración utilizada por Le Pichon et al. [1998].

Las señales de fuerza y velocidad se enviaron a un filtro pasabajas de dos canales, para después visualizarlas en un osciloscopio digital de tiempo real con dos canales. Sus datos de amplitud se capturaron manualmente; la fase se verificó con un medidor de fase entre las dos señales, y después simplemente comparando las señales en la pantalla del osciloscopio. En condición de resonancia, la fase entre la fuerza de excitación y la velocidad normal es aproximadamente 0° ó 180° , excepto en puntos cerca de nodos debido al amortiguamiento; sin embargo, el despreciar este efecto debido al cambio de fase gradual de los puntos medidos, permitió agregar un signo + ó - según si las señales estaban en fase o en contrafase respectivamente.

La captura de cada mallado completo llevó aproximadamente 2 horas. Durante este periodo de tiempo, ocurría un ligero pero perceptible cambio en la frecuencia de resonancia del sistema, así que la frecuencia de

excitación iba siendo corregida progresivamente para compensar este comportamiento. Dado que este cambio al parecer no era provocado por algún componente del arreglo experimental, se documentaron también datos sobre la temperatura y humedad relativa del aire al realizar las mediciones, tomadas de un termohigrógrafo colocado a un lado del arreglo experimental, con el objeto de intentar correlacionar el cambio de estas propiedades del ambiente, con el corrimiento de las frecuencias de resonancia del sistema y su cambio de amplitud.

4.3.2 Visualización a simple vista

Una técnica más fácil de implementar es la visualización a simple vista para determinar ODSs [Torres 2008]. Básicamente, se ilumina una superficie vibrante por un haz de luz láser, hecha divergente con el fin de iluminar el área de interés (en este trabajo con una lente esférica de 3 mm de diámetro y 2,2 mm de longitud focal). Esto produce cambios en el moteado láser causados por la interferencia de una serie de patrones de difracción coherente (dispersión), porque los desplazamientos en la superficie de reflexión son grandes en comparación con la longitud de onda de la luz que ilumina la superficie. La visualización del moteado depende en gran medida de la ubicación del observador. Las zonas iluminadas de la superficie tienen patrones de moteado que parece estar rayado en la dirección del gradiente de la superficie en la dirección del observador [Massey 1965]. Además, los cuadritos de los puntos de reflexión de la malla mencionada en la sección 4.3.1, mejoran el fotografiado del patrón de rallado láser. Si la cámara se coloca justo debajo del emisor láser, cada punto refleja luz mucho más intensamente que el simple reflejo de la madera, generando un efecto de rayado que puede evidenciarse más, desenfocando los reflejos de la malla. Además las fotografías se procesaron con un filtro para aumentar el contraste de relieves, delimitando mejor el patrón de rayado. En este trabajo se corroboró que fotografiar este fenómeno es una tarea difícil [Fernelius et al. 1971]. Este método de fotografía aprovechando las reflexiones de la malla mostró ser una mejora considerable con respecto a la técnica aplicada en la referencia anterior. Un esquema sobre el montaje de esta técnica se muestra en la Figura 11.

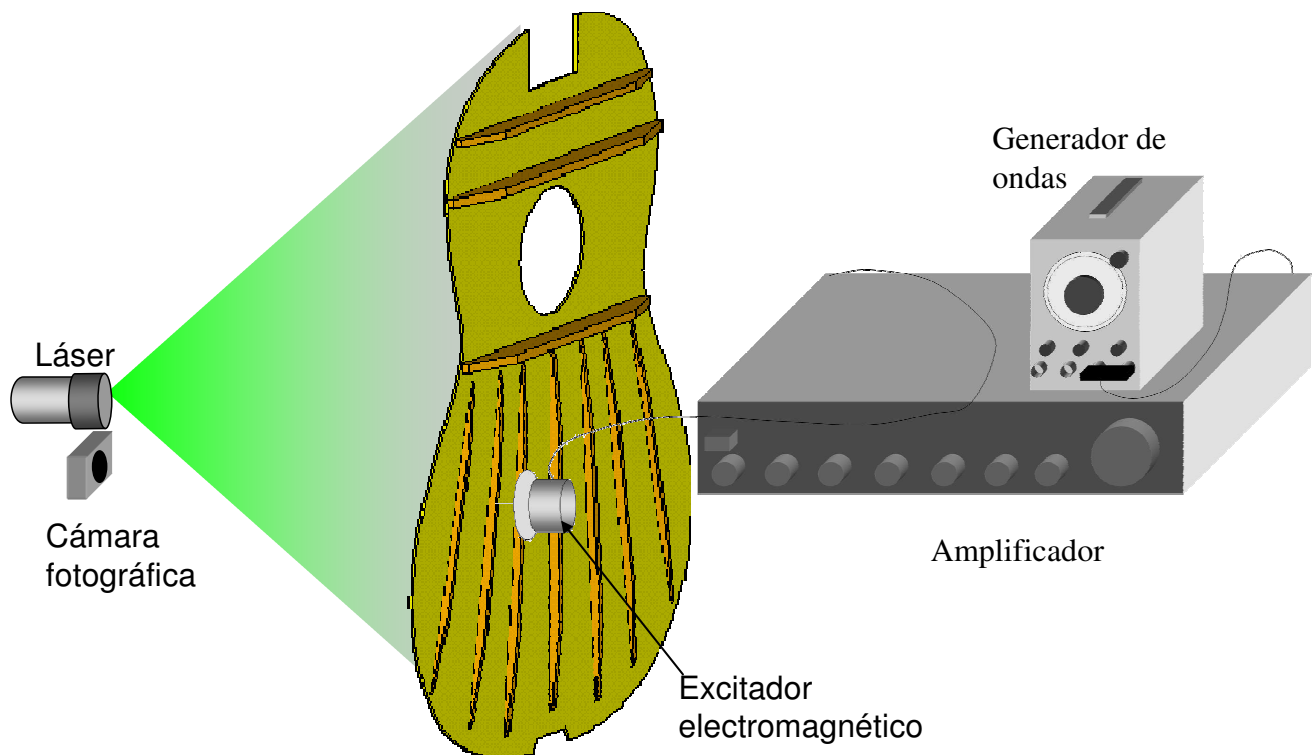


Figura 11. Montaje de la técnica de visualización a simple vista

4.4 MEDICIONES DE MOVILIDAD

4.4.1 Movilidad mediante un analizador de 1 canal.

Si la amplitud de la fuerza de excitación se mantiene constante en el rango de frecuencias a medir, el voltaje de salida de un transductor de velocidad puede considerarse proporcional a la movilidad [Firth 1977]. Sin embargo, la impedancia eléctrica del excitador varía con la amplitud del movimiento de la bobina, de manera que no es posible deducir la fuerza de excitación con mediciones al voltaje aplicado al excitador, porque éste no mide la fuerza aplicada a la estructura por sí misma, sino el ensamble de la estructura con el excitador. Aunque puede parecer que la diferencia entre esta fuerza (generada por el excitador) y la aplicada a la estructura podría ser pequeña, nótese que no obstante que cerca de la resonancia se requiere poca fuerza para producir una respuesta grande, y que usualmente esto pasa sin alterar los valores de la potencia de amplificación o la señal del generador, hay una marcada reducción en el nivel de la fuerza en frecuencias adyacentes a las frecuencias de resonancia del sistema. Como resultado, la verdadera fuerza aplicada a la estructura, es la diferencia entre la fuerza generada en el excitador y la fuerza de inercia requerida para mover la masa del excitador que es, de hecho, mucho más pequeña [Ewins 1984, p95].

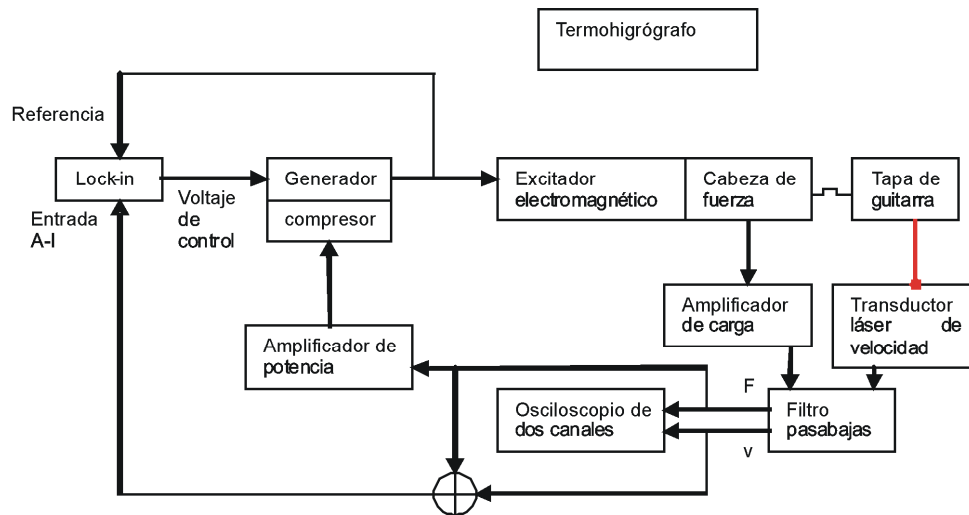


Figura 12. Diagrama de bloques del montaje experimental. Las flechas representan señal eléctrica o de carga. Nótese que la Entrada A-I del lock-in puede capturar fuerza o velocidad.

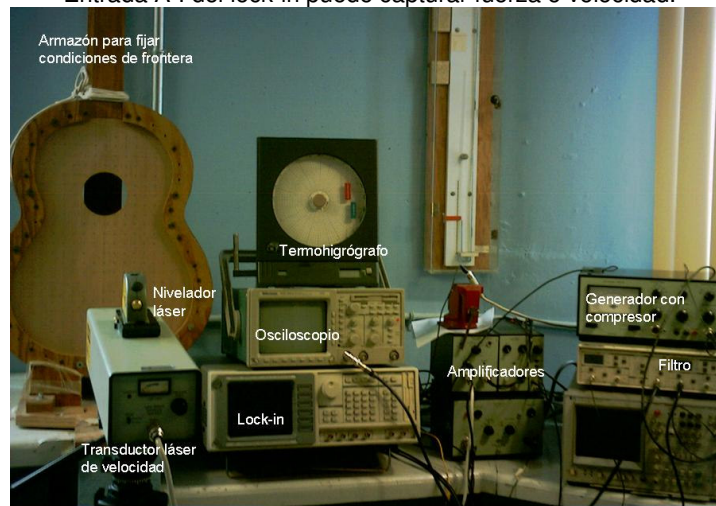


Figura 13. Montaje experimental para movilidad mediante un canal.

Para el control de la fuerza de excitación se utilizó un Amplificador lock-in DSP, para manipular eléctricamente la frecuencia de un generador con compresor (B&K 1023). Este compresor se usó para mantener la amplitud de la fuerza por debajo de un cierto valor, variando el voltaje enviado al excitador mediante un circuito de retroalimentación. Por esto, no se utilizó el generador sinusoidal interno del lock-in, debido a que sólo mantiene constante el voltaje de salida hacia el excitador. Una salida auxiliar BNC del lock-in se conectó mediante caimanes, al pin 7 y tierra de un cable AQ0034 conectado a la entrada del voltaje de control de frecuencia del generador. El generador envió dos señales de excitación: una a la entrada de referencia del lock-in (en el caso de graficar Fuerza vs. Frecuencia), y otra directamente al excitador electromagnético. La señal de la cabeza de fuerza se envió a un amplificador de carga y a un filtro pasabajas antes de conectarse a la entrada A-I del lock-in, y después a la entrada del compresor del generador. Esta señal de retroalimentación al compresor requirió amplificarse nuevamente para activar la compresión. Un diagrama esquemático se muestra en la Figura 12 con los elementos del arreglo. El barrido de frecuencias se llevaba a cabo al variar 1mV el voltaje de control, incrementando la frecuencia del generador hasta completar el barrido especificado, e incluso este incremento pequeño se realizó de manera gradual por el lock-in (y no en escalones de 1 mV).

Se midieron respuestas en el punto de excitación y de transferencia, enviando la señal de salida de la fuente de poder del vibrómetro láser a la entrada A-I del lock-in (para el caso de medir Respuesta vs. Frecuencia). Un diagrama esquemático general se muestra en la Figura 12, y los elementos utilizados en el arreglo experimental descrito en esta sección, se muestran en la Figura 13.

4.4.2 Movilidad mediante un analizador de 2 canales

Esta medición se realizó con un analizador digital de dos canales (B&K 2034). La señal de excitación consistió de ruido blanco, con componentes de frecuencia de 1 Hz a 801 Hz derivados de la salida del generador interno. Este rango de frecuencias se escogió, para obtener 1 Hz de resolución, con los 800 puntos que captura el analizador. La señal de excitación se envió a través de un amplificador de potencia (B&K 2706), a una cabeza de impedancia (B&K 8001) montada al excitador. La movilidad se obtuvo a partir de un promedio de 100 espectros, enviando las señales de la excitación y la respuesta integrada a partir de la cabeza de impedancia a través de amplificadores cabeza (B&K 2615), a los dos canales del analizador.

4.5 RADIACIÓN SONORA

Un atril de madera diseñado especialmente, permitió sostener el excitador y el marco para la tapa en una sola estructura, facilitando así el desplazamiento de todo el arreglo experimental. El atril se fijó mediante un tornillo y una tuerca, a una estructura de metal apoyada en el piso de concreto de la cámara anecoica, disminuyendo considerablemente la oscilación del montaje experimental debido al piso de malla de la cámara. El tornillo se colocó en la intersección de la prolongación del eje de simetría de la tapa con la estructura metálica, con la finalidad de que éste fuera el eje de giro del arreglo estructural experimental. La ubicación del tornillo y la graduación angular de la estructura metálica se muestra en la Figura 14.

La presión sonora de la tapa se midió excitándola con ruido blanco de 1 a 801 Hz detrás del puente. Este intervalo de frecuencias en el analizador B&K 2034 permite una resolución de 1 Hz (800 puntos), y se escogió como el más apropiado para capturar las resonancias bajas de la tapa al mismo tiempo que modos de vibración multipolar. La respuesta sonora se grabó mediante un micrófono calibrado B&K 4165, colocado a una distancia horizontal de 1 m del origen del sistema de referencia de la tapa, sobre un atril en el piso de malla de la cámara anecoica. El arreglo estructural se giró cada cinco grados (considerando 0° su eje Y positivo, y 180° el eje Y negativo) entre el micrófono y el plano frontal de la tapa. La señal del micrófono se dividió entre la señal de fuerza de la cabeza de impedancia, obteniendo una respuesta en Pa/N con magnitud y fase (o parte real e imaginaria), usando el analizador de dos canales (B&K 2034). Se eliminó la respuesta de presión sonora con más desviación sobre la tendencia general de las otras curvas. Con el objeto de disminuir considerablemente la influencia de la humedad relativa del aire en la respuesta de la tapa, se cerraron los conductos de ventilación de la cámara anecoica. Cada medición se realizó promediando 100 tomas de 1 s cada una.



Figura 14. Montaje para medir la radiación sonora en la cámara anecoica.

4.6 PRUEBAS SUBJETIVAS

En uno de los cuartos (con material absorbente en algunos sectores) de una cámara de transmisión, se realizaron grabaciones de guitarras clásicas completas: una Rodríguez (de unos 1000 dls) y una Yamaha (de unos 100 dls). Se utilizaron dos micrófonos a menos de un metro de distancia y una grabadora DENON para cinta DAT. Con cada guitarra se grabaron series de tres arpeggios del acorde de Mi mayor tocados de la sexta a la primera cuerda por el autor de esta tesis. Después de estas grabaciones, el puente de la guitarra Yamaha se ranuró transversalmente, con cinco cortes entre las cuerdas. El hueso se dividió totalmente en el corte entre la sexta y la quinta cuerda, y se ranuró parcialmente entre la quinta y la tercera, como se muestra en la Figura 15.



Figura 15. Ranuras en el puente de la guitarra Yamaha

Entonces se grabaron dos series más de tres arpeggios de MI, y se compararon con tres series de tres arpeggios con la guitarra antes de modificarla. Las grabaciones se editaron desde una computadora, al capturar la señal de la grabadora mediante la entrada de línea, con el nivel máximo de volumen sin saturación. Para facilitar la comparación entre los arpeggios de cada condición de la guitarra, se escogieron las dos series de arpeggios mas parecidas visualmente, al graficar la señal en el tiempo en la computadora. Entonces se preparó un archivo .wav con tres arpeggios de la guitarra con el puente normal, y después de un clic, tres acordes con la misma guitarra con el puente ranurado. Este archivo se sometió a evaluación de 21 personas (guitarristas

profesionales, principiantes, y que no sabían tocar el instrumento), vía correo electrónico con las instrucciones siguientes:

“Se escucharán tres arpegios del acorde de MI mayor, y después de un clic, otros tres arpegios. Ignoren diferencias en afinación (no es el tópico). Óiganlo las veces que quieran.

1. ¿Notas alguna diferencia entre los arpegios antes y después del clic?

a) si

b) no

SI RESPONDISTE SI:

2. ¿Qué opción explica mejor las diferencias que escuchas?

a) los tres arpegios ANTES del clic suenan más AGUDOS (brillante)

b) los tres arpegios ANTES del clic suenan más GRAVES (opaco)

c) la relación entre los volúmenes de las notas antes y después del clic es diferente

d) otra (especificar)

3. ¿A qué te dedicas?

4. ¿Sabes tocar la guitarra?

ES VÁLIDO ESCRIBIR UNA OPINION MAS COMPLETA O DETALLADA EN CUALQUIER PREGUNTA, ASI COMO SÓLO SELECCIONAR LOS INCISOS”

5 RESULTADOS Y DISCUSIONES

No importa que nuestra investigación se base en teoría y experimentos cuya utilidad haya sido probada anteriormente. Es recomendable realizar experimentos en conjunto con simulaciones numéricas, siempre que sea posible. Al comparar los experimentos con resultados simulados pueden suceder tres cosas: que tanto los resultados experimentales como los simulados estén mal, que sólo uno de los dos esté incorrecto, o que ambos estén correctos. De hecho lo más común es que al principio suceda la primera, después de un tiempo la segunda, y si todo va bien, al final la tercera.

Este proceso de calibración entre mediciones experimentales y numéricas demanda un entendimiento profundo de lo que se está midiendo, y cómo se está midiendo. En este capítulo aparecen los resultados de los experimentos y las simulaciones numéricas explicados en los capítulos anteriores. Se muestran primero algunas pruebas sobre la repetibilidad del montaje experimental, y después la calibración de la simulación vibratoria de la tapa mediante métodos experimentales, que incluyeron visualización de modos de vibración y gráficas de respuesta. También se calibraron los métodos numéricos para calcular la radiación sonora de la tapa, a través de comparaciones teóricas y experimentales. Una vez mostrada la calibración de los modelos estructurales y acústicos, los datos se utilizaron para analizar el tópico principal de la tesis, la influencia del puente en el comportamiento de la tapa.

Al final, los métodos numéricos calibrados se usaron para analizar dos tópicos alternos: vibración compleja de la tapa, y eficiencia de radiación de una tapa con dos abanicos diferentes.



5.1 REPETIBILIDAD DE LAS MEDICIONES

La repetibilidad de una medición puede alterarse por factores diversos, incluyendo inicialización inadecuada por configuración o instalación inapropiada, contaminación, daños físicos, o simplemente variaciones incontrolables en las condiciones experimentales. Algunas veces estas alteraciones provocan cambios inesperados en la medición, y cuando esto sucede, es necesario investigar sobre las posibles causas de estas variaciones. El trabajo reportado en esta sección se realizó para tener en cuenta la repetibilidad del experimento, al comparar los resultados con simulaciones numéricas, pues como se mencionó en la sección 4.3.1, la respuesta del sistema presentó variaciones en las frecuencias de resonancia y sus amplitudes, aún sin modificar los parámetros controlables del arreglo experimental. Esto fue especialmente notorio si las mediciones eran capturadas con varias horas de diferencia.

Se compararon respuestas de transferencia (m/s) de la tapa para condiciones experimentales variadas. Ninguna de las condiciones controlables del arreglo experimental se modificó para las mediciones de cada caso, excepto la que se indica en cada título de las subsecciones siguientes. La amplitud de excitación fue de 0,07 N (a 400 Hz) para el punto localizado en (-0,06; 0,05), y la respuesta se midió en (-0,01; 0,04).

La señal de excitación no se comprimió, por lo que las gráficas no necesariamente son proporcionales a la movilidad, como se explicó en la sección 4.4.1. Sin embargo, las respuestas mostradas a continuación se consideraron comparables para los casos siguientes, debido a que se tomaron bajo las mismas condiciones.

5.1.1 Influencia de la humedad relativa

La respuesta acústica de instrumentos musicales depende críticamente del ambiente: temperatura del cuarto, humedad relativa y contenido de humedad de la madera. Cambios continuos en temperatura y humedad relativa son de gran importancia en las partes de madera, barnizadas o no, nuevas o viejas, y elementos delgados (como el caso de la tapa) son más afectados que elementos gruesos. Incluso variaciones pequeñas en humedad relativa afectan las amplitudes y frecuencias de los diferentes modos de vibración de placas [Bucur 1995, p158].

Se midió la respuesta de la tapa cada media hora durante un horario normal de trabajo, empezando al mediodía de un día y terminando al mediodía del siguiente, durante otoño (6 de noviembre). En la Ciudad de México, el clima es intermitentemente soleado y nublado en esa época del año. Cada gráfica de respuesta se capturó junto con la hora, la temperatura y el porcentaje de humedad relativa en el aire. En la Figura 16 puede notarse relación entre el cambio de la humedad relativa del aire y variaciones entre la frecuencia de una misma resonancia, capturada en 16 mediciones distintas. Nótese que para algunos datos de humedad relativa del aire (como 56%), se graficó más de una frecuencia. Las resonancias correspondientes a las dos humedades relativas mayores (65 y 67%) se tomaron a la mañana del día siguiente de las otras catorce repuestas. Seis frecuencias de resonancia más se comportaron de manera similar, pero no se incluyeron en la gráfica para que la pendiente de los datos fuera más notoria. El cambio de la frecuencia de resonancia en función de la humedad relativa del aire, se aproximó de manera lineal. Calculando la pendiente entre la frecuencia de resonancia correspondiente a 53% de humedad relativa del aire, y 67%, para los datos mostrados en la Figura 16, se formuló

$$f(HR) = (f_1 + 1.13HR_1) - 1.13HR, \quad (21)$$

donde f es la frecuencia de resonancia, HR es la humedad relativa del aire, y el subíndice $_1$ indica valores conocidos.

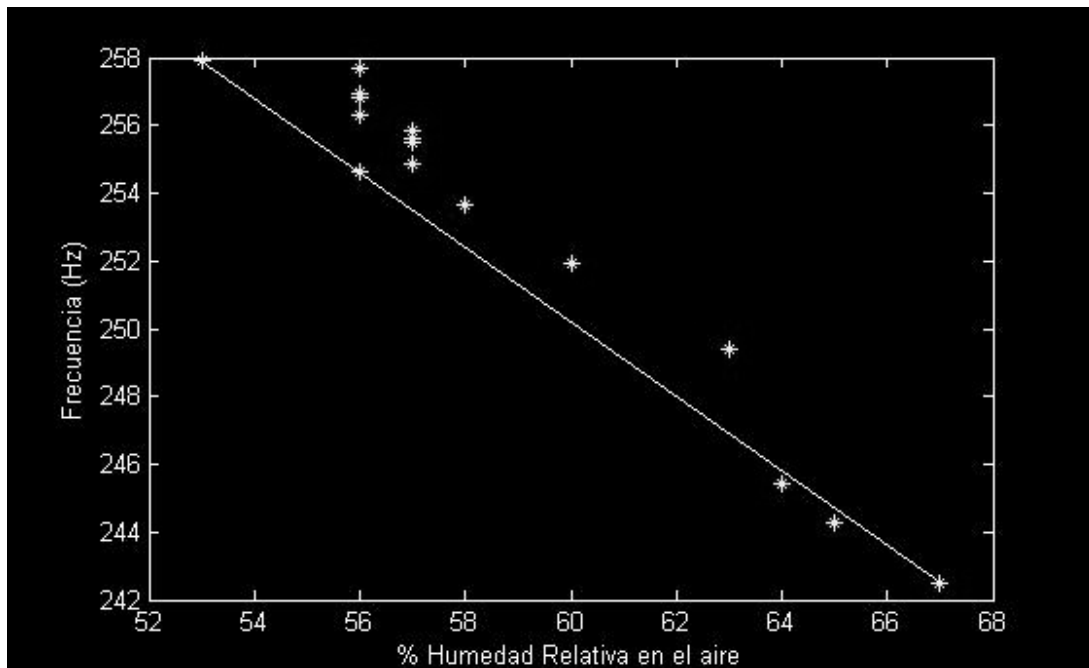


Figura 16. Cambio de la frecuencia para una misma resonancia en función de la humedad relativa. Se muestra también un ajuste realizado con la Ecuación (21).

