



Optimización de plataforma con movimiento rotacional horizontal controlable para un sistema de medición de funciones de transferencia de cabeza

Controllable horizontal turntable optimization for a head-related transfer function measurement system

Presentación: 14/06/2021

Aprobación: 06/08/2021

Martín Méndez

Centro de Investigación y Transferencia en Acústica (CINTRA), CONICET, Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Córdoba - Facultad de Ciencias Exactas, Físicas y Naturales, Universidad Nacional de Córdoba - Argentina
martinmendez@mi.unc.edu.ar

Fabián C. Tommasini

Centro de Investigación y Transferencia en Acústica (CINTRA), CONICET, Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Córdoba - Argentina
ftommasini@frc.utn.edu.ar

Sebastián P. Ferreyra

Centro de Investigación y Transferencia en Acústica (CINTRA), CONICET, Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Córdoba - Argentina
sferreyra@frc.utn.edu.ar

R. Martín Guido

Centro de Investigación y Transferencia en Acústica (CINTRA), CONICET, Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Córdoba - Argentina
rguido@frc.utn.edu.ar

Juan Cruz Bordón

Centro de Investigación y Transferencia en Acústica (CINTRA), CONICET, Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Córdoba - Argentina
jcbordon96@gmail.com

Fermín Scaliti

Centro de Investigación y Transferencia en Acústica (CINTRA), CONICET, Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Córdoba - Argentina
ferminscaliti@gmail.com

Resumen

Para simular computacionalmente fuentes sonoras distribuidas espacialmente y lograr sonido tridimensional, se utilizan las funciones de transferencia de cabeza (head-related transfer functions, HRTFs) como filtros. Para completar una esfera densa de puntos con estas funciones alrededor de un sujeto, es necesario posicionar una fuente sonora en diferentes ángulos y capturar las respuestas impulsivas mediante micrófonos ubicados en las orejas. Actualmente, estamos desarrollando un sistema de medición de HRTFs individuales que cuenta con un arco soporte semicircular vertical para altavoces y una plataforma rotativa horizontal controlable donde se ubica el sujeto. Contamos con una plataforma diseñada originalmente para otro propósito y que soporta hasta 400 N de peso. En este trabajo se propone rediseñarla y optimizarla para permitir el movimiento de una persona sentada, tolerando hasta ~2200 N. En base a ensayos realizados sobre la plataforma actual, se detectaron situaciones físicas no deseadas y se propusieron soluciones validadas mediante modelos teóricos y simulaciones numéricas del comportamiento estático.

Palabras claves: Sistema de medición de HRTFs, Plataforma rotativa controlable, FEM.

Abstract

To computationally simulate spatially distributed sound sources and achieve three-dimensional sound, head transfer functions (HRTFs) are used as filters. To complete a dense sphere of points with these functions around a subject, it is necessary to position a sound source at different angles and capture the impulsive responses using ear microphones. Currently, we are developing an individual HRTF measurement system that has a vertical semicircular support arc for loudspeakers and a controllable horizontal turntable where the subject is located. We have a turntable originally designed for another purpose and that supports up to 400 N of weight. In this work, it is proposed to redesign and optimize it to allow the movement of a seated person, tolerating up to ~2200 N. Based on tests carried out on the current platform, unwanted physical situations were detected and solutions validated through theoretical models and numerical simulations of static behavior were proposed.

Keywords: HRTF measurement system, Controllable turntable, FEM.

INTRODUCCIÓN

Para simular computacionalmente una fuente sonora en una determinada ubicación espacial se utilizan filtros creados a partir de funciones de transferencia de cabeza (head-related transfer functions, HRTFs). Estas HRTFs juegan un rol central en los sistemas de audio 3D, efecto que se consigue filtrando una señal monoaural anecoica (libre de reflexiones) con un par de filtros creados a partir de las HRTFs correspondientes a la ubicación real (Møller, 1992; Møller et al., 1995). De esta manera se generan sonidos tridimensionales que, al ser escuchados mediante auriculares por la misma persona a la cual se le midieron las HRTFs, brinda la sensación de espacialidad y externalización de las fuentes sonoras (Blauert, 1997; Middlebrooks, 1999; Møller, 1992).

El típico procedimiento de medición de HRTFs sigue la definición de campo libre (Blauert, 1997). Básicamente, se realiza entre una fuente sonora y ambas orejas del oyente utilizando un recinto libre de reflexiones acústicas. Como receptor, se utilizan micrófonos omnidireccionales

miniatura, colocados a la entrada del conducto auditivo externo y, como fuente sonora se utiliza un altavoz. Luego de una medición, el sujeto (o el altavoz) es reposicionado y se mide la HRTF de la nueva dirección. Como resultado del proceso, se logra un conjunto de pares de filtros HRTFs para oído izquierdo y oído derecho. Se obtiene así un registro completo del espacio sonoro, es decir, una esfera densa de posiciones de medición discreta alrededor de la cabeza.