A mayor humedad relativa, las frecuencias de resonancia disminuyen, tal como reportó Thompson [1979] para tapas de violín, debido a que muchas de las propiedades elásticas de la madera varían inversamente con el contenido de humedad en la madera. Al relacionar el contenido de humedad en la madera con la humedad relativa del ambiente, se puede estimar después el cambio en el módulo de Young debido a contenidos de humedad (en la madera) diferente. Este procedimiento puede aplicarse prácticamente para cualquier uso de la madera.

Se realizó una verificación de los datos medidos, cuantificando los cambios provocados en la rigidez, por la absorción de agua en la madera debido a la humedad del ambiente. Con el dato de la humedad relativa al medir la respuesta de la tapa, se estimó el contenido de humedad equilibrada en la madera, y después la variación de las propiedades elásticas en función de cambios en la humedad mediante dos gráficas encontradas en [Panshin 1980]. Para las humedades relativas del aire máxima y mínima durante el experimento (67% y 53%HR), se obtuvo que el cambio en el módulo de Young es igual al 10% del módulo de Young para la madera seca. Aunque no se obtuvo un factor equivalente para cada propiedad elástica, de manera intuitiva se optó por aplicar éste de 10% a los seis módulos elásticos en un análisis modal realizado mediante MEF, obteniendo una aproximación a las variaciones en las frecuencias de resonancia similares a las mostradas en la Figura 16. Por ejemplo, para el modo (2,1) se calculó una frecuencia de resonancia de 253 Hz (la misma resonancia graficada en la Figura 16). Aumentando las propiedades elásticas 10% del valor para la madera seca, dicha frecuencia se incrementó a 269 Hz. Este incremento de frecuencia en el modelo de MEF, tomando en cuenta cambios en las propiedades elásticas debido a la humedad relativa del aire, resultó ser congruente con las mediciones experimentales.

Para disminuir la influencia de los cambios de humedad relativa en las comparaciones de las subsecciones siguientes, las mediciones se realizaron tan rápidamente como fue posible. Una vez que el abanico se adhirió, el arreglo experimental se montó en una cámara sin ventanas y con puerta sellada, en la cual la humedad relativa del aire fluctuó menos de 1% por día.

5.1.2 Ubicación del excitador

La repetibilidad de la posición del excitador con respecto a la tapa, se analizó utilizando los resultados del siguiente experimento. Mediante el tornillo de avance perpendicular, se retiró el excitador hasta dejar de hacer contacto con la tapa, para después intentar colocarlo a su posición anterior. La respuesta de la tapa se midió

cuatro veces siguiendo este procedimiento, y las gráficas obtenidas se muestran en la Figura 17. Aunque las respuestas obtenidas presentan variaciones, las frecuencias de resonancia pueden considerarse repetibles, y aunque en menor medida, también sus amplitudes.

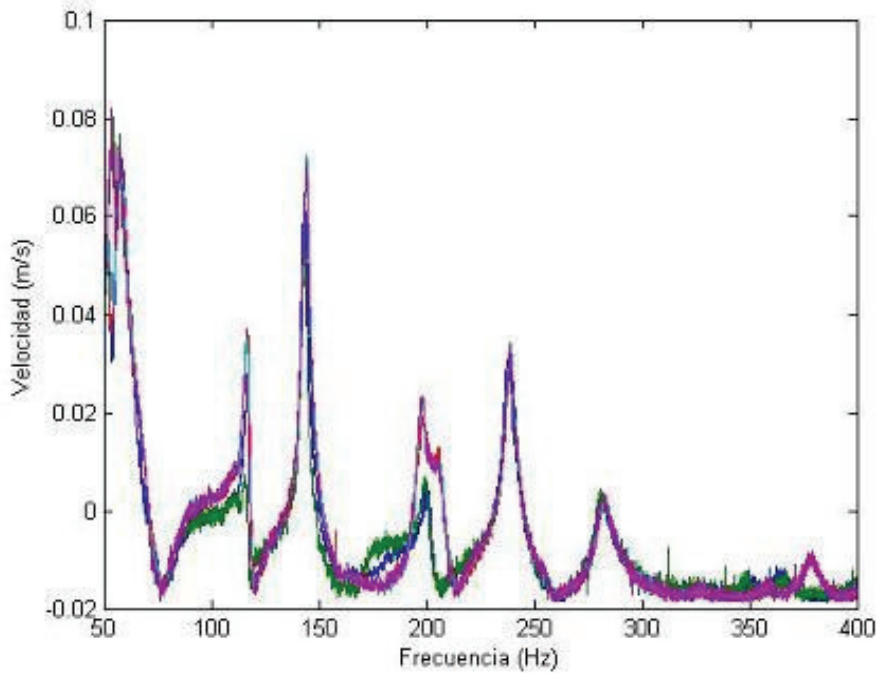


Figura 17. Respuestas de velocidad en m/s al intentar regresar el excitador a una ubicación previa.

5.1.3 Respuesta de la tapa a fuerzas de magnitud diferente

La respuesta de la tapa se midió variando la fuerza de excitación, mediante cambios en la amplitud de la señal de excitación a través del generador, para analizar la linealidad (o no linealidad) de las respuestas. Se tomaron cuatro respuestas siguiendo este procedimiento y las gráficas obtenidas se muestran en la Figura 18. Se observa que en el rango de frecuencias medido, las frecuencias de resonancia disminuyeron conforme aumentó la amplitud de la fuerza de excitación, mientras que el amortiguamiento aparentemente bajó.

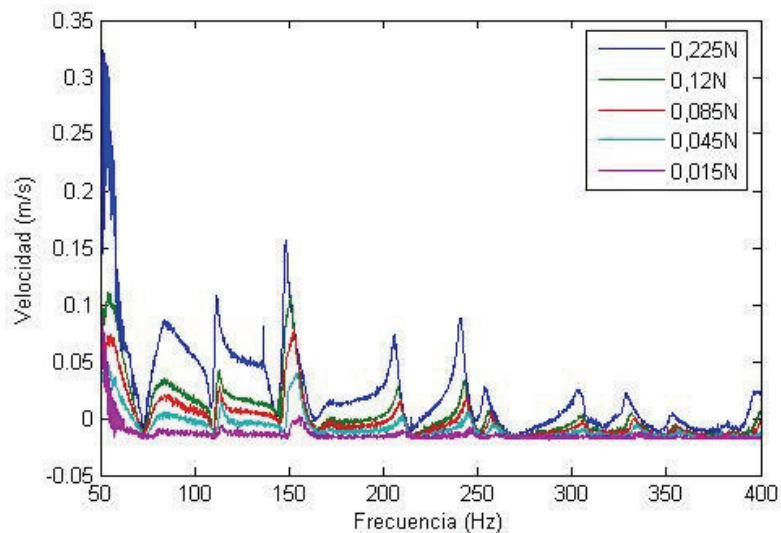


Figura 18. Respuestas de velocidad en m/s para fuerzas de magnitud diferente para cada gráfica.

En la Figura 19, se graficaron las magnitudes de las fuerzas contra sus respectivas velocidades, para cuatro frecuencias de la resonancia distinguible alrededor de 242 Hz de la Figura 18. Según lo mostrado, puede considerarse una relación lineal entre Fuerza y Velocidad para el rango medido, teniendo en cuenta la dificultad de medir la amplitud máxima de un pico de resonancia.

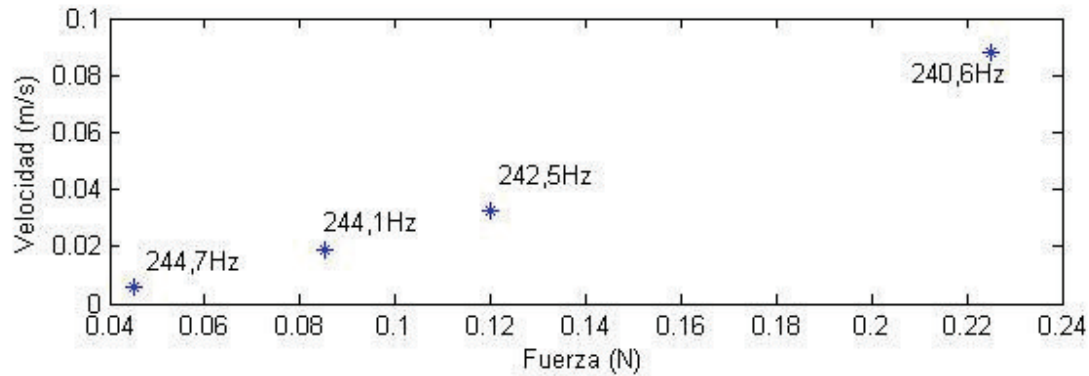


Figura 19. Gráfica de Fuerza vs. Velocidad para las frecuencias anotadas.

5.1.4 Desmontando la tapa

Al inicio de esta investigación se observaron los modos de vibración de la tapa sin abanico ni puente, con condiciones de frontera libre, según los procedimientos descritos para otra tapa en [Torres 2006]. Se obtuvieron resultados análogos a los de esta referencia, como el que se muestra en la Figura 20.

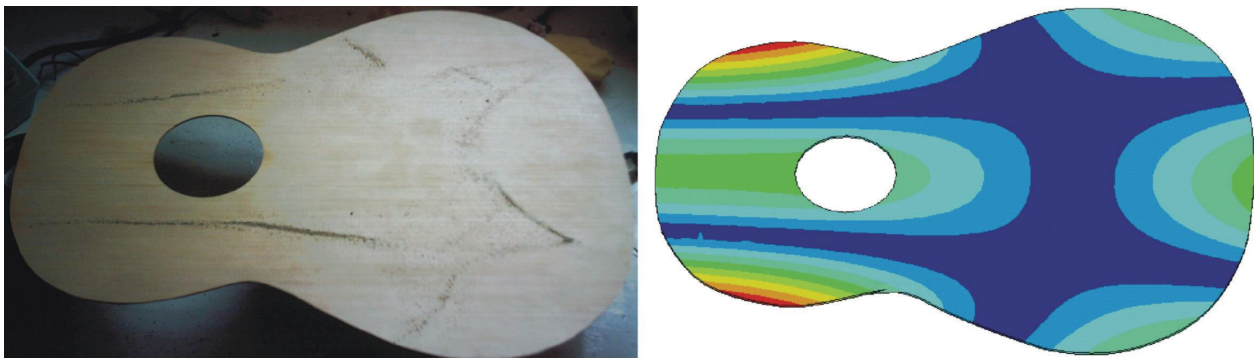


Figura 20. Modo de vibración con condiciones de frontera libre

Sin embargo, simular las condiciones de frontera equivalentes a las de un montaje experimental, resulta ser una tarea complicada. Mientras que teóricamente los desplazamientos y rotaciones en la frontera pueden restringirse a 0, no hay garantía que estas condiciones correspondan a las de un experimento como el realizado en este trabajo. Fue de interés entonces tomar en cuenta la repetibilidad del montaje de la tapa en el marco. Se midió la respuesta de la tapa, después esta última se desmontó del arreglo experimental, y se volvió a colocar con un desarmador eléctrico. Nuevamente se tomó la respuesta. Se siguió este procedimiento capturando cuatro respuestas, las cuales se observan en la Figura 21. La influencia del montaje fue considerable de manera evidente. Se observa que las resonancias correspondientes en las respuestas varían considerablemente en frecuencia y amplitud (por ejemplo, obsérvense las resonancias correspondientes alrededor de 300 Hz), sin seguir un comportamiento que permita concluir claramente lo que lo provoca. Para estudiar estos efectos, se necesita tener cierto control de las características del montaje, probablemente utilizando un torquímetro para apretar los tornillos con los que se fija la tapa.

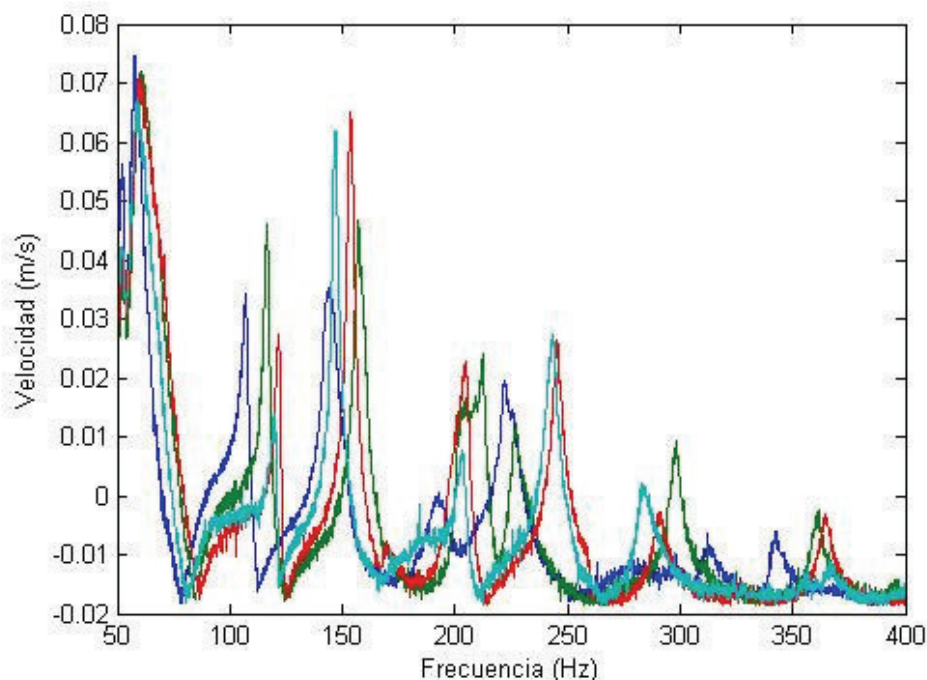


Figura 21. Respuestas de velocidad en m/s, siguiendo la misma metodología para el montaje de la tapa en el marco.

5.2 FOTOGRAFÍAS DEL REFLEJO DEL LÁSER

Un área vibrante se ilumina con un rayo de luz láser, hecho divergente para cubrir la superficie completa; en este trabajo con una lente de 3 mm de diámetro y 2,2 mm de distancia focal. Es posible hacer aparecer un rayado en el patrón de interferencia de la superficie, debido al gradiente en la componente normal del desplazamiento, causado por la vibración normal de la superficie que ocasionará áreas más brillantes. Durante un ciclo completo de vibración este brillo se moverá lateralmente a través de una distancia aproximadamente igual a su ancho (para una diferencial del desplazamiento igual a la mitad de la longitud de onda de la luz láser). El nivel de la vibración al que aparece el rayado es aquel en que la amplitud para la cual la diferencia pico en desplazamiento, para puntos en que la superficie separada por el diámetro del área, es justo la mitad de la longitud de onda. Para distancias mayores que la mitad de la longitud de onda y para frecuencias suficientemente altas como para que puedan detectarlas el ojo humano, las áreas correspondientes a las áreas brillantes de la superficie estarán rayadas en una dirección paralela al gradiente del desplazamiento [Massey 1965].

La Figura 22 muestra tres fotografías del reflejo del láser sobre la tapa. El fenómeno del reflejo rayado se detectó a simple vista con un poco de práctica. Las diferencias en las tres imágenes se deben a la técnica para tomar la fotografía. La de la izquierda se tomó con la cámara lejos del emisor del láser, así que el reflejo de la luz fue únicamente el producido por la madera, y no se pudo captar el fenómeno. En la fotografía del centro, la cámara está localizada justo debajo del emisor del láser, por lo que se observan reflejos considerablemente más intensos en los puntos con cinta reflectiva, comparados con el resto de la madera. Sin embargo, el fenómeno de interés tampoco está visible. En la foto de la derecha, la cámara también está debajo de emisor del láser, pero la lente de la cámara no enfocó la tapa, sino un punto intermedio entre ambas logrando así fotografiar el rayado. La excitación se ajustó a manera de lograr un efecto de visualización más evidente, para lo cual sólo se necesitó amplitud moderada en la vibración en la tapa.

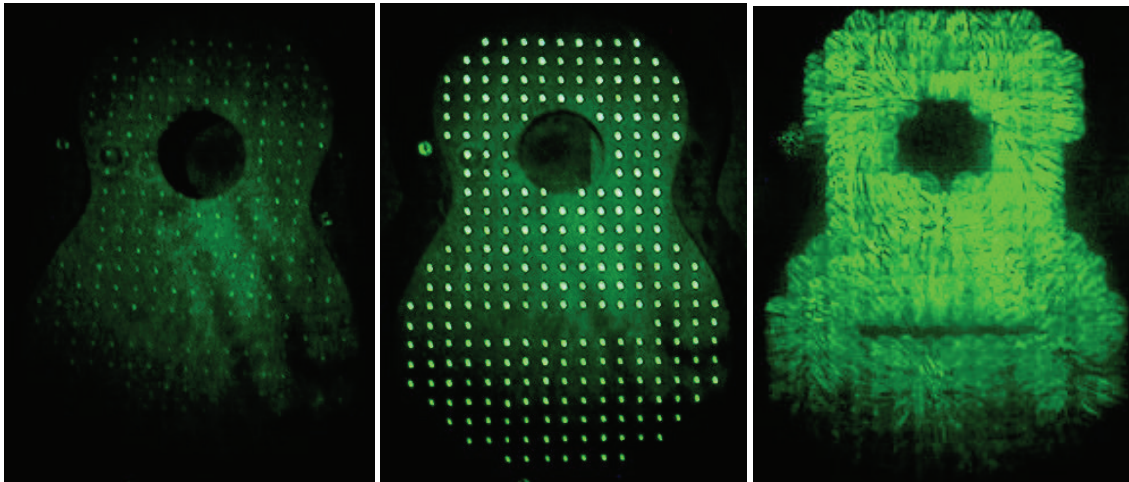


Figura 22. Fotografías de la iluminación de la tapa vibrando, con el objetivo enfocado (izquierda) y desenfocado (centro), y mediante el método de Chladni (derecha).

Los polos de vibración de la tapa, detectados con la sensibilidad de los dedos de la mano, coincidieron con las zonas donde las líneas del rayado cambian abruptamente de dirección. Los círculos de las reflexiones de los puntos de la malla de cinta reflectiva usada para las mediciones del vibrómetro, genera un patrón de rayado láser que corresponde a la proyección en el plano XY de los vectores normales a la superficie deformada. Para ilustrar esto, la Figura 23 muestra vectores normales a la superficie en el modo de vibración más bajo de una tapa superior (izquierda). Si el observador está sobre el eje Z viendo hacia el plano XY (centro), puede ver un patrón similar en detalle a una fotografía de las reflexiones desenfocadas de la tapa (derecha).

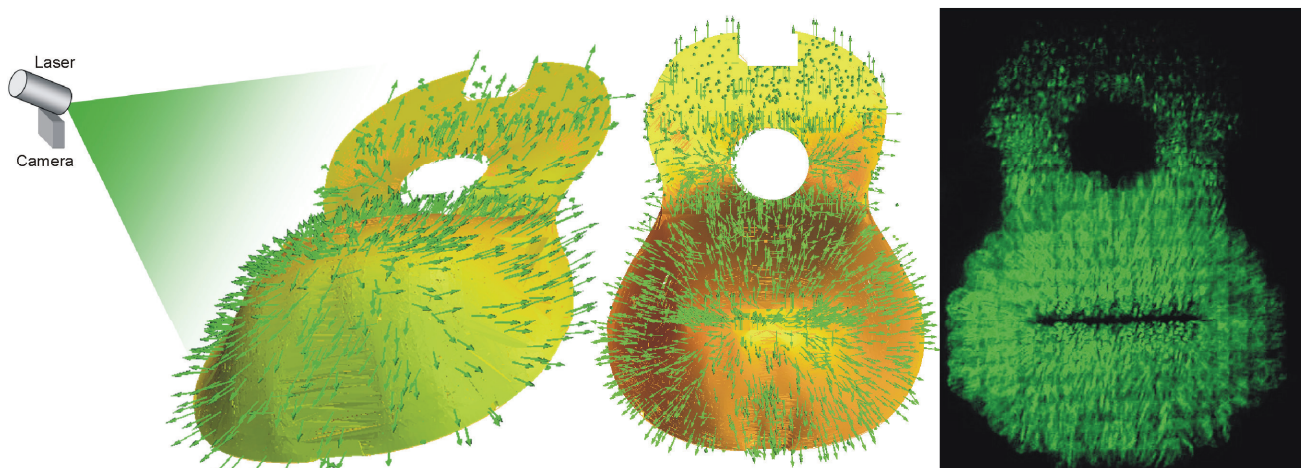


Figura 23. Las reflexiones desenfocadas de la cinta genera un patrón de rayado (derecha) que corresponde a la proyección en el plano XY (centro) de los vectores normales a la superficie deformada (izquierda).

5.3 CALIBRACIÓN DE LOS RESULTADOS DE MEF

Esta calibración se realizó comparando respuestas en frecuencia y ODSs experimentales (obtenidos por varios métodos), con los equivalentes generados en MEF. Los perfiles de las curvas obtenidas de ambos procedimientos, resultaron similares; así como también los ODSs. Tomando en cuenta las limitaciones expuestas en la sección 3.1.4, se consideró que estas comparaciones mostraron que el modelo de MEF se implementó correctamente, como se detallará en los siguientes apartados de esta subsección; y en la Figura 38 de la sección 5.4.2 donde se muestran respuestas estructurales similares, graficadas mediante magnitudes y ángulos de fase.

5.3.1 Movilidad experimental y simulada

5.3.1.1 Tapa sin abanico ni puente.

En esta etapa de la construcción de la tapa, la movilidad se midió usando el sistema de un canal descrito en la sección 4.4.1. Se graficó la fuerza para valores diferentes de compresión, con el objeto de verificar si el arreglo experimental permitía considerar la fuerza constante en barridos de frecuencia. En la Figura 24, se muestran dichas gráficas. Se observa que la fuerza sin compresión (voltaje de compresión 0) oscila entre valores de 0,16 N hasta 0,24 N. Al aplicar un voltaje de compresión 8, se comprime la gráfica de la fuerza por debajo de 0,18 N. Sin embargo, como una parte de la gráfica de la fuerza tiene valores por debajo de este valor (en 170 a 210 Hz), se aumentó el voltaje de compresión a 9 logrando así que el sistema comprimiera todos los valores de la fuerza en el barrido, obteniendo un comportamiento satisfactoriamente constante. Incluso, se utilizó un osciloscopio para observar que la amplitud de la onda sinusoidal no cambiara considerablemente para las frecuencias del barrido.

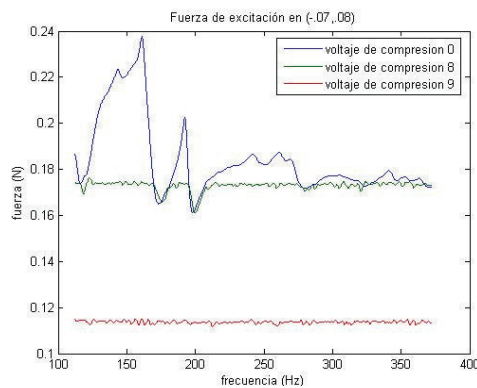


Figura 24. Fuerza de excitación para valores distintos de compresión.

Se midió experimentalmente la respuesta de velocidad en el punto de excitación, de la tapa en (0,01;0,06), con una fuerza normal de amplitud comprimida. Se tomaron tres respuestas montando y desmontando la tapa como en la sección 5.1.3, para advertir sobre la repetibilidad de la medición. Para los picos entre 280 y 300 Hz se extrajo un amortiguamiento modal promedio de 0,02 utilizando el método "amplitud de pico" descrito en la sección 3.1.3. La respuesta simulada se obtuvo mediante un análisis armónico en ANSYS considerando la ubicación de la fuerza (también de amplitud constante) para el rango de frecuencias capturados experimentalmente, y el amortiguamiento modal mencionado, y se muestra en la Figura 25. Los picos en las curvas experimentales mantuvieron un perfil similar, aunque sus frecuencias cambiaron notoriamente (alrededor de 10 Hz). La consideración del amortiguamiento proporcional en el modelo de MEF, generó curvas de perfiles similares a las medidas como puede notarse, aunque en esta etapa no se analizó qué picos experimentales correspondían a cuales de los simulados.