Desde la década del '70, se han utilizado simuladores de cabeza y torso (head and torso simulator, HATS) –maniquíes estandarizados que poseen micrófonos en los conductos auditivos– para obtener estas mediciones de HRTFs. Sin embargo, varios estudios de localización sonora han reportado un empobrecimiento de la experiencia auditiva al utilizar HRTFs obtenidas con estos dispositivos (Wenzel & Arruda, 1993, Møller et. al, 1999, Jenny & Reuter, 2020). Se demostró que se logra un mayor grado de realismo en las simulaciones acústicas en 3D cuando el oyente escucha sonidos filtrados con HRTFs obtenidas de su propia cabeza (HRTFs individuales) que cuando escucha sonidos filtrados con HRTFs obtenidas de otro individuo o de un HATS (HRTFs no individuales o genéricas) (Middlebrooks, 1999). Las diferencias anatómicas entre los maniquíes y los oyentes, especialmente las asociadas al pabellón auditivo, son responsables de un degradamiento de la experiencia auditiva (Møller et. al, 1999). Esto resalta la importancia de obtener mediciones de HRTFs individuales de las personas en lugar de HRTFs genéricas de maniquíes.

Para la adquisición de estos datos es necesario el uso de complejos y costosos sistemas de medición desarrollados ad-hoc. A nivel mundial, los principales se encuentran en centros de investigación de Asia, Europa y Estados Unidos (Brinkmann et al., 2014; Carpentier et al., 2014; Majdak et al., 2013; Richter et al., 2016; Sridhar et al., 2017; Watanabe et al., 2014; Yu et al., 2018). Hasta donde se conoce, no existen desarrollos de este tipo de tecnología en Latinoamérica (Guido et al., 2019). Actualmente, en el Centro de Investigación y Transferencia en Acústica (CINTRA), CONICET, UTN FRC se está desarrollando un sistema de medición de HRTFs individuales. El mismo cuenta con un arco semicircular de soporte de altavoces ubicados en el plano vertical y una plataforma rotativa controlable en el plano horizontal.

Hay que considerar que las plataformas rotativas de precisión fabricadas específicamente para mediciones acústicas tienen valores elevados. Por ejemplo, el dispositivo Brüel & Kjaer Turntable System Type 9640 posee un costo de USD 24000, mientras que la plataforma Outline ET 250-3D1 cuesta USD 3950 -en ambos casos sin considerar costos de envío y aduana-. Evaluando estas opciones disponibles en conjunto con las consideraciones de costos y tiempos que implicaría desarrollar un diseño propio completamente nuevo, se propone realizar un rediseño a una plataforma rotativa existente en el CINTRA. La misma fue originalmente diseñada para otro propósito: medición de directividad de transductores electroacústicos de hasta 400 N de peso (Ferreyra et al., 2017).

En el presente trabajo se presentan soluciones para lograr una optimización de la plataforma, con el objetivo de que sea capaz de lograr el movimiento rotacional controlado de una persona sentada para realizar mediciones de sus HRTFs, con un margen de seguridad adecuado, soportando un peso de hasta ~2200 N. La validación de los resultados se realizó mediante cálculos teóricos y simulaciones numéricas del comportamiento estático de la plataforma.

RELEVAMIENTO SOBRE LA PLATAFORMA ROTATIVA ACTUAL

En la Figura 1 se muestra la plataforma rotativa existente. La misma cuenta con una base circular superior y una inferior de panel de fibra de densidad media (medium density fibreboard, MDF) (Figura 1a, componentes 1 y 2, respectivamente); un motor paso a paso Motion King 23H2A8615 (MotionKing, 2020) (Figura 1b, componente 3) conectado a un reductor mecánico

Motovario NRV 025 (Motovario, 2020) de relación 1:30, cargas admisibles axial de 270 N y radial de 1350 N en el árbol de salida y momento nominal admisible de 9 Nm en el árbol de salida (Figura 1b, componente 4); un sistema de deslizamiento compuesto por seis ruedas poliméricas con rodamiento (tipo roller) fijadas a un aro de acero independiente, las cuales ruedan sobre una pista de acero de 12 mm de ancho (Figura 1b, componente 5); una unidad de potencia (Figura 1c); y una unidad de control que comunica las señales de posicionamiento generadas desde un programa de aplicación (Figura 1d) (Ferreyra et al., 2017).