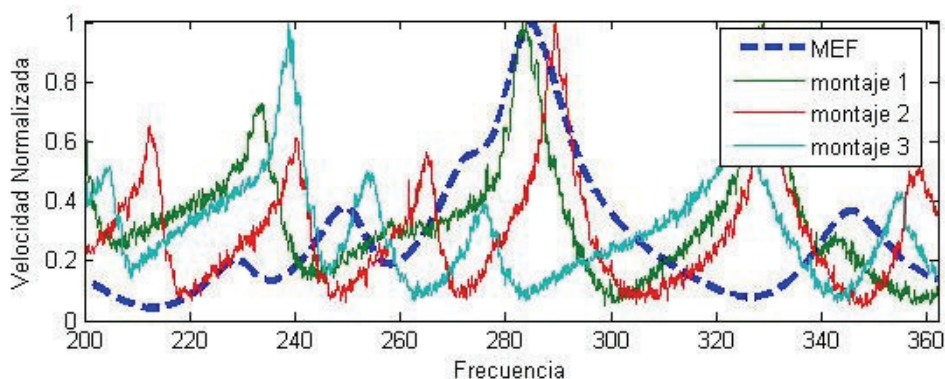


Figura 25. Comparación de respuestas normalizadas, en el punto de excitación experimentales y simuladas de la velocidad normal de la tapa, excitada por una fuerza normal constante en un barrido de 200 a 362 Hz, considerando un amortiguamiento modal de 0,02.

5.3.1.1.1 Parte real e imaginaria de la vibración en resonancia

La Figura 26 muestra dos resonancias modeladas separadamente usando la Ecuación (1), a partir de las dos frecuencias de resonancia más bajas de la tapa. A pesar de la consideración de amortiguamiento en el modelo, la parte imaginaria de las gráficas de arriba tiene valor igual a cero en las frecuencias de resonancia. Esto significa que justo a la frecuencia de resonancia, el efecto del amortiguamiento sólo se ve reflejado en un decremento en la amplitud expresada como un número real.

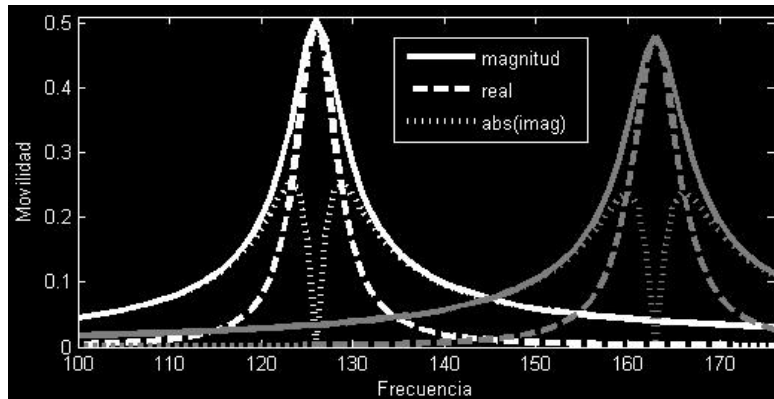


Figura 26. Resonancias modeladas independientemente con la Ecuación (1)

Las gráficas de la Figura 27 corresponden a la suma de las dos resonancias. Al tomar en cuenta las contribuciones entre ambas resonancias, el valor de la parte imaginaria en las frecuencias de resonancia es mayor que cero, pero mucho menor que el valor de la parte real. Para este caso, el amortiguamiento provoca además de un decremento de amplitud, que la respuesta del sistema sea expresada como valores complejos en todo el rango de frecuencias incluyendo las resonancias. La vibración en toda la superficie de la tapa no tendrá la misma fase, es decir, no todos los puntos de la tapa alcanzarán sus desplazamientos máximos y mínimos al mismo tiempo. La vibración de la superficie de la tapa viene dada por la combinación de sus modos de vibración, especialmente en frecuencias en las que el sistema no resuena. Sin embargo, alrededor de las frecuencias de resonancia (picos de la movilidad), la parte real de la velocidad domina casi completamente la respuesta vibratoria de la tapa, pues la parte imaginaria es considerablemente menor. Por esta razón, en las visualizaciones de los ODSs de este trabajo, sólo se toma en cuenta la parte real de la velocidad calculada mediante MEF. Una discusión más detallada sobre la interacción entre la parte real e imaginaria, especialmente en frecuencias en las que el sistema no resuena, se encuentra en la sección 5.6.1.

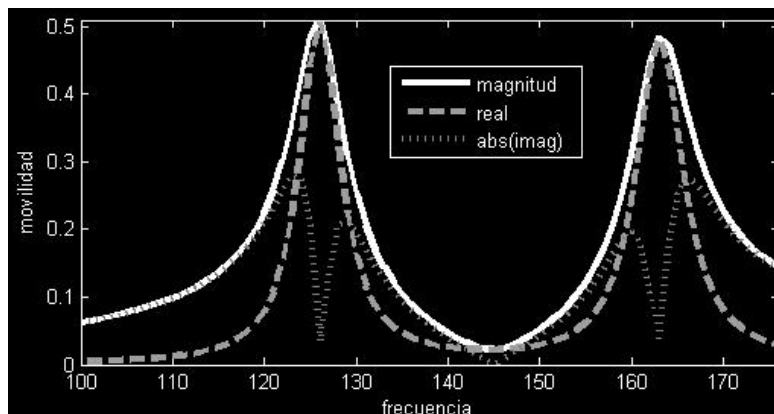


Figura 27. Suma de las dos resonancias de la Figura 26

5.3.1.1.2 Visualización de ODSs

En la Figura 28 se muestra un ODS con seis polos, forzado armónicamente en el punto (0,01;0,06) y visualizado por tres métodos: método de Chladni, medición usando vibrómetro, y reflejo láser. La visualización por el conocido método de Chladni, permite identificar las líneas nodales en la localización de la arena como se

puede observar abajo a la izquierda. Sus principales desventajas son que la superficie tiene que estar en posición horizontal, y que ciertamente es difícil recoger toda la arena utilizada, ensuciándose el lugar de trabajo. La imagen arriba a la izquierda muestra la visualización mediante contornos, de los datos puntuales de velocidad normal medidos por el vibrómetro. La asimetría puede provocarse entre otros factores, porque la fuerza no pudo colocarse sobre el eje x, pues coincide con una línea nodal. Sus desventajas principales son que el vibrómetro es un equipo caro, y que la medición de toda la superficie es un proceso que puede tomar mucho tiempo. A la derecha se observa una fotografía de la tapa iluminada por el láser de 350 mW del mismo modo, mientras se tomó la medición con el vibrómetro. A pesar de que esta técnica no produce un mapa de amplitudes de vibración, provee un método barato, rápido y limpio, para conocer los ODSs de una superficie. La interpretación de este tipo de fotografías puede deducirse de comparando las visualizaciones distintas del mismo modo, como un complemento a la explicación dada en la subsección 5.2.

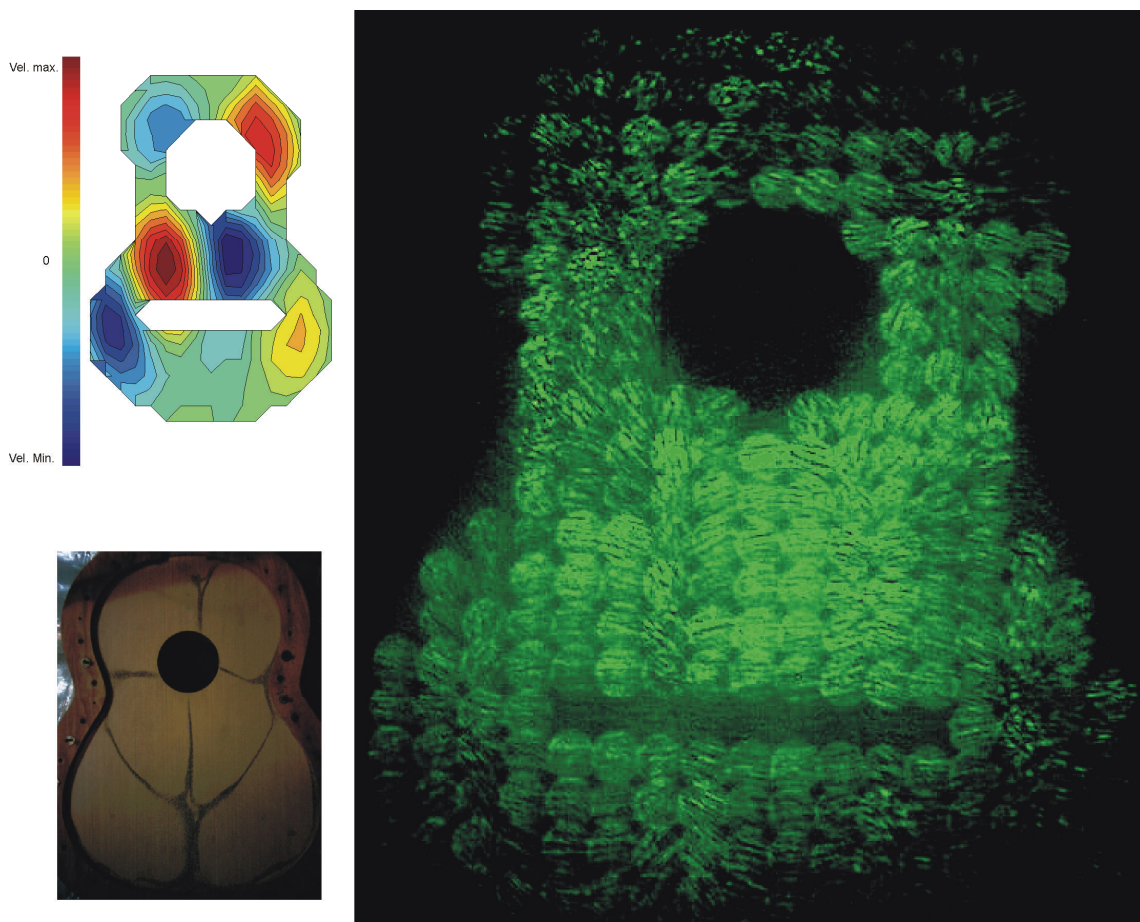


Figura 28. Fotografía de un ODS con seis polos visualizado mediante el método de Chladni (abajo izquierda), mediciones de vibrómetro (arriba izquierda), y visualizado mediante un láser de 350mW (derecha).

5.3.1.2 Tapa con abanico

A partir de esta etapa de construcción, las mediciones se realizaron mediante el analizador de dos canales, según se explica en la sección 4.4.2. La Figura 29 muestra la movilidad experimental (línea continua) y la simulación amortiguada (línea punteada) en decibeles referenciados a 1 (m/s)/N, de la tapa ya con el abanico, pero sin puente. Se pueden distinguir claramente cuatro resonancias. Una relación de amortiguamiento proporcional de 0,02 se midió en los dos picos de resonancia más bajos de la curva experimental, y este valor se aplicó a su cálculo con MEF. El tercer pico de resonancia experimental disminuyó su relación de amortiguamiento a 0,01 así que este valor se usó en su cálculo de MEF correspondiente. Además, esta

simulación con relación de amortiguamiento de 0,01 dio una mejor aproximación a la movilidad experimental en la antirresonancia entre las dos primeras resonancias. En la simulación de MEF de la cuarta resonancia, una relación de amortiguamiento de 0,02 se usó en lugar del valor medido de 0,01. Este incremento de amortiguamiento en el cálculo de MEF se hizo para compensar una amplitud experimental menor, atribuida a la influencia de la masa y rigidez del excitador en el ODS correspondiente debido a que estuvo colocado en un punto antinodal. El cálculo de MEF generó así una cuarta resonancia con amplitud cercana al dato experimental, pero en consecuencia el ancho del pico fue mayor.

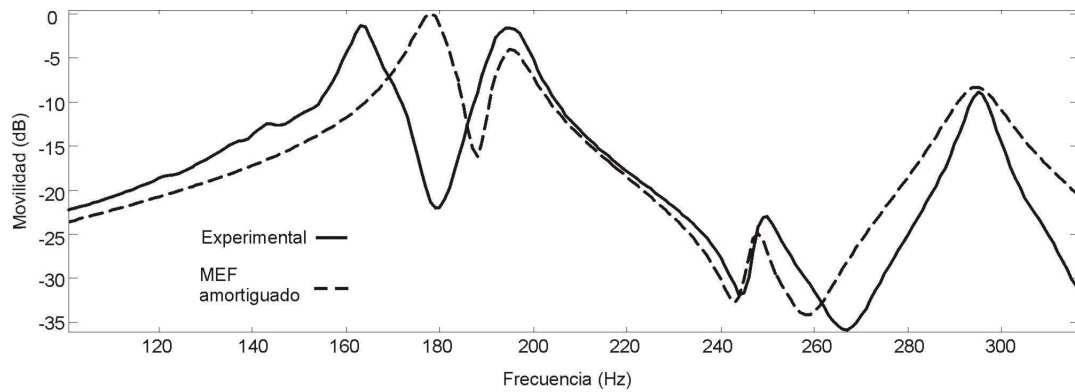


Figura 29. Movilidad en el puente obtenida experimentalmente (línea continúa) y a través de los datos de MEF (línea punteada).

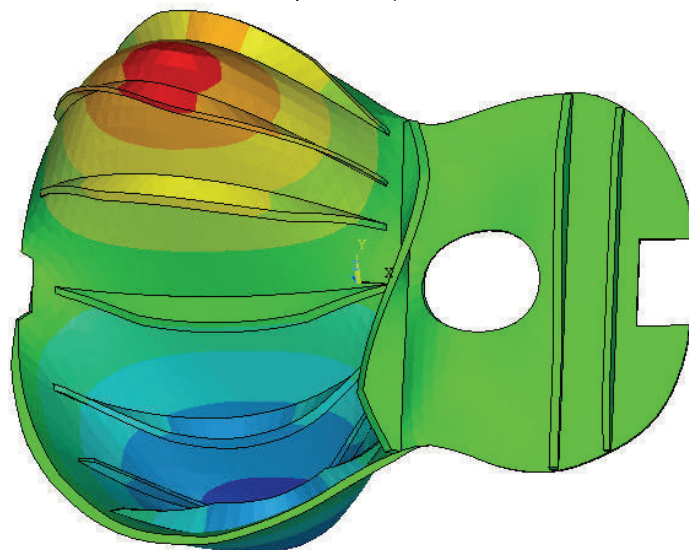


Figura 30. Deformación dipolar exagerada de la tapa, con una barra transversal con deformación torsional.

La respuesta simulada se aproximó a la experimental aceptablemente, manteniendo constantes las propiedades elásticas medidas (E_L , E_T y G_{LT} para la tapa; E_L y G_{LT} para la madera del puente; y E_L para las barras del abanico y las transversales), y variando las demás propiedades elásticas que no pudieron medirse en el cálculo de MEF. Para ejemplificar este procedimiento, un modo de vibración dipolar de la tapa se muestra con desplazamientos exagerados en la Figura 30. Obsérvese que la barra transversal entre el abanico y la boca presenta una deformación torsional evidente. La frecuencia de resonancia de este dipolo depende directamente del valor de cortante de esta barra (además de muchos otros factores). El valor de cortante para esa barra transversal no pudo medirse, así que una manera de aproximarlos es variando esta propiedad de tal manera que la frecuencia simulada del dipolo sea cercana a la frecuencia experimental. La frecuencia de cada modo en que esta barra presente deformación torsional será afectada, mientras que en aquellos modos en los que la barra no presente torsión, la frecuencia permanecerá sin cambios significativos.

5.3.1.3 Visualización a simple vista

La Figura 31 muestra los ODSs experimentales y simulados de la segunda y tercera resonancia de las movibilidades de la Figura 29 (para la primera resonancia se mostró en la Figura 23). Las imágenes de los datos de MEF (abajo) se muestran con curvas de nivel y polaridades de los desplazamientos relativos en la tapa. Los vectores graficados se calcularon mediante el gradiente de la simulación de la superficie deformada. Además, se incluyeron tapas sombreadas obtenidas con un programa de visualización científica (Paraview 3.6), para facilitar la interpretación de las fotografías correspondientes (arriba). También se grabó un video digital en un barrido de frecuencias desde 100 a 500 Hz en 100 s para la tapa con el puente ranurado (disponible en www.youtube.com/user/jesusalejandrott).

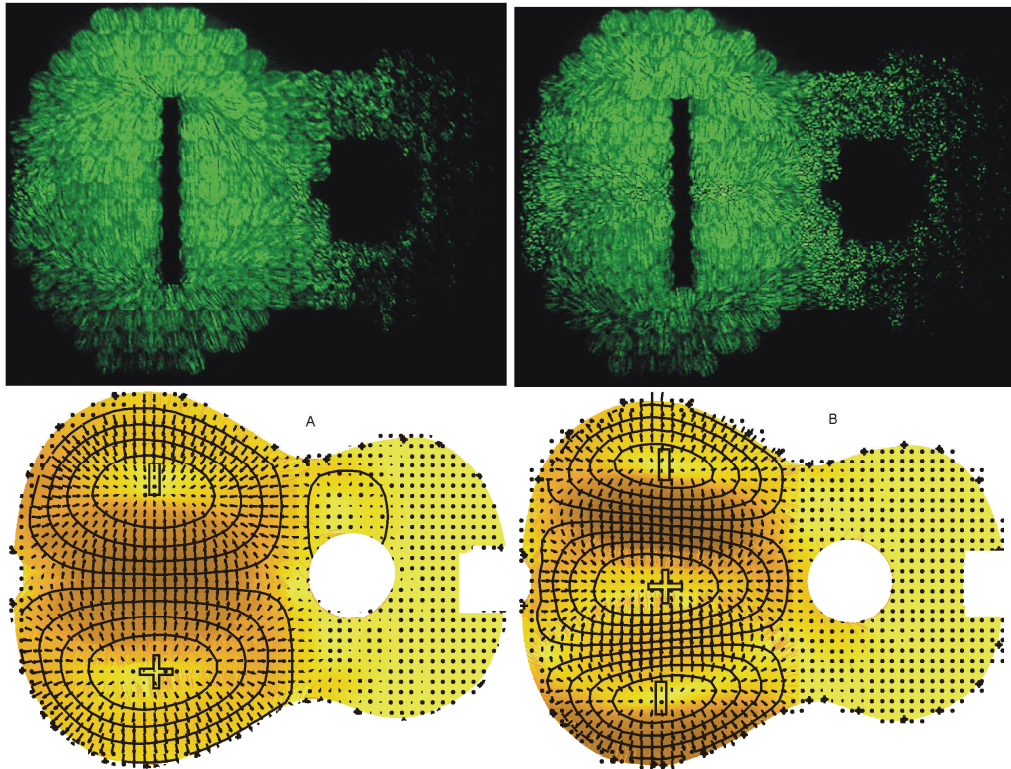


Figura 31. ODSs de la segunda y tercera resonancia de la Figura 29, mediante la técnica de visualización a simple vista (arriba) y datos de MEF (abajo).

5.3.1.3.1 Transductor láser de velocidad

La Figura 32 muestra la velocidad normal a la superficie del ODS correspondiente a la cuarta resonancia, forzado por 0,035 N (a 293 Hz) obtenido experimentalmente con un vibrómetro (arriba) y de la malla de MEF (abajo). La asimetría puede generarse entre otros factores, porque el excitador no pudo colocarse sobre el eje X, pues coincidía con una línea nodal.

Para verificar la consistencia entre ambos procedimientos, se calculó el criterio de concordancia modal (MAC de los vocablos en inglés Modal Assurance Criterion). El valor del MAC está entre 0 y 1 independientemente de la escala de los valores a comparar. Un valor MAC de 1 significa que un vector modal es múltiple del otro [Friswell 1995]. El valor MAC para los ODSs mostrados en la Figura 32, fue 0,82 y las magnitudes de las velocidades en ambos casos fueron similares, sometidos al mismo nivel de excitación como puede verse en sus barras de colores (m/s).

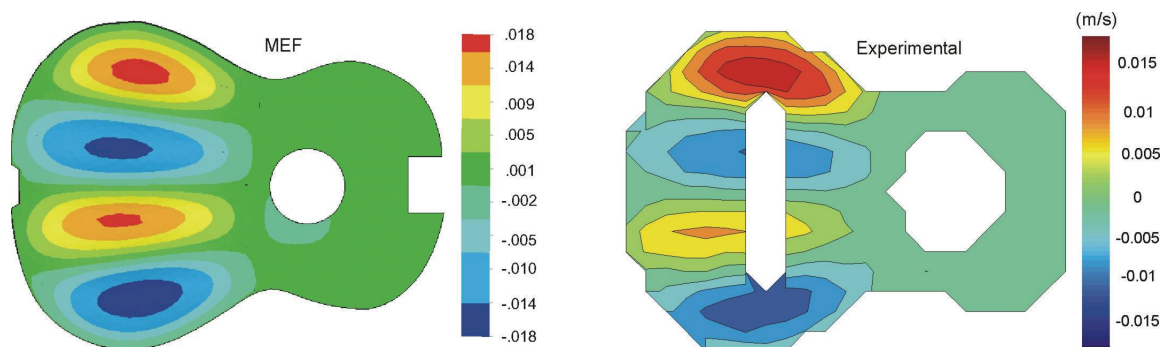


Figura 32. Comparación de los ODSs de la cuarta resonancia, obtenido de la parte real de los datos de MEF (izquierda), y mediciones con el vibrómetro (derecha). MAC=0,82.

5.4 CALIBRACIÓN DEL ALGORITMO NUMÉRICO DE RADIACIÓN

Esta calibración se realizó realizando dos tipos de comparaciones: contra resultados teóricos, en los que se mostró que características de los datos generados, como orden de magnitud, direccionalidad, y longitud de onda fueron congruentes con lo esperado; y contra resultados experimentales, en las que las respuestas en frecuencia, así como patrones de radiación a frecuencias determinadas tuvieron perfiles similares a los simulados.

Estas comparaciones mostraron que el algoritmo se implementó correctamente como se detallará en los siguientes apartados de esta subsección.

5.4.1 Calibración teórica

Se verificó que el cálculo de la radiación sonora de la tapa de guitarra, se comportara según es sabido para situaciones específicas. Esto se realizó verificando que:

- los valores obtenidos mediante ecuaciones discretizadas, concordaran con soluciones analíticas;
- los patrones de radiación del monopolo y dipolo de la tapa se comportaran según es sabido;
- la longitud de onda acústica decreciera al incrementar la frecuencia;
- la presión en el plano fuente se cancelara, excepto en la tapa, para la condición sin pantalla.

5.4.1.1 Comparación discreta con solución analítica

Se implementó en Matlab la primera integral de Rayleigh aproximada numéricamente aplicando la Ecuación (9). Para verificar que la presión generada fuera correcta, ésta se comparó, para el caso de un pistón circular radiante, a lo largo de su eje; con el resultado de la presión obtenida de su solución analítica. Esta solución es bien conocida [Kinsler 1982, p177]. La presión p se calculó para un pistón de radio de 0,15 m, velocidad de 0,1 m/s, frecuencia de 300 Hz, a una distancia de 1 m sobre su eje (es decir, datos aproximados a los de la tapa de guitarra). Para comparar los valores generados por cada método, se calculó la relación $p_{\text{algoritmo}}/p_{\text{analítica}}$. Un valor igual a 1, significaría que ambos métodos generan exactamente el mismo valor. El valor obtenido de esta comparación fue 0,9798 y se consideró satisfactorio.

Una vez calibrada la implementación discreta de la integral de Rayleigh mediante sumatoria, se usaron los resultados de este método para calibrar la implementación de convolución bidimensional. Como superficies radiantes en el plano XY, se utilizaron las velocidades normales experimentales y simuladas del ODS (2,1) (sección 5.3.1.1.1) de la tapa con pantalla usando ambos métodos para cada una. En la Figura 33 se muestra una visualización de estos resultados. Con el objeto de que la tapa pudiera observarse también, el hemisferio de radiación de 0,3 m de radio se hizo translúcido. Se observa que los colores de los hemisferios de radiación correspondientes son similares, así como el orden de magnitud de sus datos, según la escala para la presión a la derecha de cada una (Pa). De esta comparación se concluyó que la implementación hecha usando

convolución bidimensional, fue equivalente a la implementación usando sumatoria, que a su vez se calibró analíticamente.

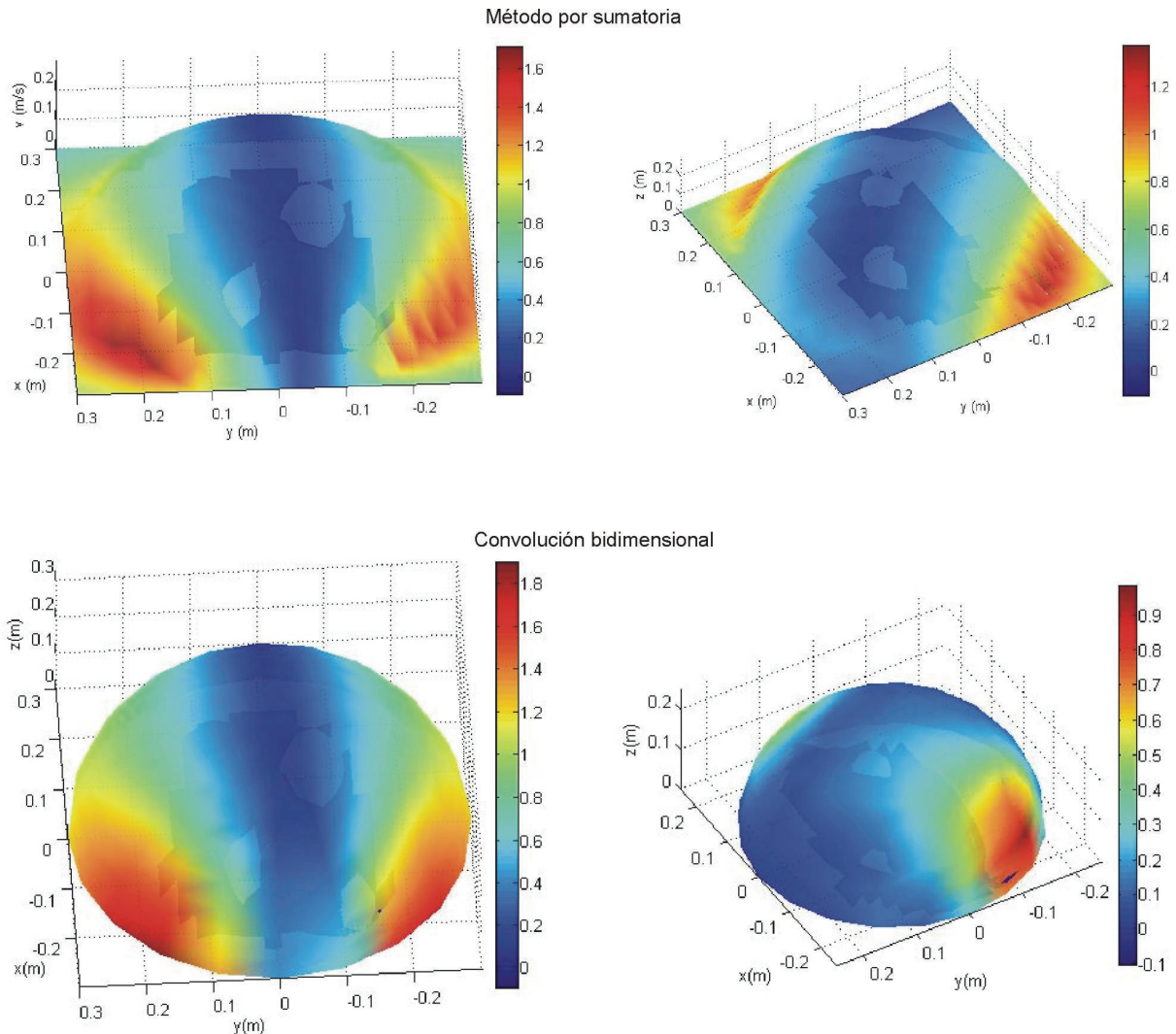


Figura 33. Comparación de patrones de radiación del modo (2,1) con pantalla, calculados mediante sumatoria (arriba) y convolución bidimensional (abajo). Las imágenes se generaron a partir de las velocidades de la tapa, obtenidas mediante MEF (izquierda) y experimentalmente (derecha).

5.4.1.2 Patrones de radiación sonora

También se verificó que los patrones de radiación sonora fueran correctos. Esto se hizo mediante la obtención de los bien conocidos patrones de radiación para un monopolo y un dipolo. Una tapa fija en los extremos presenta comportamientos equivalentes a éstos en sus dos modos de vibración más bajos, (0,0) y (0,1). El primer caso se muestra en la Figura 34 donde la radiación fue esférica a 100 Hz, y para el segundo la radiación presentó dos lóbulos a 200 Hz, que se observan en la Figura 35. En estas figuras contienen la siguiente información: distribución de velocidad normal de la tapa (arriba izquierda), transformación de estos datos al dominio del número de onda k (abajo izquierda), función de directividad mediante el método de mapeo para construcción de esfera de Ewald [Williams 1999, p41] (abajo derecha), y la radiación polar a 1m en el plano $x=0$ (arriba derecha). Al aumentar la frecuencia, la radiación se fue haciendo más direccional.

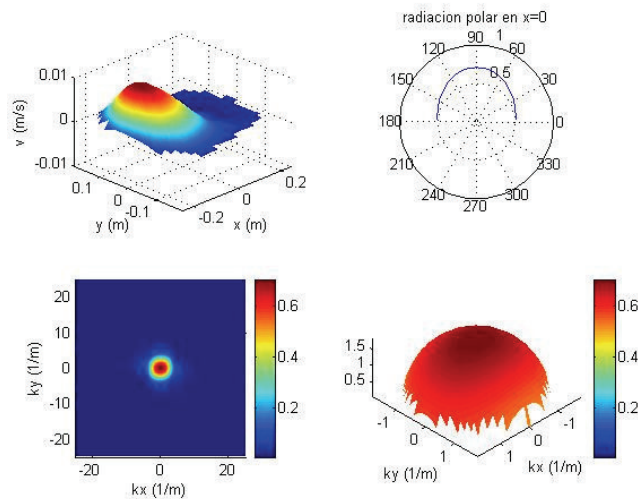


Figura 34. Comportamiento monopolar de una tapa en montada en una pantalla a 100 Hz.

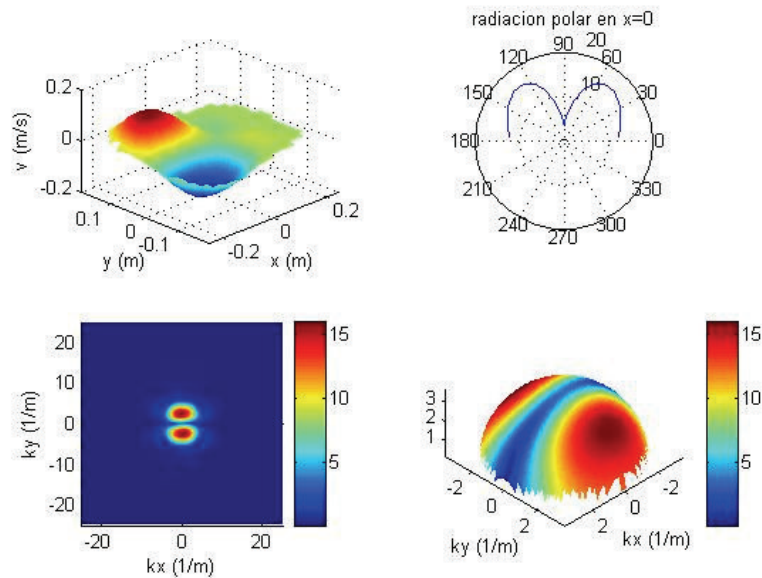


Figura 35. Comportamiento dipolar de una tapa en una pantalla a 200 Hz.

Tanto los lóbulos de radiación para una fuente monopolar y otra dipolar, como su cambio con el aumento de frecuencia; permitieron concluir que los patrones de radiación se generaron congruentemente con comportamientos para casos generales.

5.4.1.3 Longitud de onda

La Figura 36 muestra planos de corte para visualizar la presión sobre la tapa. Al visualizar un instante cualquiera durante un ciclo de fluctuación sinusoidal de la presión (compleja), los planos de corte tienen círculos concéntricos con respecto a la tapa, dependiendo si la presión es de expansión, visualizada con color rojo; o de compresión, con color azul. El color verde corresponde al cero. De esta manera puede verse la longitud de onda para cada caso, la cual es de 1,27 m a 200 Hz (izquierda) y 0,43 m a 800 Hz (derecha). La altura máxima del aire sobre la tapa es de 1,25 m así que para el primer caso se puede observar casi una longitud de onda completa, mientras que para el segundo caso se pueden observar más de dos. Esta dependencia inversa entre la longitud de onda acústica y la frecuencia, así como una aproximación visual de la longitud de onda en el espacio graficado; permitieron concluir que la forma de las ondas acústicas se generó correctamente.

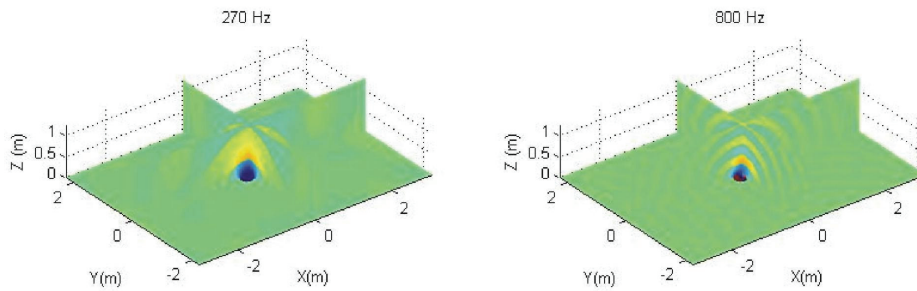


Figura 36. Radiación a frecuencias diferentes donde puede apreciarse la longitud de onda para cada caso. El rojo corresponde a presión de expansión, el azul a compresión, y el verde a presión cero.

5.4.1.4 Plano vibrante sin pantalla

Una característica importante para el caso de radiación sin pantalla, es que la presión sonora en el plano de la fuente vibrante (la tapa), debe ser cero en $z=0$ fuera de los límites de la superficie de ésta. La Figura 37 muestra una extensión del plano de la superficie, donde puede verificarse que el algoritmo descrito en la Figura 6 produce presión alrededor de cero fuera de la tapa (correspondiente al color verde). Se muestra el caso para 800 Hz.

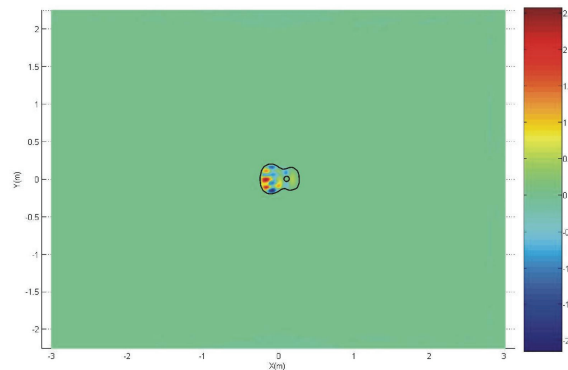


Figura 37. Plano de la superficie radiante de la tapa sin pantalla calculada para 800 Hz. Fuera de los límites de la tapa, la presión es aproximadamente cero, tal como se espera para el caso sin pantalla.

5.4.2 Calibración experimental

Los datos de radiación sonora se calcularon usando los datos estructurales de MEF. Las presiones complejas para cada ODS se almacenaron en matrices de $221 \times 290 \times 40$, calculadas en 100 s, obteniendo el plano fuente en 20 ciclos. En la Figura 38 (derecha) se muestra la movilidad puntual experimental complementada con la gráfica del ángulo de fase, y una respuesta de presión sonora a 1 m y 45° (no a 90° para mejorar la captación de radiación dipolar). Al lado izquierdo se muestran las curvas correspondientes extraídas de los resultados simulados. El algoritmo simula las mediciones experimentales congruentemente.

Las movilidades tienen amplitudes del mismo orden de magnitud para ambos métodos, al igual que las respuestas de presión sonora (el mismo eje Y se utilizó para ambas unidades sin ninguna normalización). Específicamente, el perfil de las respuestas sonoras tiene comportamientos en común: dos picos prominentes en las frecuencias más bajas, así como dos picos conectados por los modos tripolar y cuadrupolar, terminando con un valle profundo. En la simulación de la radiación sonora hay un valle de muy poca amplitud en la frecuencia correspondiente al octavo pico de la movilidad, detectado también en las mediciones experimentales. Además, las movilidades presentan cambios de fase similares en las gráficas debajo de las respuestas hasta esta frecuencia.

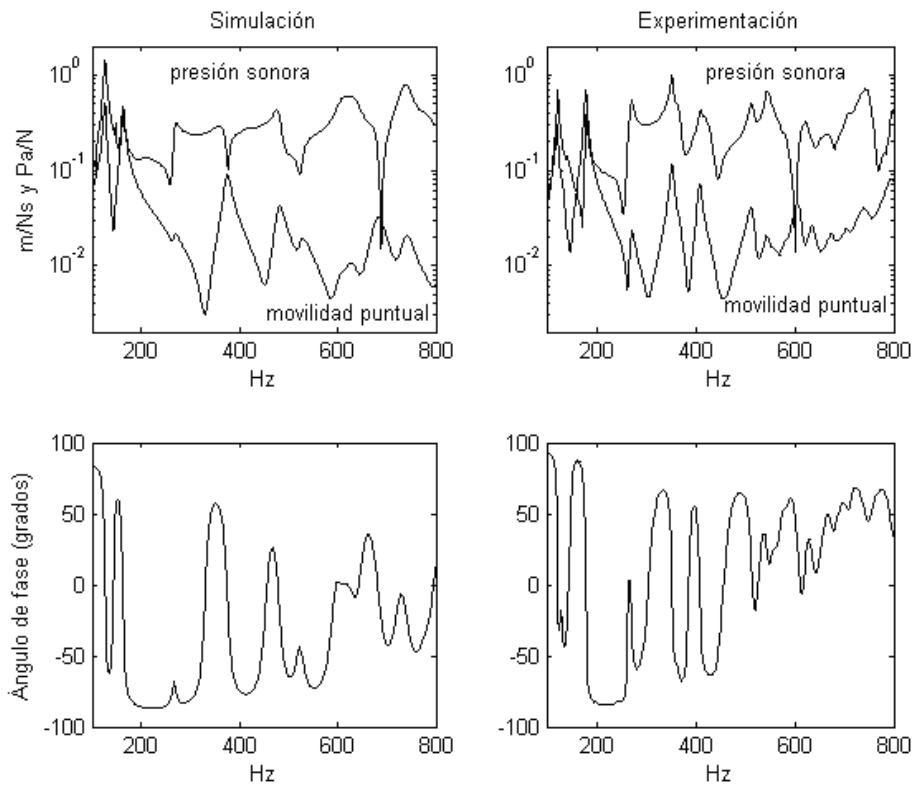


Figura 38. Respuestas simuladas (izquierda) y experimentales (derecha). Se obtuvo la movilidad puntual detrás del puente, y la respuesta de presión sonora a 1 m y 45° del eje de referencia para la tapa. Se incluyó el ángulo de fase para la movilidad (abajo).

Aunque sólo se muestra una dirección de la respuesta de presión sonora, estos métodos numéricos pueden predecir la presión sonora en cualquier punto $z \geq 0$ manteniendo una congruencia aceptable. Para mostrarlo, se compararon otro tipo de respuestas sonoras. Cuando el mismo modo dominó la vibración en la simulación y en las mediciones, los campos sonoros fueron similares (incluso con variaciones ligeras en las frecuencias modales). En la Figura 39 se graficaron los campos sonoros experimentales (puntos), y sus contrapartes numéricas (línea continua) para frecuencias alrededor de las cuatro resonancias más bajas. La deflexión monopolar de la tapa dominó fuertemente a 120 Hz, la dipolar a 258 Hz, la tripolar a 290 Hz, y el primer modo multipolar (cuatro polos) a 361 Hz.

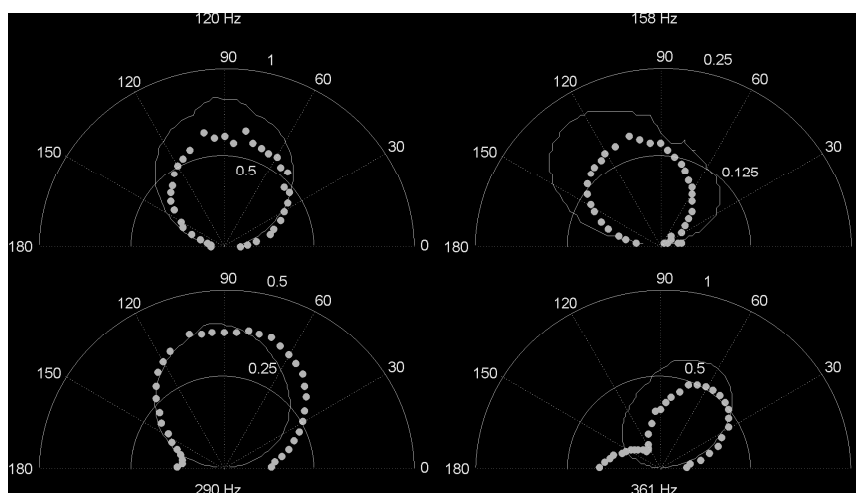


Figura 39. Datos medidos (puntos) y radiación simulada de los datos estructurales calculados de MEF (línea continua), del campo polar sonoro a 1 m alrededor de las cuatro resonancias de frecuencias más bajas.

La condición con una pantalla de 4,5 cm asumida en la simulación muestra una congruencia satisfactoria con el montaje experimental: para ángulos pequeños con respecto al plano de radiación, la radiación sonora es considerablemente menor que en otras direcciones. Nótese que esto no sucedería al comparar la radiación experimental con una simulación de una superficie en una pantalla.

La cercanía entre los picos de resonancia vuelve más complicado analizar su interacción en frecuencias más altas, que en las frecuencias de la Figura 39. Una comparación de resultados experimentales y numéricos demandaría una simulación de MEF con una caracterización más detallada de las propiedades físicas de la madera. Por ejemplo, la separación de grano en la madera es marcadamente diferente en toda la superficie: la elasticidad de la madera que influye en un determinado polo, puede no ser el mismo valor para otro en otra localización para el mismo ODS. Entonces, los módulos elásticos no deben representarse con un sólo número por cada propiedad física, al simular modos de vibración multipolar de una tapa superior. Sin embargo, no se detectaron otras restricciones para los métodos numéricos usados en esta tesis funcionando en vibración multipolar, y la frecuencia de corte en los análisis se determinó por las mediciones. De hecho, en una frecuencia donde la tapa tiene varias resonancias acopladas fuertemente, se encontró un campo sonoro con valores cercanos entre los datos medidos y los simulados (Figura 40).

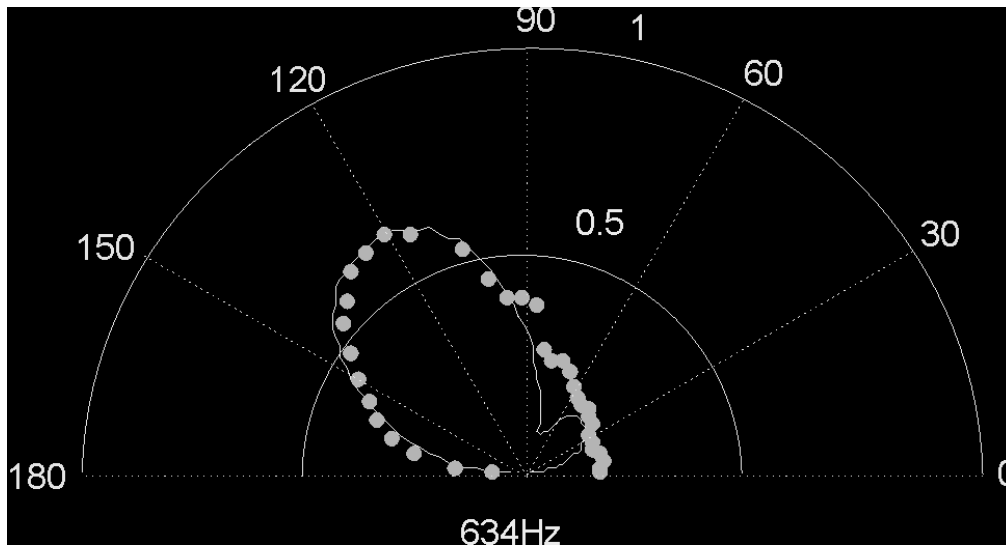


Figura 40. Datos medidos (puntos) y radiación simulada de los datos estructurales calculados de MEF (línea continua), del campo polar sonoro a 1 m y 634 Hz, en el cual varias resonancias de la tapa presentaron un acoplamiento evidente.

5.5 ADHESIÓN Y CORTES DEL PUENTE

5.5.1 Respuesta estructural

La Figura 41 muestra las movilidades de la tapa con puente (línea continua) y con el puente ranurado (línea punteada), para las mediciones experimentales (izquierda) y las simulaciones (derecha). El perfil de las curvas experimentales y simuladas correspondientes, siguieron siendo congruentes, continuando con las calibraciones experimentales mostradas en 5.3.

Los cortes en el puente provocaron cambios en la respuesta de la tapa. Los más notorios fueron un decremento en la frecuencia (de 66 Hz en el caso experimental) en la tercera resonancia; y la presencia de un ODS con cinco polos en la respuesta con el puente ranurado, en el rango de frecuencia mostrado.

La simulación de MEF fue útil para comparar cambios específicos en las propiedades de la estructura debido a cambios en la geometría del puente, mientras las otras condiciones permanecieron sin cambios; o cambiando alguna propiedad física y manteniendo la misma geometría

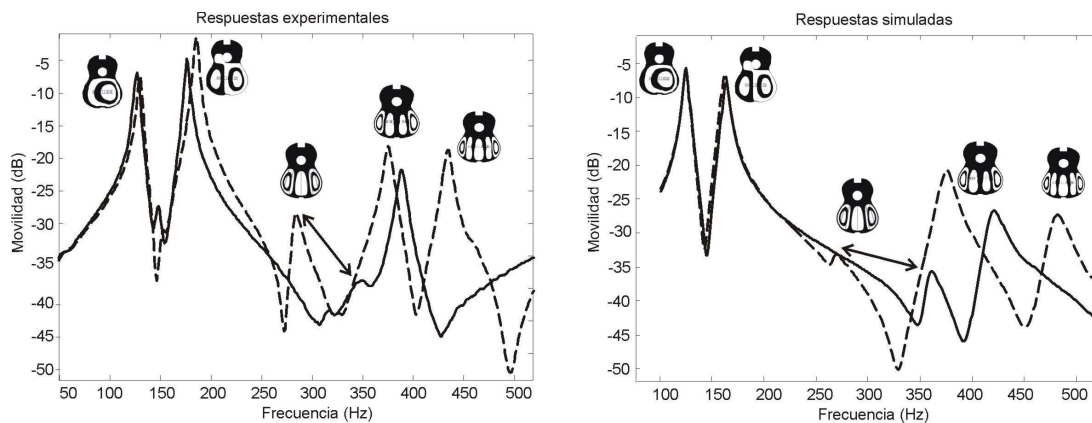


Figura 41. Cambios en la movilidad debidas a la modificación del puente

Se calculó una simulación de la respuesta de movilidad para la tapa usando una masa 3.8% más baja que la masa real, removiendo la masa perdida al ranurar el puente como se mencionó en la sección 4.1.3. Este cambio de masa se hizo a través de un decremento de la densidad, no por modificación en la geometría. Se calculó otra movilidad aumentando la masa removida debido a los cortes, por medio un incremento de la densidad en el puente ranurado. Se obtuvieron entonces cuatro movilidades: una por cada diseño de puente (normal y cortado) pesando 34,9 g, y dos más de ambos pesando 33,6 g. Fue claro que las variaciones en la respuesta de la tapa debido a los dos modelos de puente, fueron más pronunciados debido al cambio de geometría que al decremento de la masa.