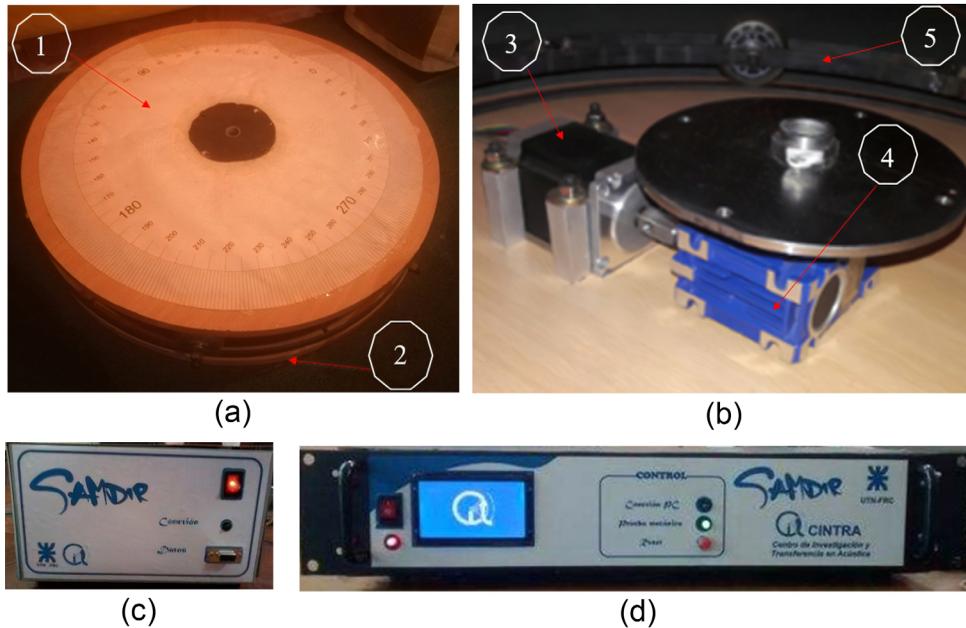


Fig. 1: Imágenes de la plataforma rotativa actual

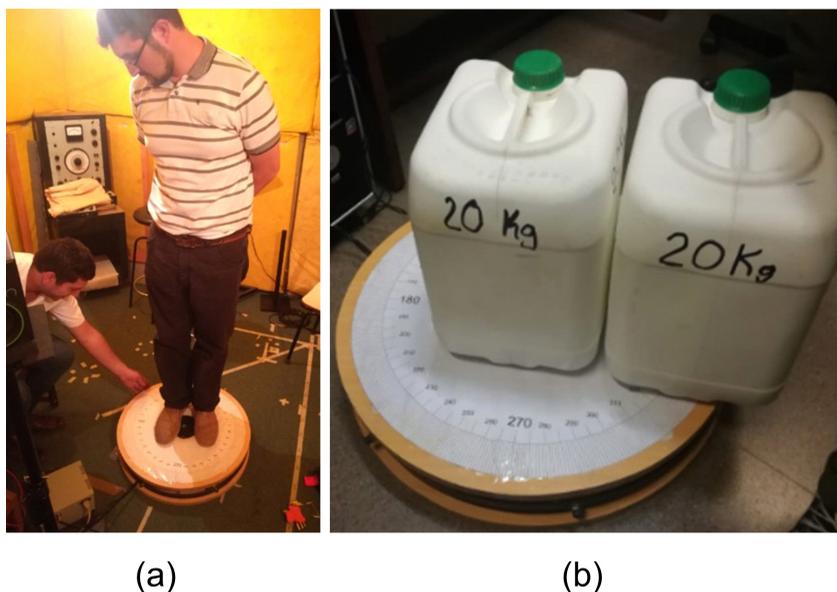


Fig. 2: Ensayo experimental con pesos (a) centrados y (b) excéntricos

A partir de un relevamiento de sus características constructivas y funcionales, se estudiaron e identificaron aquellas situaciones físicas no deseadas que deberían ser optimizadas para lograr una mejora en el funcionamiento y una ampliación de sus aplicaciones.

En primer lugar, se realizaron ensayos experimentales que simulaban el comportamiento en estas condiciones. Se colocaron distintas cargas, que variaron entre el movimiento libre (sin carga sobre el árbol) hasta el peso de una persona adulta (~980 N). Además, se ensayaron distintas ubicaciones de dichas cargas para determinar el comportamiento del dispositivo a pesos centrados (Figura 2a) y excéntricos (Figura 2b).

Por otro lado, se analizaron los resultados obtenidos en un estudio previo (Ferreira et al., 2019), donde se realizaron ensayos de precisión y exactitud del desplazamiento angular. El procedimiento consistió en instalar un sensor de movimiento de seis grados de libertad Polhemus Patriot en el centro de la plataforma giratoria sin carga, configurando la misma para moverse 1°, 5°, 15°, 45° y 90°. La medición se repitió diez veces para cada una de las configuraciones. El sensor recolectó la información acerca del desplazamiento angular instantáneo.

Debido que el principio de funcionamiento del sensor es electromagnético, esto lo hace vulnerable al ruido inducido por un material metálico. Para reducir su influencia, los datos fueron pos-procesados mediante un filtro Kalman (Welch & Bishop, 2006). A partir del valor de desplazamiento, se calcularon las desviaciones estándar y los errores de posicionamiento, relativos y absolutos (Tabla 1).

Posición final configurada [°]	Posición final medida [°]		Error relativo [%]	Error absoluto [°]
	Media	Desviación estándar		
1	0,487	0,0146	51,3006	0,5130
5	4,0397	0,0438	19,2053	0,9603
15	12,6941	0,0712	15,3728	2,3059
45	40,0155	0,0548	11,0767	4,9845
90	86,7869	0,0932	3,5702	3,2131

Tabla 1: Datos y cálculos registrados del ensayo de posicionamiento

Finalmente, en la Tabla 2 se resumen los resultados del relevamiento, describiendo la situación física observada según la parte de la plataforma que afecta.

En este trabajo se abordaron soluciones integrales y complementarias sobre la placa circular superior, el motor paso a paso y el reductor, las cuales fueron consideradas de mayor importancia.

Parte de la plataforma				
Placa circular superior	Motor paso a paso	Reductor	Sistema de deslizamiento	Sistema completo
Deflexión en dirección normal	Desalineamiento en el árbol de salida	Sobrecarga en el árbol de salida	Deformación en dirección normal de las ruedas poliméricas	Errores en posicionamiento angular final
	Pérdida de pasos			
Inclinación bajo pesos excéntricos	Disipación de calor	Desalineamiento en el árbol de entrada	Resistencia por rozamiento	

Tabla 2: Observaciones registradas luego del ensayo experimental

SOLUCIÓN I: CAMBIO DE MATERIAL DE PLACA SUPERIOR

METODOLOGÍA

Para solucionar la deflexión en dirección normal y la inclinación con pesos excéntricos de la placa superior de material MDF, se propone un cambio de material a aluminio. Al ser este un material más resistente que el MDF, podrá disminuir las deformaciones para un peso dado y permitirá aumentar el rango de cargas admisibles en el dispositivo.