Otra aplicación de MEF fue visualizar los ODSs. Estos datos ayudaron a obtener modelos geométricos de las deflexiones de todas las partes de la estructura, incluyendo el puente cortado y sin cortar. Dado que la simulación se calibró según se ha mostrado, los resultados de la siguiente subsección son válidos indistintamente tanto para los datos experimentales como para los datos de MEF como podrá notarse.

5.5.2 El monopolo, dipolo y tripolo

Las siguientes discusiones son válidas tanto para las simulaciones como para los experimentos. En los dos ODSs más bajos en condición de resonancia, ambos diseños de puente permanecen casi rígidos. El ODS de la tapa correspondiente a la primera resonancia parece estar achatado en la región central (Figura 42 A). En la segunda resonancia el puente se mueve como un “sube y baja” en el eje del dipolo. Sus puntos de desplazamientos máximos están más alejados entre ellos y están más cerca de los extremos del puente (Figura 42 B) que para el caso del dipolo de la tapa sin puente (Figura 31 A). Para el caso del puente ranurado, la frecuencia y amplitud del segundo pico de resonancia incrementó. Para frecuencias más altas, la respuesta empieza a verse más afectada debido al puente, ya sea el caso en que se deforma o si impone una zona nodal en el ODS. Ambos diseños de puente se deforman en el ODS correspondiente a la tercera resonancia. Pero su frecuencia se vuelve más baja (desacoplándose la siguiente resonancia) y su amplitud incrementa en el caso del puente ranurado, probablemente por la pérdida de rigidez y amortiguamiento. El ODS de la tapa sin puente presenta casi la misma velocidad máxima en los tres polos. La presencia del puente normal causa un ensanchamiento del polo central. Sus velocidades máximas son un tercio de las velocidades máximas en los polos de los extremos (Figura 42 C). Los cortes en el puente generan un efecto de ensanchamiento menos pronunciado, y la relación entre las velocidades máximas de los polos de los extremos con el polo central incrementó a un medio. Las variaciones de la tercera resonancia (correspondiente al modo de vibración tripolar) son de interés particular, pues su contribución notoria en la radiación sonora de la guitarra ha sido reportada [Caldersmith 1985, Lai & Burgess 1990].

5.5.3 Modos multipolares

La deflexión en ambos puentes para el ODS de la cuarta resonancia (Figura 42 D) es menos pronunciada que en la resonancia anterior (Figura 42 C) debido a un efecto similar al de la segunda resonancia (Figura 42 B), pero los cortes provocaron un decremento ligero en la frecuencia del pico de resonancia y un incremento en su amplitud (de aproximadamente 3 dB) lo cual puede atribuirse a la pérdida de masa y rigidez debido a los cortes

en el puente. Comparando la Figura 42 D con la Figura 32, se puede observar que el puente disminuye la respuesta de los polos centrales respecto a los polos de los extremos: la velocidad máxima no se alcanzó como en la tapa sin puente, donde la velocidad máxima en los cuatro polos fue prácticamente la misma. Los cortes en el puente no modificaron considerablemente este ODS, excepto porque los perfiles de los polos centrales fueron más suaves que con el puente normal.

En el ODS correspondiente a la quinta resonancia, la deflexión del puente es tan pronunciada por los cortes (Figura 42 E), que el pico de resonancia se vuelve distinguible claramente en el rango de frecuencia mostrado en la gráfica de movilidad, en contraste con el caso del puente sin cortar. Después de esta resonancia, en el ODS siguiente calculado con el modelo de MEF (Figura 42 F), el puente tiene una deflexión torsional y una línea nodal atravesándolo. La excitación por detrás del puente no permitió una detección clara para este ODS de seis polos en las mediciones experimentales.

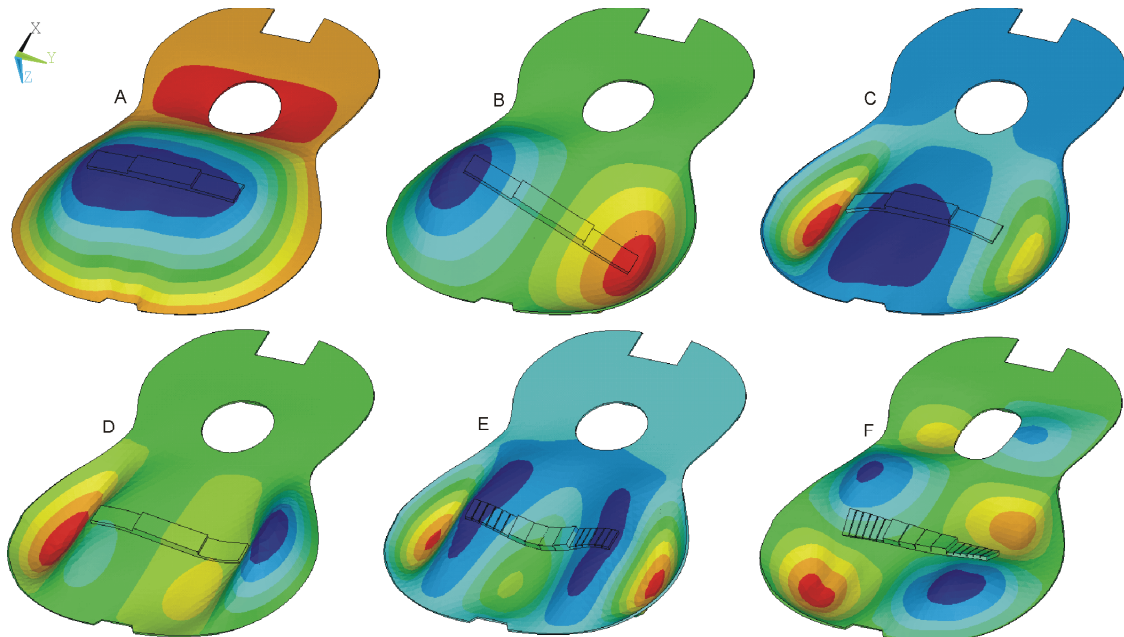


Figura 42. Comportamiento general del puente en seis resonancias de la tapa. El ODS en condición de resonancia con frecuencia más baja se denota con A, y el más alto con F.

5.5.4 Radiación sonora

La Figura 43 muestra la parte real del modo de deflexión operacional tripolar de la tapa. En las dos imágenes mostradas, los desplazamientos normales al plano de la tapa están multiplicados por un factor de 500. Además, la escala de colores también es la misma. De esta manera, es posible realizar una comparación visual de las geometrías de cada caso mostrado. Los desplazamientos también son del mismo orden de magnitud.

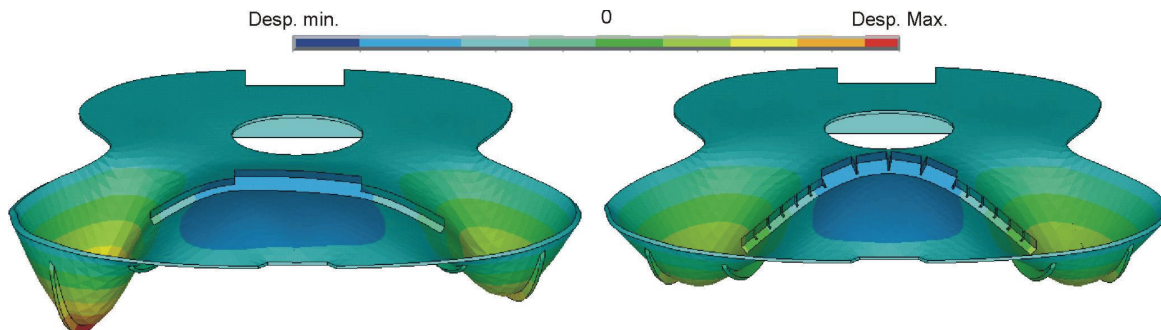


Figura 43. Parte real del modo tripolar de la guitarra con diseños de puente diferentes

La comparación de las radiaciones del modo tripolar de la tapa con ambos diseños de puente, se realizó bajo la misma fuerza de excitación, condiciones de frontera y materiales. Nótese que estas condiciones que se mantienen constantes en la simulación, son justamente parámetros que pueden manipularse en una tapa real, a diferencia de la geometría del modo de vibración que es una propiedad intrínseca de la estructura.

La Figura 44 muestra la simulación numérica del valor absoluto de la radiación sonora (Pa), graficada en coordenadas esféricas. La magnitud del radio representa la presión a una distancia de 1.25 m en la dirección dada por un ángulo azimutal y otro de elevación, a partir del origen del sistema de referencia para la tapa (localizado en la intersección de dos datos con valor cero). A la izquierda se muestra la radiación sonora de la parte real del tripolo de la tapa con el puente normal (360 Hz), y a la derecha con el puente ranurado (270 Hz); excitando con una fuerza sinusoidal de 1 N.

La radiación sonora generada por la parte real del modo tripolar de la tapa con el puente normal es considerablemente mayor que la correspondiente al puente ranurado. Además aunque los dos patrones de radiación tienen un solo lóbulo, sus geometrías resultaron notoriamente distintas. Téngase en cuenta que la radiación sonora depende directamente de la velocidad normal de la tapa, y ésta a su vez de la frecuencia. Las frecuencias de oscilación son diferentes, lo cual provocó que la relación de la magnitud de las velocidades normales de cada modo fuera diferente a la relación mostrada en las gráficas de desplazamiento de la Figura 43.

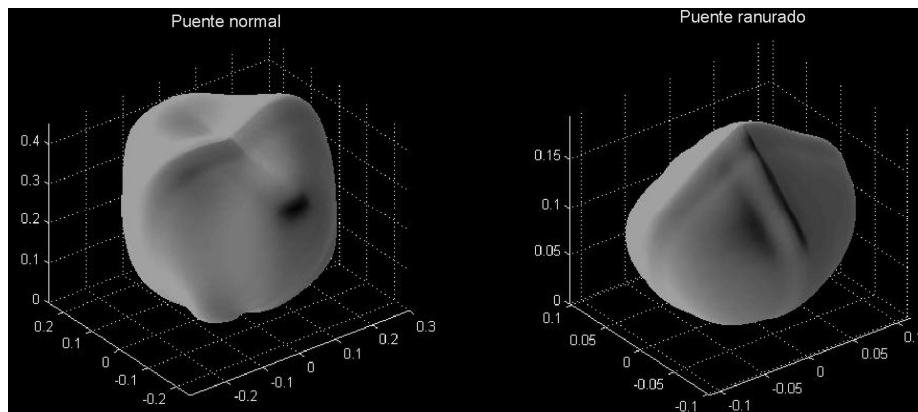


Figura 44. Patrones de directividad (Pa) a partir de origen del sistema de referencia de la tapa, para los ODSs mostrados en la Figura 43.

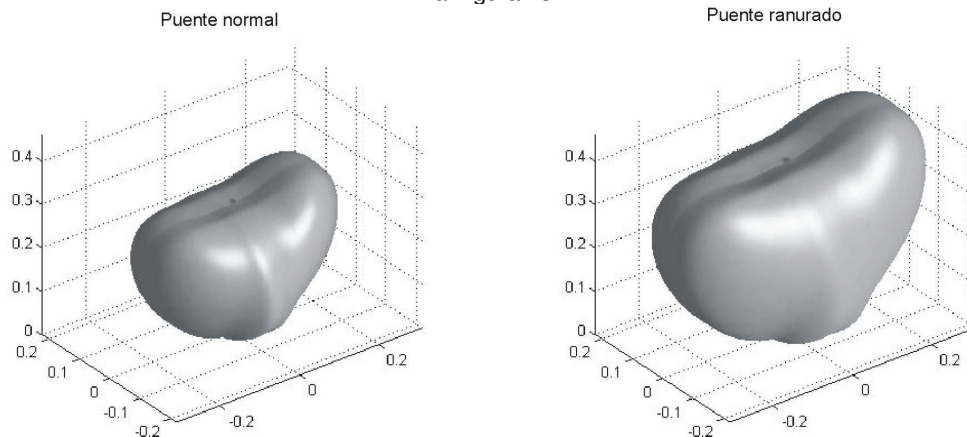


Figura 45. Patrón de directividad (Pa) de la parte real de la velocidad de la tapa en el modo tripolar de la tapa con el puente normal (izquierda) y ranurado (derecha).

Se realizó otra comparación de la radiación del tripolo de ambos diseños, en las gráficas de la Figura 45. Las ranuras en el puente le provocan una pérdida de masa y rigidez, disminuyendo la frecuencia de resonancia en modos de vibración con deflexión en el puente. Para el caso mostrado, la frecuencia de oscilación fue el promedio de las dos frecuencias de resonancia $(360+270)/2=315$ Hz. Bajo esta consideración, la relación entre

los desplazamientos de ambos casos mostrados en la Figura 43 continúa siendo la misma que la de las velocidades. La geometría de los patrones de radiación sonora son similares y sus amplitudes correspondientes no muestran diferencias tan significativas como al considerar frecuencias diferentes. Esto muestra que la directividad de la radiación sonora depende mucho más de la frecuencia de oscilación, que de variaciones ligeras en la geometría del plano radiante, al menos debajo de la frecuencia crítica.

5.5.5 Efectos en la percepción del sonido

Al comparar los arpeggios de la guitarra Rodríguez y la Yamaha según los procedimientos explicados en la sección 4.6, tanto el autor como el tutor de este trabajo notaron diferencias claras al escuchar las guitarras, así como al reproducir la grabación. La diferencia más notoria es que el sonido en la guitarra Rodríguez se escuchó más brillante por la presencia de componentes de frecuencia más alta.

Sin embargo, algunos cambios que pudieron haber ocurrido en el sonido del acorde para la guitarra Yamaha antes y después de modificar el puente, no se notaron claramente y no pudieron atribuirse directamente al cambio en el puente. Esta opinión se corroboró con las respuestas obtenidas de las 22 personas que participaron en el cuestionario por correo electrónico, graficados en la Figura 46. No se pudo establecer una tendencia clara de las respuestas.

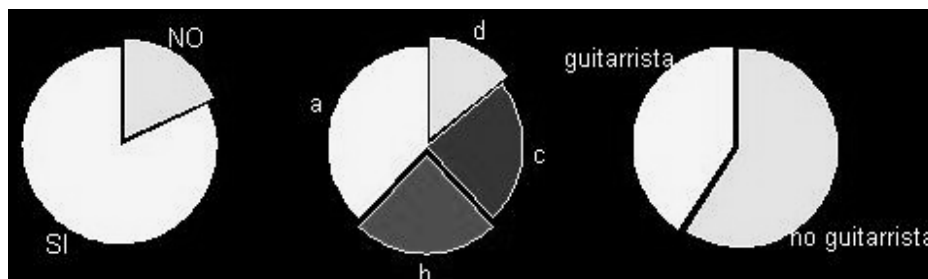


Figura 46. Resultado de la encuesta sobre si hay percepción de diferencias en el acorde MI antes y después de ranurar el puente (izquierda). La gráfica del centro indica la opinión de que los acordes suenan más agudos sin los cortes en el puente (a), si suenan más graves (b), si hay diferencias entre los volúmenes de las notas del acorde antes y después de ranurar el puente (c), y/o alguna otra opinión (d). La gráfica de la derecha indica si los encuestados saben tocar el instrumento.

5.6 EJEMPLOS SOBRE APLICACIONES DE LAS SIMULACIONES CALIBRADAS

5.6.1 Vibración compleja de la tapa

La representación de la vibración de una estructura suele expresarse mediante valores complejos. Sin embargo, es complicado encontrar una explicación sencilla de lo que representan las partes real e imaginaria de estos datos, aún cuando se sabe que la magnitud relativa de estas cantidades para diferentes frecuencias está relacionada con el comportamiento de los distintos modos. En esta sección se propone una interpretación de las magnitudes relativas de las partes real e imaginaria, de una función de respuesta de frecuencia. El comportamiento de onda estacionaria se asocia al dominio de la parte real o imaginaria; por otra parte, el comportamiento de onda viajera ocurre cuando las partes real e imaginaria son del mismo orden de magnitud, siempre y cuando la escala del amortiguamiento sea lo suficientemente grande y los picos de resonancia en el espectro sean suficientemente cercanos.

5.6.1.1 Modos de onda viajera

En la Figura 47 aparecen las dos primeras resonancias de la tapa con el puente ranurado calculadas mediante MEF. Las gráficas se obtuvieron aplicando la Ecuación (2) separadamente para tres casos: la parte real de cada valor, la parte imaginaria, y además la norma del valor complejo. Se muestran la parte real e imaginaria (con una "i" a la derecha) de los ODSs correspondientes a la primera resonancia (izquierda del pico a 126 Hz),

la segunda resonancia (derecha del pico a 162 Hz) y de 140 Hz (entre ambas resonancias). Para cada una de las tres frecuencias hay una misma escala de colores para los ODSs y el mismo escalamiento para la deformación geométrica, es decir, un color representa el mismo valor de velocidad en la imagen real y en la imaginaria para la misma frecuencia, y la escala de deformaciones es comparable.

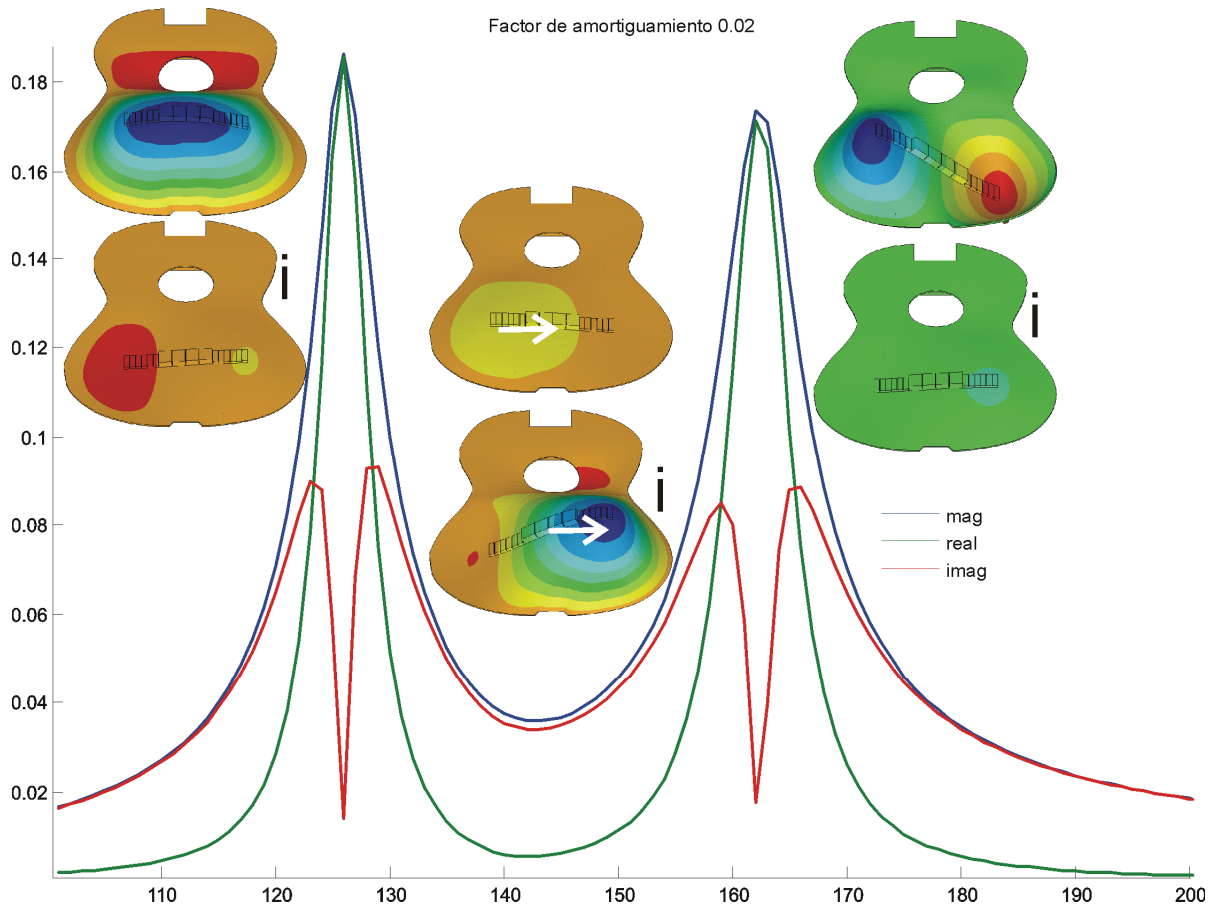


Figura 47. Parte real (arriba) e imaginaria (abajo) de los ODSs de las resonancias a 126 Hz (izquierda) y 162 Hz (derecha), y sin resonancia a 140 Hz (centro).

En la primera resonancia, la mayor contribución a la velocidad de la tapa está dada por la parte real. Aunque su ODS tiene un comportamiento sutil de modo viajero debido a que la parte imaginaria no es cero, puede considerarse un modo normal para términos prácticos como se argumentó en la sección 5.3.1.1.1. La influencia de resonancias de frecuencia más alta, principalmente la del dipolo que es la más cercana, viene dada en la parte imaginaria de la velocidad. En la parte imaginaria de la primera frecuencia de resonancia aparece la formación de un dipolo asimétrico, cuya geometría general es el modo dominante en la siguiente resonancia. Además, justo a 126 Hz, sus polos intercambian posición con respecto al eje de balance debido a un cambio de fase. Esto provoca que en la parte imaginaria del ODS a 140 Hz, el polo de mayor tamaño se encuentre del lado derecho a diferencia del correspondiente a 126 Hz.

Se muestra la parte real e imaginaria de un ODS a 140 Hz, sin resonancia de la tapa. La máxima velocidad del polo generado en la parte real (color amarillo) del ODS es considerablemente menor que la máxima velocidad del polo generado en la parte imaginaria correspondiente (color azul). Sin embargo, la ubicación de los polos juega un papel importante. En el caso de la parte real, el polo está cargado a la izquierda del eje de simetría de la tapa, mientras que el polo de la parte imaginaria está del lado derecho. Bajo estas circunstancias, el defasamiento de 90° entre la parte real y la imaginaria de la vibración, provoca que la tapa sea flexionada por una onda viajera que va de izquierda a derecha, lo que intenta mostrarse con las flechas de la Figura 47.

Para la segunda resonancia, las amplitudes de la parte real e imaginaria de la vibración tienen valores más cercanos incluso que los de la primera resonancia. Sin embargo, esto no necesariamente quiere decir que el

ODS tendrá una onda viajera más notoria. Esta combinación de la parte real e imaginaria de la deflexión generó un dipolo estacionario en la parte baja de la tapa y una onda viajera en la parte alta apenas perceptible en una animación.

5.6.1.2 Interacción entre resonancias múltiples

Un caso considerablemente más complicado al explicado en la sección 5.6.1.1 sucede cuando las frecuencias de resonancia están más cercanas, cumpliéndose la condición de la Ecuación (7), que ciertamente es más bien una inecuación debido a que las partes de la expresión matemática están separadas por un signo \leq . La Figura 48 muestra dos respuestas con la norma de los valores de velocidad compleja según la Ecuación (2), con y sin amortiguamiento, hasta una frecuencia de 800 Hz para la tapa. En el caso sin amortiguamiento, cada resonancia se distingue claramente. Para el caso amortiguado, hay rangos de frecuencia en los que no es posible detectar la posición de las resonancias, pues el ancho de sus picos se traslapa al estar tan cerca unas de otras.