Al tratarse de un sólido tridimensional donde el espesor es mucho menor que el diámetro (0,65 m), se utilizó la teoría de placas de primer orden para determinar el mínimo espesor necesario de la placa con el nuevo material. Teniendo en cuenta que se admitirán pequeños desplazamientos transversales, se adoptó un modelado de lámina plana, por lo que, en las ecuaciones, se tendrá un desacoplamiento de los efectos membranales y los efectos flexionales.

Para resolver este caso se debería encontrar solución a la ecuación diferencial de la placa en flexión o, también conocida como ecuación de Lagrange para placas delgadas (Timoshenko & Woinowsky-Krieger, 1959).

$$\nabla^4(w_3) = q_3 / D \quad (1)$$

Donde w_3 y q_3 representan al desplazamiento y a la fuerza por unidad de superficie perpendiculares a la placa, respectivamente, mientras que D es la rigidez flexional de la placa por unidad de longitud. Sin embargo, aún en casos sencillos de q_3 y condiciones de borde, resulta de muy difícil resolución analítica. Por lo tanto, en la práctica, se utilizan soluciones tabuladas.

RESULTADOS

Considerando que, para este caso, los efectos membranales son despreciables, se utilizó el caso lineal donde se tiene como restricción que el desplazamiento transversal máximo $w_{m\acute{a}x}$ de la placa sea menor a la mitad de su espesor h . Entonces, para determinar el espesor necesario de la placa, se utilizan fórmulas empíricas (Young et al., 2012)

$$w_{m\acute{a}x} / h = \delta \cdot \left(\frac{q}{E} \right) \cdot \left(\frac{c}{h^4} \right) \quad (2)$$

$$\sigma = \beta \cdot q \cdot \left(\frac{c}{h} \right)^2 \quad (3)$$

Donde q es la carga transversal uniforme por unidad de área; c es el lado menor de la placa (diámetro); $E=70 \text{ GPa}$, $\sigma=49 \text{ MPa}$, y $\nu=0,3$ son el módulo elástico, la tensión máxima y el coeficiente de Poisson del material, respectivamente. Los coeficientes $\delta=0,0435$ y $\beta=0,3094$ se obtienen a partir de valores tabulados para una placa circular (Brush & Almroth, 1975; Jones, 2006).

Además, para el cálculo se supone una hipótesis de caso extremo, donde la placa se encontraría con los lados apoyados, es decir, sin considerar un empotramiento en el centro (restricción existente debido al árbol del reductor), la carga máxima a soportar se supuso en 2256,3 N (~230 kgf), y la deflexión máxima admisible de 1 mm. Bajo estas condiciones, se obtuvo un espesor mínimo de la placa de 8,6 mm.

SOLUCIÓN II: BANCADA DE CONTENCIÓN

METODOLOGÍA

Al aplicar una elevada carga sobre la plataforma, el reductor descendía verticalmente en mayor medida que el motor paso a paso. Existía una diferencia de altura entre los árboles de estos dos dispositivos, los cuales estaban conectados mediante un acople rígido (Figura 3). Esta desalineación entre los árboles exigía realizar una fuerza adicional al motor paso a paso, cuyo trabajo no resultaba eficiente y se corría el riesgo de dañar los mecanismos internos, tanto del motor como del reductor. Además, esto podría estar asociado a la pérdida de pasos y con ello una pérdida de precisión angular, lo cual es un requisito indispensable para un exacto posicionamiento de la persona sentada y la medición confiable de HRTFs.

Para solucionar la desalineación observada del árbol del motor y el árbol de entrada del reductor; se diseñó una bancada como base de contención para el motor y para el reductor. Dicha bancada permitirá que la carga aplicada en el lado del reductor se distribuya uniformemente sobre los dos dispositivos, asegurando una alineación entre los dos árboles. A su vez, debido a la inevitable inexactitud en los procesos de fabricación, también se propuso reemplazar el acople rígido por un acoplamiento de manguito flexible de aluminio. Esto, si bien no garantiza la pérdida de pasos, posibilitará la compensación de un desplazamiento a los árboles mientras continúa transmitiendo el torque sin sobrecargas.

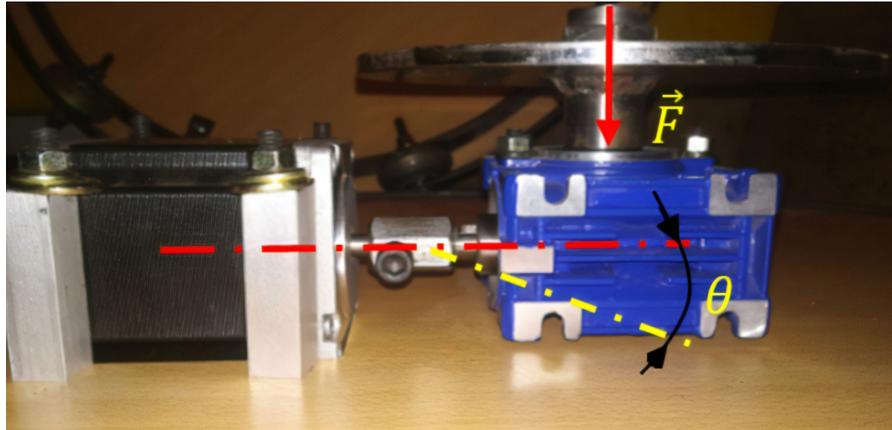


Fig. 3: Forma de conexión entre árboles donde existe desalineación

Diseños propuestos

Con el fin de determinar la influencia en el comportamiento mecánico según el tipo de refuerzo empleado en la bancada, se propusieron dos tipos de diseños posibles (llamados Propuesta 1 y Propuesta 2). La Propuesta 1 (Figura 4a) corresponde a una bancada con un diseño simple de refuerzos, es decir, con nervios trapezoidales en la zona de soporte del motor y refuerzo rectangular vertical de conexión en la zona de soporte al reductor. La Propuesta 2 (Figura 4b) se trata de una modificación de la anterior, agregando dos nervios trapezoidales verticales en la zona de soporte al reductor. Estas propuestas se diseñaron considerando una construcción mediante los procesos de mecanizado, soldadura y tratamiento térmico, logrando así una pieza única.

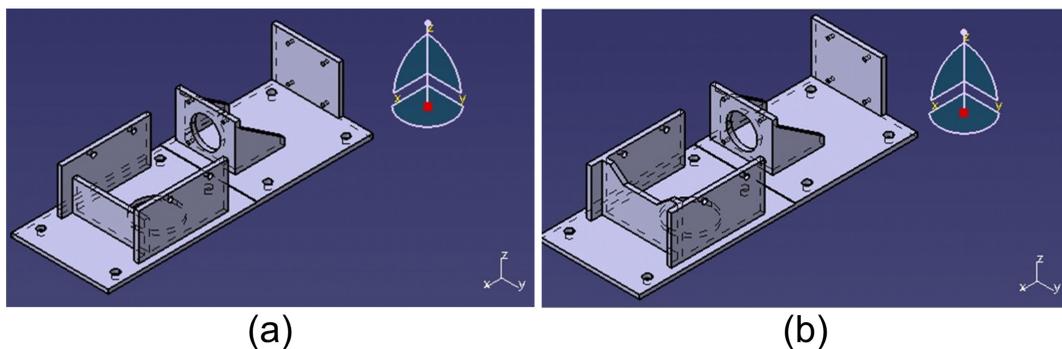


Fig. 4: Diseños de bancadas: (a) Propuesta 1 y (b) Propuesta 2

Configuración de las simulaciones

Se simularon los esfuerzos estáticos de ambas propuestas mediante FEM (Finite Element Method) utilizando el software de simulación ANSYS 14.0. Tratándose de un conjunto soldado, el material debe tener bajo contenido de carbono. Por esto, se utilizó uno con propiedades similares al acero AISI 1010.

Para la obtención de resultados, se adoptó el criterio de Von Mises, debido que es el que arroja valores más próximos a los resultados experimentales (Prato et al., 2009). Por otro lado, el mallado de cada uno de los diseños se realizó aplicando criterios de análisis que incluían tamaños de elementos, tipos de elementos, densidad de mallado, diseño de mallado global y local, adaptación de los elementos a las curvaturas presentes en la pieza y calidad de los elementos (Oñate Ibáñez de Navarra, 1995; Zienkiewicz & Taylor, 1994b, 1994a).

Considerando que en la práctica se tendrían distintos elementos de fijación entre la bancada, el motor paso a paso, el reductor y la placa circular inferior, fue necesario configurar las simulaciones para incorporar esta información. Estos elementos de unión no se tuvieron en cuenta como piezas físicas, sino que se modelaron como esfuerzos y propiedades entre las superficies de contacto. En primer lugar, en las zonas donde se ubican los tornillos de fijación entre la bancada y la placa circular inferior de MDF, se consideraron dos tipos de restricciones: a) los bordes inferior y superior de los orificios están fijos en el espacio (restricción de seis grados de libertad), y b) los bordes internos de los agujeros sólo generan una restricción de compresión normal.

En segundo lugar, se utilizaron restricciones de compresión normal para modelar cuatro tipos de interacciones entre elementos distintos. El primer tipo, corresponde a la unión entre la bancada y el reductor mediante tornillos, el segundo a la unión entre la bancada y el motor paso a paso mediante varilla roscada y tuercas. El tercero y el cuarto, consisten en geometrías que presentan el reductor y el motor, los cuales restringen la penetración entre las partes ya que particularmente son alojamientos de geometría cilíndrica, además, estos elementos permitirán el posicionamiento de las partes mejorando la precisión y, el armado y el desarmado del mismo.

Por último, se modeló la interacción entre la bancada, el motor y el reductor. Al estar presentes cuerpos sólidos (motor y reductor) dentro de las cavidades internas de la bancada, cuando esta se deforma, los sólidos no deberían penetrarla. Por lo tanto, se restringió el desplazamiento en una dirección específica.

RESULTADOS

Para obtener los resultados y determinar la propuesta de bancada óptima fue necesario realizar un modelo para el cuerpo humano y determinar las cargas (fuerzas y momentos) actuantes en la estructura. Luego, estos resultados se tomaron como datos de entrada en las simulaciones numéricas.