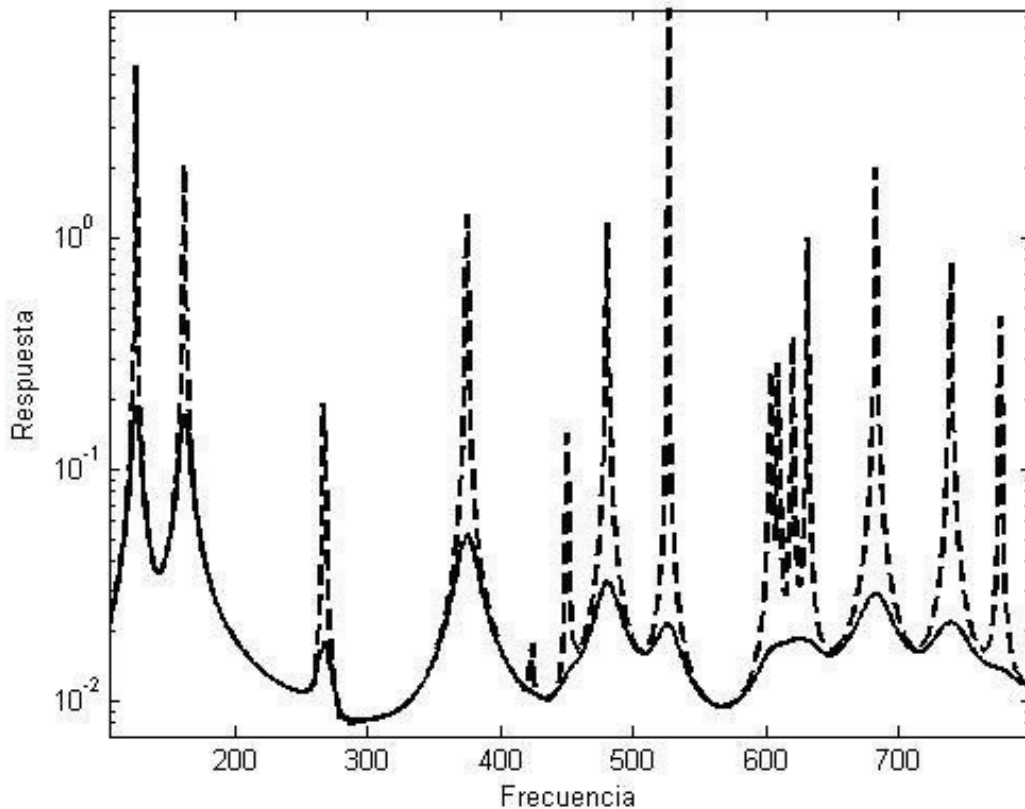
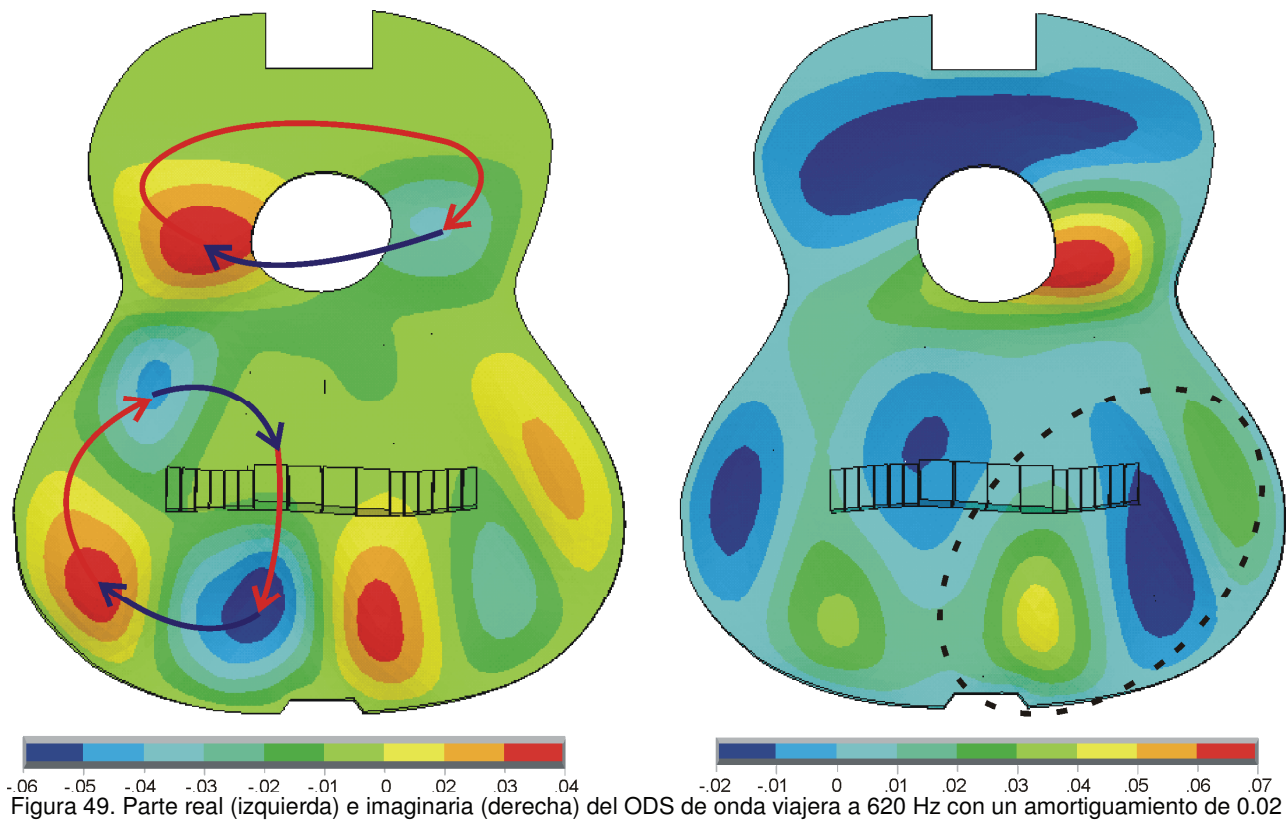


Figura 48. Suma de las magnitudes de la velocidad de la tapa, sin amortiguamiento (línea punteada) y con amortiguamiento proporcional de 0,02 (línea continua).

Por ejemplo, considérese el ODS correspondiente a la resonancia de 620 Hz, de la respuesta calculada sin amortiguamiento de la Figura 48. Todos los puntos de la tapa alcanzan sus deflexiones máximas y mínimas al mismo tiempo (condición ideal en resonancia). La consideración del amortiguamiento provoca que esa resonancia sea indistinguible en la respuesta correspondiente. La Figura 49 muestra un intento por representar el ODS de onda viajera para esa frecuencia en el caso amortiguado. Las flechas representan la trayectoria de los polos generando vibración de onda viajera, mientras que la elipse punteada encierra los polos de vibración formando ondas estacionarias (aunque estos polos no necesariamente oscilan en fase). Las ondas viajeras en la zona del puente, se producen de una manera más notoria del lado de la excitación.



5.6.2 Comparación de dos abanicos diferentes

Un modelo de radiación sonora a partir de datos estructurales de MEF había sido propuesto previamente [Richardson 1987, Griffin et al. 1998] pero no implementado detalladamente como se ha mostrado en este trabajo. La implementación numérica aquí mostrada, es una alternativa poderosa en radiación sonora de placas comparada con derivaciones analíticas, donde geometrías complicadas y masas efectivas adicionadas limitan los resultados [Hill et al. 2004]; o procedimientos experimentales en los que garantizar igualdad de condiciones es complicado con muestras de madera. Una aplicación de estos modelos consiste en comparar la misma tapa con arreglos estructurales diferentes, como el caso mostrado en la Figura 50. La tapa simulada y construida en esta tesis se modificó en la simulación, adhiriéndole un abanico asimétrico y otro modelo de puente.

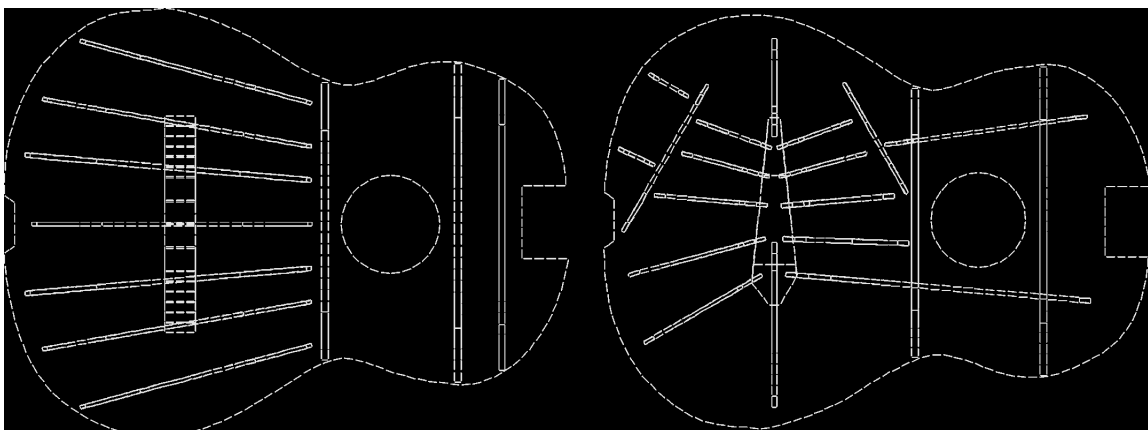


Figura 50. Modelos de abanico y puente a comparar, mediante los métodos numéricos de vibración y radiación sonora calibrados en este trabajo. A la izquierda se muestra un diseño simétrico, y a la derecha otro asimétrico.

5.6.2.1 Eficiencia de radiación

La eficiencia de radiación como se definió en la Ecuación (18) presenta algunas ventajas en la discusión del comportamiento vibroacústico de estructuras, comparada con funciones de respuesta al menos por dos razones. Primero, deducir intuitivamente características de la radiación sonora a partir de datos estructurales como gráficas de movilidad (o datos modales) puede ser confuso, incluso con vibración monopolar. Segundo, las funciones de respuesta sonora (que suelen reportarse inconvenientemente en unidades absolutas) dan información en un sólo ángulo siendo esto una limitación importante considerando la direccionalidad fuerte de la radiación sonora en la vibración multipolar.

En la Figura 51 se condensa una gran cantidad de información numérica (al menos 120 GB). La eficiencia de radiación para los dos diseños de tapas de la Figura 50 se simuló mezclando el análisis armónico amortiguado y los datos de la presión en el aire. Se graficaron los modos normales de vibración y sus frecuencias. Además, se incluyeron ODSs en frecuencias donde la eficiencia de radiación aumentó sin condición de resonancia en la tapa. Éstas se marcaron con el número "i", porque la contribución de la parte imaginaria debido al amortiguamiento dominó las magnitudes de sus velocidades, según se explicó en la sección 5.6.1. Los primeros modos de vibración en el diseño asimétrico mostraron geometrías similares con la técnica de holografía reportada por Rossing & Eban [1999], aunque sus frecuencias fueron más bajas debido a una tapa más delgada en la simulación.

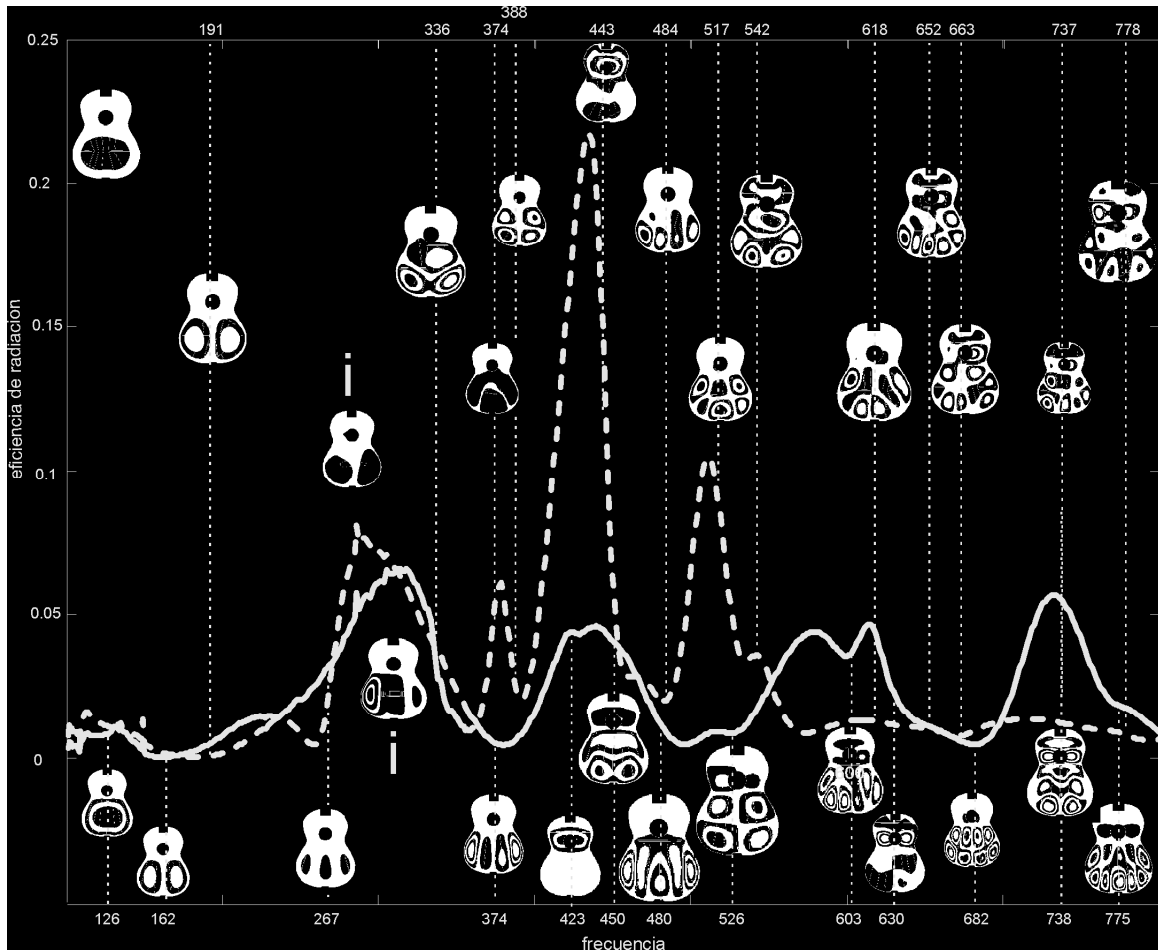


Figura 51. Eficiencia de radiación sonora para la tapa asimétrica (línea roja) y la simétrica (línea azul). Los ODSs y sus frecuencias para el diseño asimétrico están sobre las curvas, y para el simétrico bajo éstas.

Lai & Burgués [1990] mostraron que la contribución principal a la radiación sonora de la guitarra en las frecuencias más bajas viene de la boca. Esto concuerda con el hecho de que se revela eficiencia escasa en las curvas, para los dos modos más bajos de las tapas sin importar la respuesta estructural fuerte.

Un comportamiento fue común en los dos diseños de las tapas. Los modos de vibración con una línea nodal sobre el eje de simetría de la tapa, desde el puente hacia el eje X positivo, fueron radiadores ineficientes. En cambio, modos con polos sobre el eje de simetría desde el puente, son radiadores más eficientes. Al parecer esta distribución de polos tiende a generar un polo central más grande que los polos periféricos, evitando la cancelación de velocidad de volumen (al menos parcialmente). El dipolo largo es un ejemplo de esta situación, resultando un radiador relativamente eficiente en el abanico simétrico (423 Hz) y el asimétrico (443 Hz). Aunque su importancia en la calidad de la guitarra clásica correlacionada por Meyer [1983] ha sido citada ampliamente en la literatura, no había sido propuesta ninguna explicación sobre la contribución significativa de este modo de vibración. Además, otras discusiones acerca de modos más bajos concuerdan con esta característica de la línea nodal: el tripolo es relativamente eficiente [Caldersmith 1982, Lai & Burgess 1990]; pero el dipolo cruzado no, aunque su radiación con una asimetría ligera en sus polos, puede colaborar a elevar la eficiencia de radiación como puede verse alrededor de 300 Hz para el diseño asimétrico (según fue mencionado por Rossing & Eban [1999]).

En frecuencias mayores que 630 Hz de la gráfica, modos de vibración con polos pequeños fueron menos eficientes. Este comportamiento fue especialmente notorio en el diseño asimétrico. Sin embargo, el diseño simétrico tiene un pico prominente dominado por un modo de vibración con cinco polos en fila (738 Hz). Este fue el único modo detectado en ambos diseños cuyo valor del número de onda acústico estuvo entre los valores de las componentes del número de onda primario ($k_y < k < k_x$). Por esta razón, alrededor de esta frecuencia la tapa actúa como un radiador eficiente llamado radiador de borde. La parte de la mitad de la anchura de los polos a lo largo de los bordes normales al eje (eje Y en el caso mostrado) para el cual el número de onda primario es menor que el número de onda acústico, permanecen sin cancelación de volumen considerable [Fahy 1983]. La Figura 52 ilustra la onda acústica generada por el movimiento estructural. Los datos de presión del aire, simulados a partir de los datos estructurales de MEF mediante los algoritmos de convolución, se cortaron con un plano XZ. La presión de compresión se marcó con un signo + así como la velocidad en la tapa que la generó.

Esta interacción se visualizó en una animación en el tiempo, mostrando claramente que una onda acústica se generó desde el polo en el extremo cercano al puente, y el polo en el otro extremo aumentó el valor de la presión para la misma onda pero una longitud de onda después. Este radiador de borde puede explorarse mediante Realidad Virtual Inmersiva, en un modelo implementado para la Sala Ixtli.

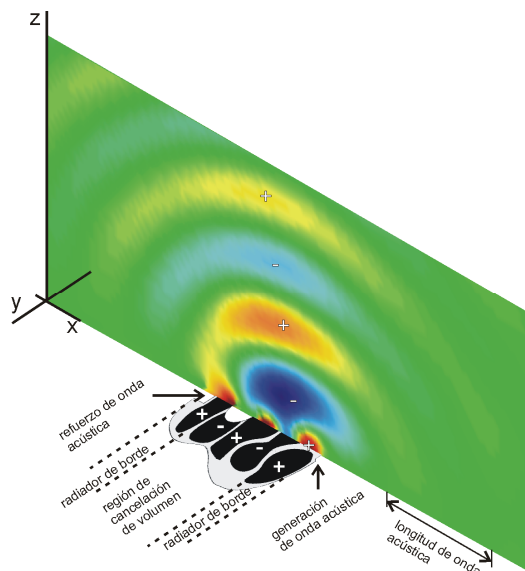


Figura 52. Esquema espacial a 738 Hz, de la interacción entre el aire y el modo de vibración del diseño simétrico, actuando como un radiador de borde.

6 CONCLUSIONES

6.1 EL PUENTE EN EL COMPORTAMIENTO VIBROACÚSTICO DE LA TAPA

La geometría y algunas propiedades físicas del puente (módulo de Young longitudinal y transversal, el cortante, y densidad), mostraron tener una influencia considerable en el comportamiento vibratorio de la tapa. Estos cambios fueron más notorios en modos de vibración en los que el puente se deforma, lo cual empezó a evidenciarse a partir del modo tripolar. Su presencia y modificaciones cambiaron la movilidad puntual de la tapa, así como la geometría de algunos ODSs.

Sin embargo, los cambios más significativos según los análisis mostrados, sucedieron en los patrones de directividad de la radiación sonora. Mediante cortes transversales en el puente, algunas frecuencias de resonancia de la tapa disminuyeron. Dado que los patrones de radiación dependen en gran medida de la frecuencia, estas variaciones de frecuencia mostraron tener más influencia que los cambios en la geometría de los modos de vibración de la tapa. La prueba subjetiva realizada en este trabajo indica que se necesita una prueba más rigurosa, para discutir sobre los cambios en la percepción del sonido de la guitarra debidos al diseño del puente.

6.1.1 Efectos estructurales

La Figura 53 muestra simulaciones de las frecuencias y los 12 modos de vibración más bajos de una tapa fija en su contorno. Corresponden a cuatro etapas de su construcción: con el contorno delimitado y la boca, con abanicos y barras transversales, con puente, y con el mismo puente pero con 15 ranuras transversales. Los modos de vibración de la tapa fueron distintos en todas las etapas de construcción, especialmente en modos multipolares.

Cuando la tapa no tiene abanico ni barras transversales, los modos de vibración tienen polos distribuidos en toda la superficie. La adhesión del abanico, y principalmente de las barras transversales, provocó que los polos se generen predominantemente en la parte más ancha de la tapa. Debido a esto, los modos de vibración monopolar se vuelven más parecidos a los de una guitarra terminada. En frecuencias más altas, los abanicos parecieron dictaminar la forma y ubicación de los polos.

La adhesión del puente alteró la masa total de la estructura, contribuyendo con 34,9 g de los 164,8 g totales de la tapa (21%). La rigidez también se modificó principalmente en la parte ancha de la tapa, donde se localizan los polos de los modos más bajos de una guitarra terminada. En los modos monopoles, el monopolo disminuyó 45 Hz su frecuencia, la del dipolo permaneció igual, y el tripolo aumentó en 120Hz. Después del modo con cuatro polos, el comportamiento vibratorio de la tapa fue considerablemente distinto al de la tapa con abanico y sin puente. Se verificó que el puente generalmente coincidió con una línea nodal en la vibración de la tapa en los modos multipolares.

A su vez, al cortar el puente perdió rigidez y el 3,8% de su masa. Esto generó que los modos de vibración en los que el puente se deforma, disminuyeran su frecuencia y cambiara ligeramente el tamaño de los polos. Sin embargo, algunos modos pudieron compararse con el modo equivalente para cuando el puente no había sido cortado.

Inesperadamente, el dipolo largo en el que el puente coincide con la línea nodal dividiendo el polo inferior del superior, no apareció en ninguna etapa de construcción de la tapa. Sin embargo, al cambiar el tipo de abanico y puente en la simulación, el dipolo largo apareció a 443 Hz.

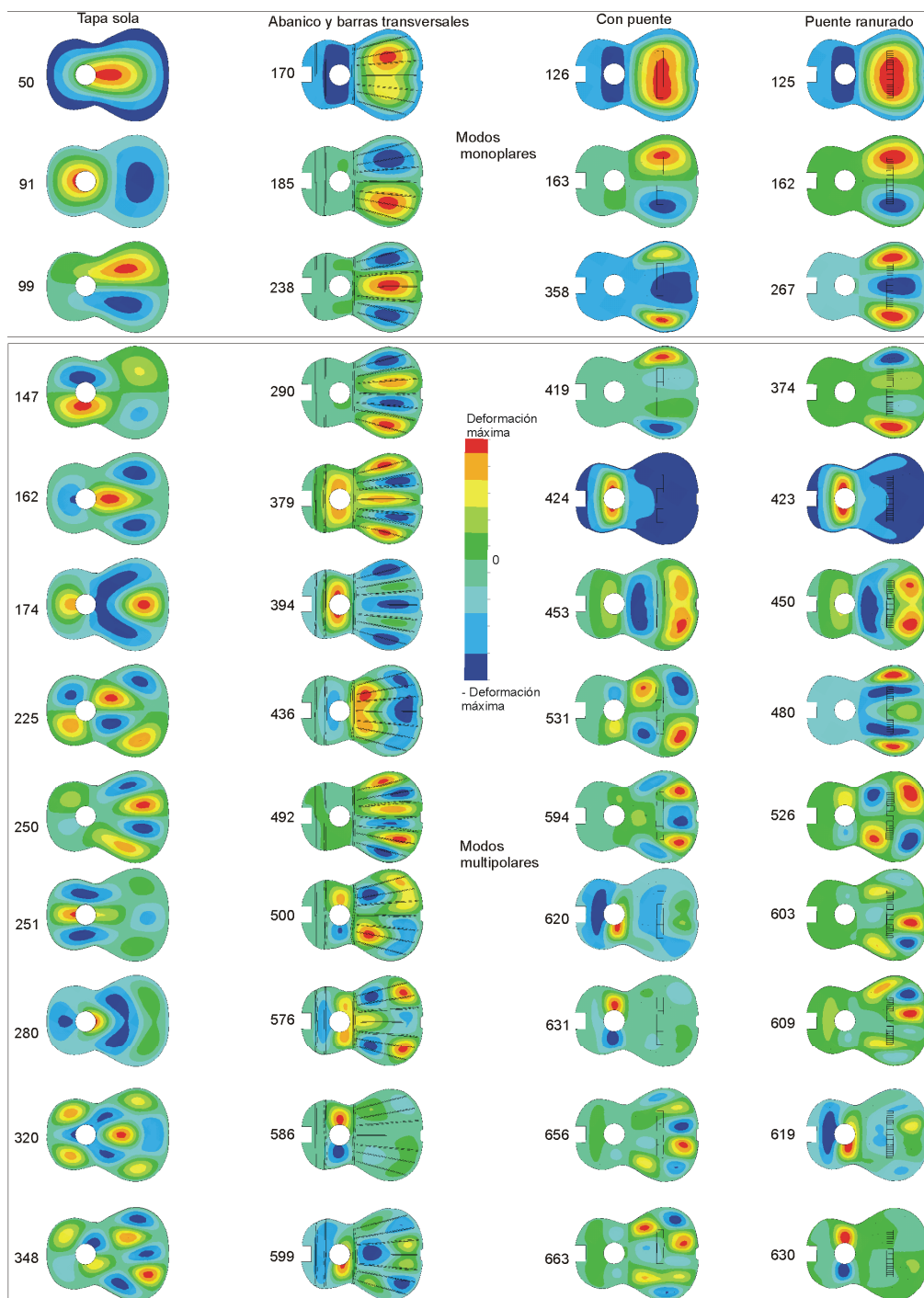


Figura 53. Frecuencias (Hz) y modos de vibración más bajos, de una tapa de guitarra fija en el contorno, en cuatro etapas de construcción.