Modelo de cuerpo humano: Momento de inercia

Se modeló el cuerpo humano como un conjunto de geometrías sencillas (cilindros), cuyos tamaños (longitud y diámetro) respetaron medidas antropométricas de un adulto (Figura 5).

El momento de inercia polar neto J_p se determinó haciendo $J_p = J_{p-body} + J_{p-plate}$, donde J_{p-body} y $J_{p-plate}$ corresponden a los momentos de la persona sentada y de la placa circular de MDF, respectivamente. Se despreció la contribución de los otros elementos constituyentes (motor, reductor, etc.). Además, J_p se consideró respecto a un eje que pasa por la cabeza de la persona sentada, en su eje longitudinal, y por el eje geométrico de la placa circular debajo de sus pies. Los resultados parciales para J_{p-body} y $J_{p-plate}$ fueron de $19,03 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ y $0,36 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, respectivamente, y, por lo tanto, J_p tuvo un valor de $19,39 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$.

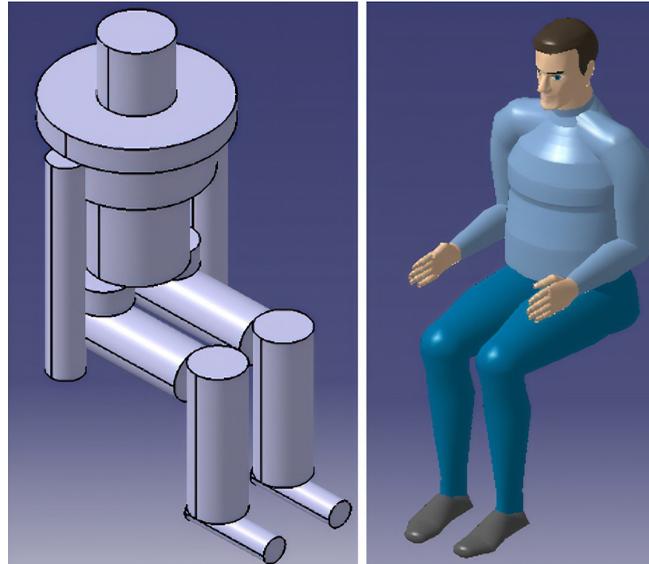


Fig. 5: Modelado de cuerpo humano

Modelado de cargas: Fuerzas y momentos

Para el cálculo de fuerzas actuantes, se supuso un peso de 78,48 N (~8 kgf) para la placa de MDF (como referencia, la placa de aluminio calculada en la Sección 3 tiene un peso de 64.6 N); un peso de 2256,3 N para la persona; y para el motor y el reductor se consideraron los pesos indicados por los fabricantes: 10,30 N y 6,87 N respectivamente. Además, se consideró un momento flector generado por dos cargas descentradas de 1132 N (mitad del valor propuesto para la persona aproximadamente) actuando en la periferia de la plataforma y en dos direcciones diferentes (mutuamente perpendiculares), obteniendo un valor de 339,67 Nm.

Es necesario aclarar que, en las simulaciones se utilizaron valores de carga axial más elevados que la carga axial admisible en el árbol de salida del reductor (ver sección “Relevamiento sobre la plataforma rotativa actual”). Esta consideración se hizo para diseñar una bancada que soporte las cargas requeridas. Sin embargo, en la implementación real la persona deberá distribuir su peso con ayuda de otros mecanismos (por ejemplo, diseñando un asiento que distribuya el peso del sujeto de prueba), para que no recaiga toda la carga sobre el reductor sobrepasando los valores admisibles.

El cálculo de la aceleración y velocidad angular instantánea para el plano azimutal de la plataforma, se realizó en base a los datos del ensayo experimental presentados en la Sección 1. A partir de esta aceleración y velocidad instantánea se determinó la aceleración máxima y velocidad máxima para todas las mediciones de cada configuración. Luego, el mayor valor de todas las configuraciones representó la peor condición y resultó en $\alpha_{out}=0,016377 \text{ rad/s}^2$ y $\omega_{out}=0,0720 \text{ rad/s}$ respectivamente.

Considerando dichos valores de aceleración y velocidad angulares como los correspondientes al árbol de salida del reductor, y conociendo la relación de transmisión (1:30), se calcularon los valores de aceleración y velocidad angulares en el árbol de entrada al motor paso a paso, siendo $\alpha_{in}=0,4913 \text{ rad/s}^2$ y $\omega_{in}=2,16 \text{ rad/s}$. Estos cuatro valores de aceleración y velocidad ($\alpha_{out}=0,016377 \text{ rad/s}^2$, $\omega_{out}=0,0720 \text{ rad/s}$, $\alpha_{in}=0,4913 \text{ rad/s}^2$ y $\omega_{in}=2,16 \text{ rad/s}$), fueron

utilizados para el cálculo del torque, obteniendo un valor de 0,0106 Nm en el árbol de entrada del reductor y el árbol del motor, y un valor de 0,318 Nm en el árbol de salida del reductor. Como los cálculos evidenciaron un valor muy bajo para el torque, en las simulaciones de la bancada se utilizó un torque hipotético de ~9,5 Nm en el árbol de entrada y salida del reductor. De esta manera se logra un margen de seguridad elevado respecto a las cargas actuantes.

Simulación numérica: Elección de propuesta

Una vez configuradas las simulaciones y especificados los modelos de cargas, se compararon los resultados de cada uno de los diseños, proponiendo valores límites para la tensión máxima admisible (250 MPa) y para la deformación máxima admisible (0,1 mm). En la Tabla 3 se resumen los resultados obtenidos en las simulaciones numéricas para cada propuesta, con un espesor uniforme determinado en 6mm.

	Propuesta 1	Propuesta 2
Espesor [mm]	6	
Calidad de los elementos [%]	80,2978	80,0686
Cantidad de elementos	860610	826231
Deformación máxima [μm]	20,0010	20,6140
Deformación máxima eje Z positivo [μm]	3,2334	3,3240
Deformación máxima eje Z negativo [μm]	19,9650	20,6070
Tensión máxima de Von Mises [MPa]	163,2200	131,7800
Tensión máxima de tracción normal [MPa]	104,5600	110,1700
Tensión máxima de compresión normal [MPa]	80,6650	72,8360
Coefficiente de seguridad en tensión de Von Mises	1,5317	1,8971
Coefficiente de seguridad en deformación	4,9998	4,8511
Error estructural máximo [μJ]	5,7113	9,6480

Tabla 3: Resultados del análisis de las propuestas de bancada

La Propuesta 1 obtuvo un valor ~3 % superior para el coeficiente de seguridad en deformación (CSe). Sin embargo, la Propuesta 2 obtuvo un valor ~23 % mayor para el coeficiente de seguridad en tensión de Von Mises (CSσ).

Teniendo en cuenta que el orden de magnitud de las deformaciones (10^{-6} m) es mil veces más pequeño que el orden de magnitud del espesor (10^{-3} m), la deformación no afectaría significativamente. Así, el CSσ se vuelve más crítico que el CSe.

De esta manera, el diseño elegido fue la Propuesta 2, del cual se obtuvo un valor de ~1,9 para el CSσ y un valor de ~4,9 para el CSe. En la Figura 6 se pueden observar la deformación total en el eje Z (Figura 6a) y la tensión equivalente de Von Mises (Figura 6b) para esta propuesta.

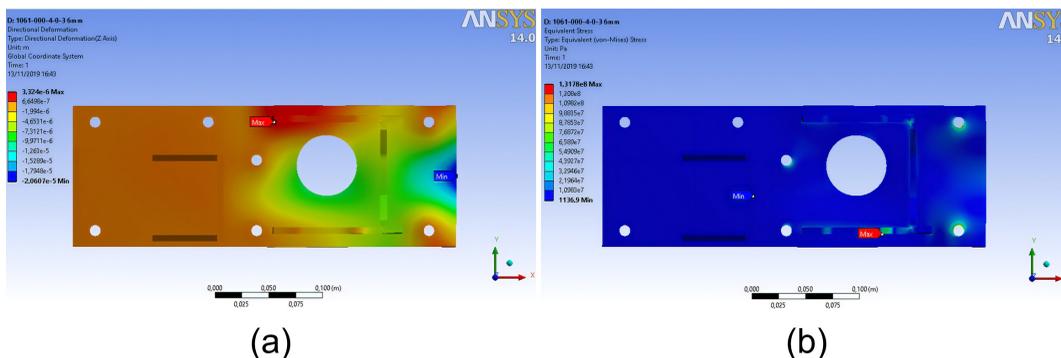


Fig. 6: (a) Deformación total direccional (eje Z) y (b) tensión equivalente de Von Mises, para la Propuesta 2

Simulación numérica: Optimización de diseño

Una vez determinada la propuesta con mayor resistencia y, sabiendo que el $CS\sigma$ obtenido fue mayor a la unidad, se determinó el valor del espesor óptimo. Se realizaron simulaciones de la Propuesta 2, con un aumento progresivo del espesor partiendo desde los 2 mm, de tal forma de encontrar el espesor mínimo que cumpla con las especificaciones (Tabla 4).

	Espesor [mm]			
	2	3	4	4,5
Calidad de los elementos [%]	71,7467	78,7163	80,1100	79,8900
Cantidad de elementos	358968	397883	470089	524323
Deformación máxima [μm]	1439,0000	243,7800	82,4000	54,3000
Deformación máxima eje Z positivo [μm]	10,5700	6,6827	4,9600	4,4000
Deformación máxima eje Z negativo [μm]	1438,9000	243,7700	82,4000	54,2000
Tensión máxima de Von Mises [MPa]	936,0700	420,9200	311,0000	230,0000
Tensión máxima de tracción normal [MPa]	369,6000	241,7900	176,0000	152,0000
Tensión máxima de compresión normal [MPa]	226,4800	148,8300	112,0000	99,4000
Coefficiente de seguridad en tensión de Von Mises	0,2671	0,5936	0,8036	1,0868
Coefficiente de seguridad en deformación	0,0695	0,4102	1,2138	1,8432
Error estructural máximo [μJ]	25,3960	23,5830	15,7000	10,1000

Tabla 4: Resultados de la optimización de la Propuesta 2

El resultado fue que el valor mínimo del espesor que soportaría las hipótesis de cargas propuestas sin fallar es de 4,5 mm. El $CS\sigma$ fue de $\sim 1,1$ y el $CS\epsilon$ de $\sim 1,8$.

CONCLUSIONES

En el presente trabajo se presentó un rediseño y una optimización de la plataforma rotativa actual que posee el CINTRA, para que sea capaz de lograr un movimiento rotacional controlado de una persona sentada para realizar mediciones de sus HRTFs. Se realizó

un relevamiento que involucró un trabajo experimental y un análisis físico para identificar problemáticas. Se brindaron soluciones integrales para aquellas consideradas de mayor importancia.