6.1.2 Efectos acústicos

Los resultados de este trabajo muestran que el puente, y cambios en éste, modifican los modos de vibración de la tapa. Sus picos en una respuesta en frecuencia cambian de frecuencia y amplitud, modificando los patrones de radiación sonora. Para mostrarlo, se comparó la radiación del tripolo con el puente antes y después de cortarse. Los patrones de radiación fueron notoriamente distintos en forma y amplitud. Con el objeto de

distinguir la importancia del cambio de geometría de un modo de vibración en estas diferencias, se comparó el patrón de radiación, igualando la frecuencia y velocidades máximas del tripolo, para la tapa con puente antes y después de ranurarse. El resultado fue que el patrón de radiación sonora fue muy similar en amplitud y forma para ambas versiones del tripolo. Esto sugiere que la simple variación de la frecuencia de las resonancias de la tapa, pudieran generar cambios notorios en el sonido de una guitarra terminada. Por ejemplo, el cambio en las frecuencias de resonancia en la respuesta de la tapa superior, podría cambiar el color de las escalas musicales tocadas en la guitarra

En general, los constructores de guitarras enfocan las variaciones de sus diseños, en modificar el abanico de la tapa superior. El diseño del puente suele ser el mismo, e incluso algunos constructores compran muchos puentes del mismo tipo y simplemente lo pegan a la guitarra. Los resultados de este trabajo muestran que el diseño del puente influye considerablemente en la vibración y radiación sonora de la tapa. Si bien los cambios en la respuesta de una guitarra al cortar el puente no pudieron notarse en una prueba subjetiva sencilla, es probable que una prueba más formal permita corroborar la importancia subjetiva del diseño del puente en el sonido final del instrumento.

6.2 ANÁLISIS DE TÓPICOS ALTERNOS

Los archivos de ejecución por lotes desarrollados en esta tesis, para simular el comportamiento vibroacústico de la tapa, se encuentran en los anexos. La calibración de sus datos del comportamiento estructural de la tapa, así como del comportamiento acústico, mostró que es factible utilizar los resultados para analizar el comportamiento de una tapa de guitarra, especialmente en los modos de vibración monopolar y los dos primeros modos multipolares. Se mostraron dos aplicaciones de estas simulaciones, alternas al tópico principal de este trabajo: vibración compleja de la tapa, y comparación de dos abanicos diferentes.

6.2.1 Vibración compleja

La inclusión de amortiguamiento proporcional en el modelo de MEF generó vibración compleja. Al analizar estos resultados en ANSYS, no se pudo visualizar la deformación real e imaginaria de la tapa al mismo tiempo. La primera alternativa para intentar lograrlo, fue mediante la norma de los valores complejos normales a la superficie de la tapa. Sin embargo, estos valores no parecieron tener un significado físico fácil de entender, pues la deformación visualizada presentó discontinuidades. Fue necesario considerar la fase de cada norma, para visualizar un instante determinado en la deformación. Al ver varios instantes distintos en un ciclo, fue posible discernir la mezcla de modos de vibración cercanos, especialmente en frecuencias determinadas en las que la tapa no resuena.

La dificultad de analizar este comportamiento, sugirió que un análisis estructural de la tapa de una guitarra sin interacción entre sus resonancias (sin amortiguamiento), puede ser insuficiente para manipular su respuesta estructural.

6.2.2 Eficiencia de radiación

Se comparó el comportamiento vibroacústico mediante eficiencia de radiación simulada, de dos abanicos diferentes en una misma tapa: un abanico simétrico y otro asimétrico.

En ambos casos, los modos de vibración con una línea nodal a partir del puente sobre el eje de simetría de la tapa, fueron menos eficientes que con polos sobre dicha línea. Sin embargo, la longitud de onda acústica también debe considerarse, pues debajo de la frecuencia crítica efectiva de la tapa (a unos 800 Hz) puede ser que la tapa actúe como un radiador de borde o como un radiador de esquina, siendo la primera condición más eficiente que la segunda.

Como las simulaciones en el presente trabajo permiten obtener los valores necesarios para la eficiencia de radiación (potencia de entrada y de salida), es posible utilizar estos procedimientos como herramientas para diseñar tapas más eficientes.

6.3 CONCLUSIONES SOBRE LOS MÉTODOS NUMÉRICOS

Se realizaron análisis armónicos amortiguados con MEF de una tapa de guitarra, con comparaciones experimentales equivalentes. Los resultados fueron aceptablemente congruentes, tanto en las gráficas de movilidad y los ángulos de fase entre la fuerza y la velocidad, así como en los ODSs.

Este tipo de análisis permite estudiar la estructura en condiciones cercanas a cuando está montada en una guitarra terminada, y no se encontraron trabajos similares en la literatura revisada.

Se mostró una discusión especialmente enfocada a modos de onda viajera, en frecuencias donde la tapa de una guitarra no resuena. Esto puede ayudar a analizar el comportamiento vibratorio de una tapa en todas las frecuencias de un rango determinado, y no sólo en las resonancias, como se reporta en la literatura al realizar análisis modal o armónico sin amortiguamiento.

Se programó un algoritmo para calcular la radiación sonora a partir de la velocidad normal a una superficie, aplicando Acústica de Fourier. Fue calibrado (en parte) con resultados cercanos a valores teóricos (analíticos). La presión sonora en el aire a partir de la velocidad simulada de la tapa, mostró aproximarse a mediciones experimentales equivalentes con presiones generadas del mismo orden de magnitud. Este algoritmo se usó en conjunto con las simulaciones estructurales de MEF, como una extensión a trabajos aplicados anteriormente por otros autores en acústica musical (radiación calculada de vibración experimental). Estos métodos numéricos en conjunto ofrecen un modelo capaz de predecir la respuesta sonora de cualquier diseño de tapa superior, a partir únicamente de su geometría y algunas propiedades físicas medibles: el módulo de Young longitudinal, el transversal, el cortante, y la densidad. El procedimiento de medición de estas propiedades también se detalló en este trabajo.

6.4 CONCLUSIONES SOBRE LOS EXPERIMENTOS

El montaje del excitador electromagnético en un cabezal de avance en tres ejes, propició que la posición de la fuerza de excitación fuera repetible para términos prácticos, además que la excitación por detrás de la tapa facilitó las técnicas de visualización y la medición de su radiación frontal.

Se corroboró que las fluctuaciones de la humedad relativa del aire, influyen considerablemente en las propiedades elásticas de una estructura delgada como la tapa. Esto se realizó al medir cambios en la respuesta vibratoria de una tapa de madera, debido a la humedad relativa del aire. Se propuso una ecuación para modos de vibración en una tapa con una frecuencia y humedad relativa del aire conocidas, a partir de la cual se puede calcular el cambio en la frecuencia de resonancia en función de la humedad del aire.

La visualización a simple vista de ODSs mediante reflejo láser se aplicó a la tapa de la guitarra. Además se desarrolló una técnica para fotografiar este fenómeno y se mostró su relación visual con los vectores del gradiente de una superficie deformada (de lo cual sólo se encontraron comentarios en otros trabajos). Esta técnica para fotografiar la vibración de una superficie plana es barata y fácil de implementar, y no se encontraron trabajos similares en la literatura.

La utilización de un analizador de dos canales simplifica mediciones donde se relaciona una señal de entrada con una de salida. Sin embargo, mediante un analizador de un canal y todo el equipo que se necesita para realizar una medición equivalente, se tiene más información simultánea de todo el fenómeno.

Se diseñó una estructura apoyada en el concreto de la cámara anecoica. Con esta estructura se disminuyó considerablemente el movimiento de los elementos de las mediciones de radiación sonora, en comparación a si se montan sobre el piso de malla de la cámara. Esto puede ayudar a mejorar la repetibilidad de la ubicación de los elementos involucrados en mediciones realizadas en la cámara.

6.5 SUGERENCIAS PARA TRABAJO A FUTURO

- Medir funciones de respuesta de la radiación sonora de una estructura, con sistemas de captura multicanal. Considérese que un canal debe estar destinado a medir una señal de entrada.

- Calibrar los modelos numéricos funcionando en frecuencias más altas. Esto podría requerir caracterizar la madera de la tapa mediante propiedades elásticas en función de su ubicación espacial, es decir, no con un sólo número para describir cada propiedad.
- Usar los modelos numéricos para comparar el comportamiento vibroacústico de tapas con diseños diferentes, en frecuencias alrededor de sus resonancias más bajas y los primeros modos multipolares (es decir, donde se mostró su correcto funcionamiento).
- Utilizar supercomputadoras para analizar en tiempo real, los resultados estructurales y acústicos generados previamente.
- Considerar la influencia del aire encerrado en la caja de la guitarra, en las respuestas obtenidas mediante MEF, utilizando modelos de osciladores. Otra posibilidad es incluir esta interacción utilizando resortes y amortiguadores en el modelo.
- Modelar una tapa posterior de guitarra e incluirla en el cálculo de la radiación sonora.
- Realizar pruebas subjetivas de guitarras construidas de manera similar, pero con puentes de diseños diferentes. Se recomienda que las pruebas no involucren reproducción de sonidos grabados.

7 ANEXOS

Se presentan los algoritmos implementados para los cálculos numéricos de esta tesis. En la Figura 54 se muestra un diagrama de bloques general sobre el orden para realizar los cálculos.

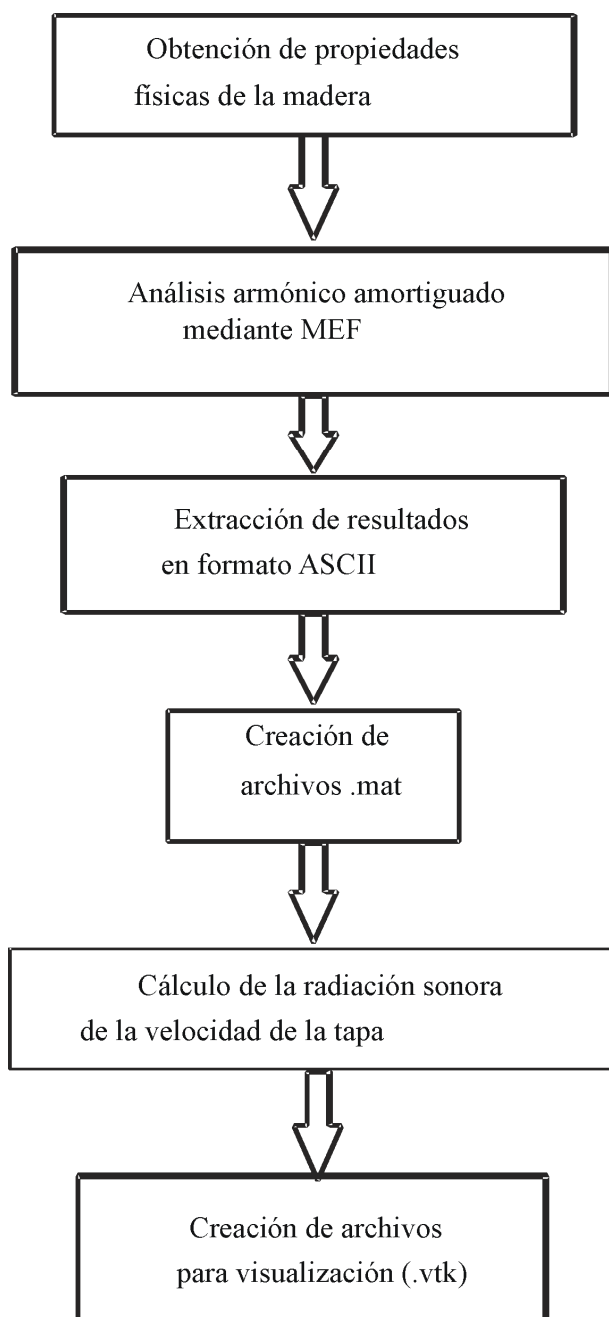


Figura 54. Diagrama de bloques para calcular la radiación sonora de una tapa de guitarra con los métodos numéricos implementados en esta tesis

7.1 ARCHIVOS PARA ANSYS

Los cálculos numéricos de estos anexos se realizaron con una computadora con procesador Pentium 4 a 2.8 G Hz con 4 GB en RAM. Se muestran dos archivos de ejecución por lotes para ANSYS, en el cual sólo se necesita el módulo Structural. Los comandos mostrados se pegan en un bloc de notas para generar un archivo .txt, y se compila con la opción READ INPUT FROM... desde el menú de archivo de ANSYS.

7.1.1 Análisis armónico amortiguado

Cada paso de carga, en este caso la frecuencia, tarda alrededor de 40 s en calcularse, y ocupa unos 48 MB de espacio. Si se desea modificar alguna parte del programa reiterativamente (debugear), se recomienda utilizar un solo ciclo DO-CYCLE-ENDDO (para una variable iniciada y terminada en el mismo número, con un incremento de 1). CYCLE ignora todos las instrucciones entre éste y su correspondiente ENDDO. Este método es muy útil al dibujar mediante comandos.

```
/CLEAR,START
/FILNAME,5PCC
/TITLE,Alejandro Torres CCADET UNAM
/UNITS,SI
/CONFIG,nres,5000
/PREP7
/ANG,1,90,ZS,1
/ANG,1,180,YS,1
*SET,TACONINF,.01
*SET,TACONSUP,.04
K,1,-.241+TACONINF,-0.019
K,2,-0.24,-0.025
K,3,-0.231,-0.09
K,4,-0.210,-0.133
K,5,-0.2,-0.144
K,6,-0.15,-0.178
K,7,-0.11,-0.183
K,8,-0.1,-0.184
K,9,-0.06,-0.173
K,10,-0.02,-0.154
K,11,0.02,-0.13
K,12,0.045,-0.12
K,13,0.06,-0.119
K,14,0.095,-0.13
K,15,0.14,-0.139
K,16,0.175,-0.13
K,17,0.215,-0.104
K,18,0.235,-0.065
K,19,0.24,-0.033
K,20,0.242-TACONSUP,-0.033
K,21,0.242-TACONSUP,0.03
K,22,0.242,0.03
K,23,0.215,0.099
K,24,0.175,0.132
K,25,0.14,0.136
K,26,0.1,0.129
K,27,0.065,0.117
K,28,0.045,0.115
K,29,0.015,0.128
K,30,-0.015,0.147
K,31,-0.075,0.176
K,32,-0.14,0.177
K,33,-0.195,0.147
K,34,-0.225,0.1
K,35,-0.24,0.025
K,36,-.241+TACONINF,0.019
L,1,2
L,1,36
L,36,35
L,19,20
L,20,21
L,21,22
BSPLINE,2,3,4,5
BSPLINE,5,6,7,8,9,10
BSPLINE,10,11,12,13,14
BSPLINE,14,15,16,17,18,19
BSPLINE,22,23,24,25
BSPLINE,25,26,27,28,29
BSPLINE,29,30,31,32
BSPLINE,32,33,34,35
```

LGLUE,ALL
AL,ALL
lsel,s,,a11
DL,ALL,,UX
DL,ALL,,UY
DL,ALL,,UZ
DL,ALL,,ROTX
DL,ALL,,ROTY
DL,ALL,,ROTZ

BARRA=1
h=0.007
h1=0.002
h2=0.002
L=0.239
L1=0.0595
L2=0.0595
L3=0.004
ANCHO=0.004
ANGULO=0
LOCAL,10+BARRA,0,0.023,0.002,0,180
K,101,0,0,0
K,102,L3,0,h1
K,103,L1,0,h
K,104,L-L2,0,h
K,105,L-L3,0,h2
K,106,L,0,0
A,101,102,103,104,105,106
VEXT,2,, , ANCHO

BARRA=2
h=0.006
h1=0.0015
h2=0.0015
L=0.245
L1=0.061
L2=0.061
L3=0.004
ANCHO=0.004
ANGULO=5
LOCAL,10+BARRA,0,0.022,0.036,0,180-ANGULO
K,201,0,0,0
K,202,L3,0,h1
K,203,L1,0,h
K,204,L-L2,0,h
K,205,L-L3,0,h2
K,206,L,0,0
A,201,202,203,204,205,206
VEXT,8*(BARRA-1)+2,, , -ANCHO

BARRA=3
h=0.006
h1=0.0015
h2=0.0015
L=0.233
L1=0.0585
L2=0.055
L3=0.004
ANCHO=0.003
ANGULO=10
LOCAL,10+BARRA,0,0.022,0.065,0,180-ANGULO
K,301,0,0,0
K,302,L3,0,h1
K,303,L1,0,h
K,304,L-L2,0,h
K,305,L-L3,0,h2
K,306,L,0,0
A,301,302,303,304,305,306
VEXT,8*(BARRA-1)+2,, , -ANCHO

BARRA=4
h=0.005
h1=0.001
h2=0.001
L=0.204
L1=0.05
L2=0.053
L3=0.004
ANCHO=0.003

```
ANGULO=15
LOCAL,10+BARRA,0,0.022,0.102,0,180-ANGULO
K,401,0,0,0
K,402,L3,0,h1
K,403,L1,0,h
K,404,L-L2,0,h
K,405,L-L3,0,h2
K,406,L,0,0
A,401,402,403,404,405,406
VEXT,8*(BARRA-1)+2,,,-ANCHO
```

```
BARRA=5
h=0.017
h1=0.0044
h2=0.004
L=0.237
L1=0.041
L2=0.041
L3=0
ANCHO=0.006
ANGULO=90
LOCAL,10+BARRA,0,0.031,-0.121,0,180-ANGULO
K,501,0,0,0
K,502,L3,0,h1
K,503,L1,0,h
K,504,L-L2,0,h
K,505,L-L3,0,h2
K,506,L,0,0
A,501,502,503,504,505,506
VEXT,8*(BARRA-1)+2,,,-ANCHO
```

```
BARRA=6
h=0.0165
h1=0.0044
h2=0.004
L=0.272
L1=0.046
L2=0.046
L3=0
ANCHO=0.006
ANGULO=90
LOCAL,10+BARRA,0,0.1443,-0.137,0,180-ANGULO
K,601,0,0,0
K,602,L3,0,h1
K,603,L1,0,h
K,604,L-L2,0,h
K,605,L-L3,0,h2
K,606,L,0,0
A,601,602,603,604,605,606
VEXT,8*(BARRA-1)+2,,,-ANCHO
```

```
BARRA=7
h=0.015
h1=0.0044
h2=0.004
L=0.249
L1=0.039
L2=0.039
L3=0
ANCHO=0.005
ANGULO=90
LOCAL,10+BARRA,0,0.1825,-0.124,0,180-ANGULO
K,701,0,0,0
K,702,L3,0,h1
K,703,L1,0,h
K,704,L-L2,0,h
K,705,L-L3,0,h2
K,706,L,0,0
A,701,702,703,704,705,706
VEXT,8*(BARRA-1)+2,,,-ANCHO
```

```
CSYS,0
VSYMM,Y,2,4
K,801,.09,0
CIRCLE,801,.042
AL,195,196,197,198
ASBA,1,82
VEXT,83,,,-.002
K,802,-.09,-.06,-.002
```

```

xpunte=-.103
!PUENTE

LOCAL,20,0,xpunte,-.0925,-.002
WPCSYS
BLOCK,0,.0265,0,.0925,0,-.002

yp=0
xres=.0265
yres=.00775
zres=-.002
NDVOL=12
yp=0
BTOL,1E-7
*DO,NUMCORD,21,26,1
LOCAL,NUMCORD,0,xpunte,-.0925+(yp*.00875),-.004
yp=yp+1
WPCSYS
BLOCK,0,xres,0,yres,0,zres,
*ENDDO
LOCAL,NUMCORD+1,0,xpunte,-.0925+(yp*.00875),-.004
WPCSYS
BLOCK,0,xres,0,.0193,0,-.007,
LOCAL,NUMCORD+2,0,xpunte,-.0925+(yp*.00875)+.0198,-.004
WPCSYS
VSYMM,Y,19
CSYS,0
VSYMM,Y,12,18
VSYMM,Y,19,20
VGLUE,ALL

VGLUE,ALL

VOLUMENT=0.27639E-03
PESO=.0912
!TAPA, MAT 8
MP,DENS,8,PESO/(VOLUMENT)
MP,EX,8,6.6e9
MP,EY,8,.66E9
MP,EZ,8,.41E9
MP,GYZ,8,.11E9
MP,GXY,8,.77E9
MP,GXZ,8,.6E9
MP,NUXY,8,.03
MP,NUXZ,8,.019
MP,NUYZ,8,.33

!MP,DAMP,8,9E-6
cortante=.3E9

MP,DENS,1,447.4
MP,EX,1,12.141E9
MP,GXY,1,cortante

MP,DENS,2,455.3
MP,EX,2,.7E9
MP,EY,2,12.527E9
MP,EZ,2,.3E9
MP,GYZ,2,cortante*4
MP,GXY,2,.05E9
MP,GXZ,2,.01E9
MP,NUXY,2,.6
MP,NUXZ,2,.013
MP,NUYZ,2,.025

MP,DENS,3,435.9
MP,EX,3,.7E9
MP,EY,3,11.124E9
MP,EZ,3,.3E9
MP,GYZ,3,cortante*4
MP,GXY,3,.1E9
MP,GXZ,3,.1E9
MP,NUXY,3,.6
MP,NUXZ,3,.013
MP,NUYZ,3,.025

MP,DENS,4,445.29
MP,EX,4,10.895E9
MP,GXY,4,cortante

```


MP,DENS,5,484.69
MP,EX,5,12.316E9
MP,GXY,5,cortante

MP,DENS,6,431.2
MP,EX,6,.7E9
MP,EY,6,10.975E9
MP,EZ,6,.3E9
MP,GYZ,6,cortante*4
MP,GXY,6,.1E9
MP,GXZ,6,.1E9
MP,NUXY,6,.6
MP,NUXZ,6,.013
MP,NUYZ,6,.025

! PUENTE
MP,DENS,7,1153.6
MP,EY,7,1.356e10
MP,EX,7,.7E9
MP,EZ,7,.3E9
MP,GYZ,7,2.91E9
MP,GXY,7,.1E9
MP,GXZ,7,.1E9
MP,NUXY,7,.6
MP,NUXZ,7,.013
MP,NUYZ,7,.025

!MALLADO
fems=.01
!B1
MAT,4
ET,1,SOLID92
ESIZE,fems
VMESH,1

!B2
MAT,4
ET,1,SOLID92
ESIZE,fems
VMESH,2

!B4
MAT,1
ET,1,SOLID92
ESIZE,fems
VMESH,3

!B6
MAT,1
ET,1,SOLID92
ESIZE,fems
VMESH,4

!B3
MAT,1
ET,1,SOLID92
ESIZE,fems
VMESH,8

!B5
MAT,5
ET,1,SOLID92
ESIZE,fems
VMESH,9

!B7
MAT,5
ET,1,SOLID92
ESIZE,fems
VMESH,10

!ABAJO B10
MAT,2
ET,1,SOLID92
ESIZE,fems
VMESH,5

!MEDIA B11
MAT,6
ET,1,SOLID92

```

ESIZE,fems
VMESH,6

!ARRIBA B12
MAT,3
ET,1,SOLID92
ESIZE,fems
VMESH,7

!PUENTE
MAT,7
ET,1,SOLID92
ESIZE,.01
VMESH,12,33,1

!TAPA
MAT,8
ET,1,SOLID92
ESIZE,.01 !Valor previo .015
VMESH,34

DMPRAT,.02

/SOLU
fi=100
fo=800
finc=fo-fi

ANTYPE,HARMIC
HROPT,FULL
KBC,1
HARFRQ,fi,fo
NSUBST,finc

ALLSEL,ALL
*GET,NforceX,KP,802,LOC,X
*GET,NforceY,KP,802,LOC,Y
*GET,NforceZ,KP,802,LOC,Z
KPexcitacion=NODE(NforceX,NforceY,NforceZ)

F,KPexcitacion,FZ,1 !0.0178

SOLVE

FINISH

SAVE,5PCC,db,,a11
/INPUT,'SacadorDeDatos','txt','G:\5PCC\','',0

FINISH

```

7.1.2 Extracción de resultados en formato ASCII

Para realizar los procesamientos de datos requeridos en esta tesis, se necesitó extraer los resultados calculados mediante MEF en formato ASCII. El archivo de ejecución por lotes para ANSYS mostrado a continuación, crea archivos .txt para cada frecuencia a partir del archivo .rst generado por el programa. Contienen la velocidad en la dirección Z de todos los nodos del mallado. Además los archivos Xs.txt, Ys.txt y Zs.txt contienen las coordenadas cartesianas de cada nodo según el mismo orden de los archivos de resultados. Es decir, el primer renglón de todos los archivos corresponde al primer nodo del análisis, el segundo renglón al segundo nodo y así sucesivamente. El último ciclo guarda las conectividades entre los nodos de cada elemento del mallado (información necesaria para exportar a programas de visualización científica).

```

/POST1

*VGET,borrar1,NODE,,LOC,X,,,2
*cfopen,Xs,txt
*vwrite,borrar1(1,1)
(F10.7)
*cfclose

*VGET,borrar1,NODE,,LOC,Y,,,2
*cfopen,Ys,txt

```

```

*vwrite,borrar1(1,1)
(F10.7)
*cfclos

*VGET,borrar1,NODE, ,LOC,Z,,2
*cfcopen,Zs,txt
*vwrite,borrar1(1,1)
(F10.7)
*cfclos

*DO,frecuencia,101,800, 1
SET, , ,velo,1,frecuencia, ,
strout=STRCAT('MiniFrecIm',CHRVAL (frecuencia))
*VGET,borrar1,NODE, ,U,Z,,2
*cfcopen,STROUT,txt
*vwrite,borrar1(1,1)
(F10.7)
*cfclos
*ENDDO

*DO,frecuencia,101,800, 1
SET, , ,velo,0,frecuencia, ,
strout=STRCAT('MiniFrecRe',CHRVAL (frecuencia))
*VGET,borrar1,NODE, ,U,Z,,2
*cfcopen,STROUT,txt
*vwrite,borrar1(1,1)
(F10.7)
*cfclos
*ENDDO

*DO,NumNodo,1,10, 1
strout=STRCAT('Conectividad',CHRVAL (NumNodo))
*VGET,eles,ELEM, ,NODE,NumNodo, , ,2
*cfcopen,STROUT,txt
*vwrite,eles(1,1)
(F7.0)
*cfclos
*ENDDO

```

7.2 PROCESAMIENTO DE DATOS CON OCTAVE O MATLAB

El procesamiento de los datos calculados mediante MEF se llevo a cabo mediante Octave o MATLAB. Los algoritmos mostrados en esta sección funcionan indistintamente con cualquiera de los dos programas, tanto en la lectura como en la escritura de archivos .mat –V6. A continuación se muestran los archivos con extensión “.m”.

7.2.1 Archivos de velocidad de MEF a formato .mat

El objetivo de este algoritmo es seleccionar los nodos de uno de los planos de la tapa, y el nodo correspondiente al punto de excitación.

```

clear
cordAco=[];
cordAco=[d1mread('xs.txt') d1mread('ys.txt') d1mread('zs.txt')];
[re co]=size(cordAco);
c=0;
for n=1:re;
    if cordAco(n,3)==-.002
        c=c+1;
        indices(c)=n;
    end
end
fi=101;
ff=800;
velCx5=zeros(numel(indices),ff-fi+1);
cdn5=zeros(numel(indices),2);
cdn5(:,1:2)=cordAco(indices(:),1:2);
for qw=fi:ff;
    modos(:,1)=d1mread(strcat(['MiniFrecRe',num2str(qw),'.txt']));
    modos(:,2)=d1mread(strcat(['MiniFrecIm',num2str(qw),'.txt']));
    c=0;
%multiplicado por i porque ansys no lo hace
    velCx5(:,qw-fi+1)=i*modos(indices(:),1)-modos(indices(:),2);
end

```

```

px=-.09;
py=-.06;
pxy5 = dsearch(cdn5(:,1),cdn5(:,2),de1aunay(cdn5(:,1),cdn5(:,2)),px,py);
save('-v6','pxy5PCC.mat','pxy5')
save('-v6','velCx5PCC.mat','velCx5')
save('-v6','coordenadas5PCC.mat','cdn5')

```

7.2.2 Cálculos de radiación sonora a partir de la tapa

En este algoritmo se calculan archivos de la radiación sonora, de la velocidad compleja del plano de la tapa. Los archivos creados son matrices de tres dimensiones, con presiones complejas en Pascales acomodadas monotónicamente. También se generan las matrices espaciales correspondientes.

```

clear
load coordenadas5PCC
load velCx5PCC
ResMalla=.02;%resolucion de la malla en m
dA=ResMalla^2;
FacM=25.001;%factor para agregar ceros a la malla
maxcdn5=max(cdn5);
planos=40;
maxaltz=1.25;
%ajuste de los ejes de la tapa para centrar el cero espacial
x=-(FacM*maxcdn5(1)/2):ResMalla:(FacM*maxcdn5(1)/2);
y=-(FacM*maxcdn5(2)/2):ResMalla:(FacM*maxcdn5(2)/2);
xl=length(x);
yl=length(y);
[X,Y] = meshgrid(x,y);
PlanoZ=zeros(size(X));
[AngPlz ElePlz zdist]=cart2sph(X,Y,PlanoZ);
c=343;%velocidad del sonido en m/s
dens=1.3;%densidad de aire en kg/m3
bocaR=.043;%radio de la boca de la guitarra
bocaX=.09;%coordenada x del centro de la boca

%Interpolacion para la velocidad de malla cuadriculada
v = griddata(cdn5(:,1),cdn5(:,2),(velCx5(:,1)),X,Y);
G=isnan(v);
nceros=0;
nvelos=0;
for q=1: numel(G);
    if G(q)==1
        nceros=nceros+1;
        ceros(nceros)=q;
    else
        nvelos=nvelos+1;
        velos(nvelos)=q;
    end
end
nboca=0;
for o=1: numel(v);
    if (X(o)-bocaX)^2+Y(o)^2<=bocaR^2
        nboca=nboca+1;
        cboca(nboca)=o;
    end
end

v(ceros)=0;
v(cboca)=0;

for f=101:800
    f
    fciclo=(f-101)+1;
    w=2*pi*f;%frecuencia en radianes
    k=w/c;%numero de onda "The physics of musical instruments", p38

    h=-i*w*dens.*exp(i*k.*(zdist))./(2*pi.*zdist);
%Interpolacion para la velocidad de malla cuadriculada
v = griddata(cdn5(:,1),cdn5(:,2),(velCx5(:,fciclo)),X,Y);
% Sustitucion de NaNs por ceros debido a datos sin valor para la malla cuadriculada
vciclo=zeros(size(v));
pimp=zeros(size(v));
vimp=v;
vimp(ceros)=vciclo(ceros);
vimp(velos)=v(velos);

```

```

vimp(cboca)=0;
pciclo=superconv2(vimp,h,'same');
pimp(ceros)=0;
pimp(velos)=pciclo(velos);
pimp(cboca)=0;
vciclo=superdeconv2(pimp,h,'same');
% calculo de planos p(2X,2Y,0:altz:maxaltz)
altz=-maxaltz/(planos-1);
dA=ResMalla^2;
for b=1:planos
    altz=altz+(maxaltz/(planos-1));
    PlanoZc=altz*ones(size(v));
    Z(:,b)=PlanoZc;
    [AngPlzc ElePlzc zdistc]=cart2sph(X,Y,PlanoZc);
    h=-i*w*dens.*exp(i*k.*(zdistc))./(2*pi.*zdistc);
%poner same para comparar con integral directa
    pplano=dA*superconv2(vciclo,h,'same');
    p(:,b)=pplano;
end
save('-v6',strcat('p',num2str(f),'.mat'),'p')
end
[Xp,Yp,Zp]=meshgrid(x,y,Z(1,1,:));
save('-v6','EjesParaPs.mat','xp','yp','zp')

```

Deben incluirse las siguientes funciones en la carpeta de trabajo: superconv2 y superdeconv2.

```

function out = superconv2(q,w,flag,complex)
if exist('flag')~=1 flag=[]; end;
if isempty(flag) flag = 'full'; end;
if exist('complex')~=1 complex=[]; end;
if isempty(complex) complex = 1; end;
zerq = 0*q;
zerw = 0*w;
qzer = [q zerq; zerq zerq];
wzer = [w zerw; zerw zerw];
out = ifft2(fft2(qzer).*fft2(wzer));
[x,y] = size(q);
[M,N] = size(out);
out = out(1:M-1,1:N-1);
if flag == 'same'
    out = out(round((M-x+1)/2):round((M+x-1)/2),round((N-y+1)/2):round((N+y-1)/2));
end
if complex == 0
    out = real(out);
end

function out = superdeconv2(q,w,flag,complex)
%vciclo=fftshift(ifft2(fft2(pimp)./fft2(h)));
if exist('flag')~=1 flag=[]; end;
if isempty(flag) flag = 'full'; end;
if exist('complex')~=1 complex=[]; end;
if isempty(complex) complex = 1; end;
zerq = 0*q;
zerw = 0*w;
qzer = [q zerq; zerq zerq];
wzer = [w zerw; zerw zerw];
out = fftshift(ifft2(fft2(qzer)./fft2(wzer)));
[x,y] = size(q);
[M,N] = size(out);
out = out(1:M-1,1:N-1);
if flag == 'same'
    out = out(round((M-x+1)/2):round((M+x-1)/2),round((N-y+1)/2):round((N+y-1)/2));
end
if complex == 0
    out = real(out);
end

```

7.2.3 Creación de archivos para visualización

En este algoritmo se generan archivos .vtk (Visualization Tool Kit) a partir de los archivos del mallado obtenidos en la sección 7.1.2. Este tipo de archivos pueden visualizarse con un programa de licencia libre llamado Paraview, además de otros programas.

```

clear
load Xs.txt
load Ys.txt
load Zs.txt
load MiniFrecIm195.txt

```

```

for n=1:10
    load(strcat('Conectividad',num2str(n),'.txt'))
end
pts5=[Xs Ys .01*MiniFrecIm195];
np=length(Xs);
emax=length(Conectividad1);
CORTi=1;
CORTf=10000;
total=CORTf-CORTi+1;
NumNodos=10*ones(size(Conectividad1),1);

eles5=[NumNodos(CORTi:CORTf,1)      Conectividad1(CORTi:CORTf,1)      Conectividad2(CORTi:CORTf,1)
Conectividad3(CORTi:CORTf,1)      Conectividad4(CORTi:CORTf,1)      Conectividad5(CORTi:CORTf,1)
Conectividad6(CORTi:CORTf,1)      Conectividad7(CORTi:CORTf,1)      Conectividad8(CORTi:CORTf,1)
Conectividad9(CORTi:CORTf,1)      Conectividad10(CORTi:CORTf,1)];
CellT=24*ones(total,1);
% dlmwrite('PuntosMalla.txt',pts5,' ')
% dlmwrite('Elementos.txt',eles5,' ')
% dlmwrite('TipoCell.txt',CellT,' ')

fid = fopen('borrar2.vtk','w');
fprintf(fid,'# vtk DataFile Version 3.0\nvtk output\nASCII\nDATASET UNSTRUCTURED_GRID\n');
fprintf(fid,'POINTS %d float\n',np);
fprintf(fid,'% -8.5f % -8.5f % -8.5f\n',pts5');
fprintf(fid,'CELLS %d ',total);
fprintf(fid,'%d\n',11*total);
fprintf(fid,'%d %d %d %d %d %d %d %d %d %d\n',eles5');
fprintf(fid,'CELL_TYPES %d\n',total);
fprintf(fid,'%d\n',CellT);
fclose(fid);
Además, también se incluye un archivo análogo para las presiones calculadas

clear
load p738
load EjesParaPs

planos=40;
[c r m]=size(Xp);
n=zeros(c*r*planos,3);
n(:,1)=Xp(1:c*r*planos);
n(:,2)=Yp(1:c*r*planos);
n(:,3)=Zp(1:c*r*planos);

ps=zeros(c*r*planos,1);
preal=real(p(1:c*r*planos));
pimag=imag(p(1:c*r*planos));

fid = fopen('p738.vtk','w');
fprintf(fid,'# vtk DataFile Version 3.0\nvtk output\nASCII\nDATASET STRUCTURED_GRID\n');
fprintf(fid,'DIMENSIONS %d %d %d\n',[c r planos]);
fprintf(fid,'POINTS %d float\n',c*r*planos);
fprintf(fid,'% -8.5f % -8.5f % -8.5f\n',n');

fprintf(fid,'POINT_DATA %d\n',c*r*planos);
fprintf(fid,'SCALARS real float\n');
fprintf(fid,'LOOKUP_TABLE Treal\n');
fprintf(fid,'%d\n',preal);

% fprintf(fid,'POINT_DATA %d\n',c*r*planos);
% fprintf(fid,'SCALARS imag float\n');
% fprintf(fid,'LOOKUP_TABLE Timag\n');
% fprintf(fid,'%d\n',pimag);
fclose(fid);

```

REFERENCIAS

ANSYS release 8.0 documentation, 2004.

Bécache Eliane, Chaigne Antoine, Derveaux Gregoire, Joly Patrick, 2005, Numerical Simulation of a guitar, Computers and Structures, Vol. 83, 128-136.

Bissinger G., 1995, Some Mechanical and Acoustical Consequences of the Violin Soundpost, J. Acoust. Soc. Am., 97, 5, may.

Boullosa R. R., 1981 (1), "Experimental study of the modes of vibration of the top plate of a classical guitar", tesis de Maestría en Ciencias, Institute of Sound & Vibration Research, University of Southampton, Southampton, U. K.

Boullosa R. R., 1981 (2), The use of transient excitation for guitar frequency response testing, CASJ, 36, 411-425.

Boullosa R. R., 1997, Algunas notas sobre la acústica de la guitarra clásica, Revista Mexicana de Física, 43, 2.

Boullosa R. R., 2001, Admittance at the Frets of a Classical Guitar, CASJ, 4, 4, 1953-1958.

Boullosa R. R., 2002(1), Acoustics of the guitar at the National Autonomous University of Mexico, J. Acoust. Soc. Am., 112, 2409.

Boullosa R. R., 2002(2), Vibration measurements in the classical guitar, Applied Acoustic, 62, 45-48.

Boullosa R. R., 2003, A Note on the Sound Radiation from the Classical Guitar: Influence of Energy Input Via the String Termination at the Fret, Acta Acustica united with Acustica, 89, 39-43.

Boullosa R. R., Orduña-Bustamante Felipe, 1997, Use of measured data in the physical modeling of the classical guitar, J. Acoust. Soc. Am., 102, 3086.

Boullosa R. R., Orduña-Bustamante Felipe, Perez Lopez A., 1998, Tuning characteristics, radiation efficiency and subjective quality of a set of classical guitars, Applied Acoustic, 56, 1566-1575.

Bucur Voichita, 1995, Acoustics of Wood, CRC press, 560p.

Caldersmith Graham, 1978, Guitar as a reflex enclosure, J. Acoust. Soc. Am., 63, 5, may.

Caldersmith Graham, 1981, Plate fundamental coupling and its musical importance, CAS, 20-26.

Caldersmith Graham, 1982, The guitar frequency response, Journal of Guitar Acoustics, 6, sep.

Caldersmith Graham, 1984, Vibration theory and wood properties, JCAS, 42, 588-593.

Caldersmith Graham, 1985, Radiation from Lower Guitar Modes (Musical Acoustics), American Lutherie, 2.

Chaigne Antoine, 2002, Numerical simulation of stringed instruments- Today's situation and trends for the future, CASJ, 4,5, may, 55-60.

Christensen Ove, 1982, Quantitative models for low frequency guitar function, Journal of Guitar Acoustics, 6, sep, 10-25.

Christensen Ove, 1983, The response of played guitars at middle frequencies, Acustica, 53, 107-126.

Christensen Ove, Vistisen Bo B., 1980, Simple model for low-frequency guitar function, J. Acoust. Soc. Am., 68, 3, sep, 640-644.

Dossing Ole, 1988, Structural testing. Part II: Modal Analysis and Simulation, Bruel & Kjaer, 51p.

Eban Gila, 1998, The Relation of Musical Acoustics Research to Guitar Design and Building, Proc. Int.Symp. Mus. Ac., junio, 97-102.

Elejabarrieta M. J., Ezcurra A., Santamaría C., 2001, Vibrational behaviour of the guitar soundboard analysed by the finite element method, Acta Acustica united with Acustica, 87, 24-28.

- Ewins D. J., 1984, "Modal Testing: Theory and Practice", John Wiley & Sons, 269 p.
- Ezcurra A., 1996, Influence of the material constants on the low frequency modes of a free guitar plate, *Journal of Sound and Vibration*, 194, 4, 311-322.
- Fernandez Del Castillo Francisco, 2000, Estudio de los Factores que Intervienen en la Afinación de la Guitarra Clásica, Tesis de Licenciatura (guitarra), Esc. Nal. de Música.
- Fernández del Castillo Francisco, Orduña-Bustamante Felipe, 2002, Factors Involved in Classical Guitar Tuning, GFA Soundboard.
- Fernelius N, Tome C, 1971, Vibration analysis studies using changes of laser speckle. *J Opt Soc Am*; 61(5), 566-573.
- Firth Ian M., 1977, Physics of the guitar at the Helmholtz and first top-plate resonances, *J. Acoust. Soc. Am.*, 61,2, feb,584-590.
- Fletcher Neville H., Rossing D. Thomas, 1991, *The physics of musical instruments*, Springer-Verlag, New York, 620 p.
- French Mark, 2007, Structural modification of stringed instruments, *Mechanical Systems and Signal Processing*
- Friswell MI, Mottershead JE. 1995, *Finite element model updating in structural dynamics*. Netherlands: Kluwer Academic Publishers.
- García Mayén Héctor, 2008, Estudios del efecto de la unión entre la tapa y el diapason en la radiación acústica de la guitarra clásica, Tesis de Licenciatura (física), UNAM.
- Griffin S., Luo H., Hanagud S., 1998, Acoustic Guitar Function Model including Symmetric and Asymmetric Plate Modes, *Acta Acustica united with Acustica*, 84, 144-152.
- Hamer Mick, 1998, Don't fret, *New Scientist*, 28 de noviembre.
- Hatch R. Michael, 2001, *Vibration Simulation Using MATLAB and ANSYS*, CHAPMAN & HALL/HRC, Estados Unidos.
- Hill T. J. W., Richardson B. E., Richardson S. J., 2004, Acoustical Parameters For the Characterisation of The Classical Guitar, *Acta Acustica united with Acustica*, 90.
- Inman Daniel J., 1994, *Engineering Vibration*, Prentice Hall.
- Jovicic J. O., 1977, Le role des barres de raidissement sur la table de resonance de la guitare: I. leur effet sur les oscillations propres du corps de l'instrument, *Acustica*, Vol. 38, 102-107.
- Lai J. C. S., Burgess M. A., 1990, Radiation efficiency of acoustic guitars, *J. Acoust. Soc. Am.*, Vol. 88, 3, 563-569 p.
- Le Pichon Alexis, Laroche Jean, 1997, Radiation Of Parallelepipedic Structures with One Vibrating Face Using Convolution Technique: Application to the Upright Piano, *Acustica*, 83, 550-559.
- Massey GA, 1965, Study of vibration measurement by laser methods, NASA Rept No NASA-CR-75643.
- Meyer J., 1983, Quality Aspects of the Guitar Tone- In Function, Construction, and Quality of the Guitar., E. V. Jansson Ed.
- Okuda A, Ono T, 2008, Bracing effect in a guitar top board by vibration experiment and modal analysis, *Acoust Sci & Tech*, 29 (1).
- Orduña-Bustamante Felipe, 1987, Relación entre la calidad subjetiva y algunos parámetros acústicos de la guitarra clásica, Tesis de Licenciatura (Física), UNAM, 116 p .
- Orduña-Bustamante Felipe, 1992, Experiments on the relation between acoustical properties and the subjective quality of classical guitars, *CASJ*, Vol2, 20-32.
- Orduña-Bustamante Felipe, Boullosa R. R., 1997, Subjective Evaluation Of Classical Guitars, *J. Acoust. Soc. Am.*, 102, 3086. <http://www.acoustics.org/press/134th/ordwed.htm>.

- Orduña-Bustamante F., Cordourier M. H., 2007, Notas del curso de Procesamiento digital de señales de audio, CCADET UNAM.
- Panshin A.J. & de Zeeuw C., 1980, Formation, Anatomy, and Properties of Wood, McGraw-Hill. 284p.
- Pichon Le Alexis, Berge Svein, Chaigne Antoine, 1998, Comparison between Experimental and Predicted Radiation of a Guitar, *Acta Acustica united with Acustica*, 84, 3-17.
- Richardson B. E., Walker G. P., 1987, Predictions of the sound pressure response of the guitar, *Proc. I. O. A.*, 9, 3, 43-46.
- Richardson Mark H, 1997, Is It a Mode Shape or an Operating Deflection Shape?, *Sound And Vibration*, marzo, 11p.
- Rossing Thomas R., Eban Gila, 1999, Normal Modes of a Radially Braced Guitar Determined by Electronic TV holography, *J. Acoust. Soc. Am.*, 106.
- Sali Samo, 2002, Frequency Response Function of a Guitar- A Significant Peak, *CASJ*, 4, 6, 30-36.
- Suzuki Hideo, 1986, Vibration And Sound Radiation Of A Piano Soundboard, *J. Acoust. Soc. Am.*, 80, 6, dic.
- Thompson R., 1979, The effect of variations in relative humidity on the frequency response of free violin plates, *CAS Newslett*, 25-27.
- Torres D T, 2005, Simulación de la Microscopía de Fuerza Modulada por el Método del Elemento Finito, Tesis de Maestría, CINVESTAV.
- Torres J. A., 2003, Análisis Modal De La Tapa Armónica De Una Guitarra Clásica Mediante La Aplicación De Ansys, *Revista ITQuantum*, 3.
- Torres J. A., 2006, Modos de vibración simulados por computadora y experimentales de una tapa de guitarra en sus etapas de construcción, Tesis de Maestría, CCADET UNAM.
- Torres J. A., 2008, La boca de la guitarra y su resonancia, *Tecnolog@*, Vol. 1, No. 3
- Torres J. A., Boullosa R. R., 2006, Obtención de módulos de elasticidad para simular una tapa real de guitarra mediante MEF, XXI Congreso de Instrumentación SOMI, Ensenada B. C.
- Torres JA, Boullosa RR, 2008, Identificación a simple vista de patrones de vibración de una tapa de guitarra. In: *Congr Acust, Coimbra Portugal*. Disponible en línea en <http://www.sea-acustica.es/Coimbra08/id031.pdf>
- Torres JA, Boullosa RR, 2009, Influence of the bridge on the vibrations of the top plate of a classical guitar, *Applied Acoustics*, Vol. 70, 1371-1377.
- Torres J. A., Pérez L. A., Péres S. J., Boullosa R. R., 2005, Experimento Sencillo para Obtener un Criterio Acerca de la Calidad de una Guitarra Clásica, XX Congreso de Instrumentación SOMI, León Gto.
- Torres JA, Rendon PL, Boullosa RR, 2009, Complex modes of vibration due to small-scale damping in a guitar top-plate, *Journal of Applied Research and Technology* (aceptado).
- Williams Earl G., 1983, Numerical Evaluation Of The Radiation From Unbaffled Finite Plates Using FFT, *J. Acoust. Soc. Am.*, 74, 1, jul.
- Williams Earl G., 1999, *Fourier Acoustics: Sound Radiation and Nearfield Acoustical Holography*, Academic Press, 306p.
- Williams Earl G., J. D. Maynard, 1982, Numerical Evaluation Of The Rayleigh Integral For Planar Radiators Using The FFT, *J. Acoust. Soc. Am.*, 72, 6, dic.