En primer lugar, se propuso un cambio de material a aluminio en la placa circular superior (Solución I) con el objetivo de reducir la deflexión en dirección normal y la inclinación con pesos excéntricos de la placa superior. El espesor mínimo requerido para la placa de aluminio de la Solución I, fue de 8,6 mm, la cual supone una reducción de ~50 % del espesor actual de 18 mm. Además, esta placa permitiría soportar una carga máxima de 2956,3 N con una deflexión menor a 1 mm.

En segundo lugar, se propuso una bancada de contención (Solución II), que permitirá reducir la desalineación del árbol del motor y el árbol de entrada del reductor. Esta solución soportaría las hipótesis de cargas sin fallas, con un espesor mínimo uniforme de 4,5 mm, un $CS\sigma$ de ~1,1 (criterio de falla de Von Mises) y un CSe de ~1,8. Para su fabricación, podría utilizarse una única plancha de acero AISI 1010 con un espesor comercial de 3/16 in (4,7625 mm). Sin embargo, es necesario aclarar que las simulaciones para validar esta solución se llevaron a cabo sin tener en cuenta cantos redondeados, chaflanes o geometrías que reduzcan la concentración de tensiones, que estarían presentes en la estructura real. En consecuencia, en la práctica, se tendría un aumento en las tensiones y deformaciones admisibles, antes de que se produzca la falla del material.

Ambas soluciones (I y II) podrían ayudar indirectamente a la reducción, parcial o total, de otros fenómenos íntimamente relacionados, como ser, la pérdida de pasos en el motor, la sobrecarga en el árbol de salida del reductor y el error en el posicionamiento angular final del dispositivo, detectados en los ensayos experimentales durante el relevamiento inicial.

Por último, es importante considerar los costos que implicaría implementar las soluciones propuestas para su aplicación en el sistema de medición de HRTFs. Para la Solución I, se estima que el costo sería de aproximadamente USD 150, que incluye la materia prima y el mecanizado; mientras que la Solución II rondaría los USD 300, para materia prima, soldadura y mecanizado. Estos costos son significativamente menores que adquirir una plataforma rotativa comercial (USD 3950 – USD 24000), como así también que el costo que implicaría realizar un diseño propio completamente nuevo.

Como trabajo a futuro se planifican mejoras que logren superar algunas limitaciones del presente trabajo. Para la Solución I se pretende simular mediante FEM analizando diferentes hipótesis de carga que se acerquen al comportamiento real en el sistema de medición de HRTFs individuales. Para la Solución II, se intentará modelar los cordones de soldadura, a partir del material de los electrodos, y se considerarán los esfuerzos ocasionados por el tratamiento térmico y el proceso de mecanizado. También, se procurará realizar un estudio del comportamiento del acople flexible mediante FEM.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen a G. Agustín Cravero y Ariel J. P. Bertinatti por sus comentarios y contribuciones. Este trabajo fue financiado por subsidios de la Agencia Nacional de Promoción Científica y Tecnológica, Argentina (PICT 2016-0738) y la Universidad Tecnológica Nacional, Argentina (PID UTN 4081, PID UTN 4498, PID UTN 6565 y PID UTN 7838).

REFERENCIAS

- Blauert, J. (1997). *Spatial Hearing: The Psychophysics of Human Sound Localization*. MIT Press.
- Brinkmann, F., Roden, R., Lindau, A., & Weinzierl, S. (2014). Audibility of different head-above-torso orientations in head-related transfer functions. *Forum Acusticum*.
- Brush, D. O., & Almroth, B. O. (1975). *Buckling of Bars, Plates and Shells*. McGraw-Hill Inc.,US.
- Carpentier, T., Bahu, H., Noisternig, M., & Warusfel, O. (2014). Measurement of a head-related transfer function database with high spatial resolution. *7th Forum Acusticum(EAA)*.
- Ferreya, S. P., López, J. F., Moreno, A. M., Bertinatti, A. J., Vicente, F., Cravero, G. A., Novillo, D. A., & Lopensino, J. (2019). *Validación de desplazamiento angular de una plataforma rotativa utilizada en sistema automático de medición de dispositivos acústicos*. V Jornadas de Acústica, Audio y Sonido (JAAS 2019), Universidad Nacional de Tres de Febrero.
- Ferreya, S. P., Moreno, A. M., Morales, J. I., Novillo, D. A., López, J. F., Gelerstein, S. I., Simes, J. Y., Rametta, J., Cravero, G. A., & Gilberto, L. G. (2017). Diseño de Plataforma Rotativa para Medición de Dispositivos Acústicos. *Mecánica Computacional*, 35(2), 27-37.
- Guido, R. M., Pucheta, M. A., Tommasini, F. C., Vergara, R. O., & Scaliti, F. (2019). Sistemas de Medición de HRTFS Individuales: Revisión del Estado del Arte y Desarrollos en Argentina. *Mecánica Computacional*, 37(5), 77-85.
- Jenny C., & Reuter C. (2020). Usability of Individualized Head-Related Transfer Functions in Virtual Reality: Empirical Study With Perceptual Attributes in Sagittal Plane Sound Localization. *JMIR Serious Games*, 8(3), e17576. <https://doi.org/10.2196/17576>
- Jones, R. M. (2006). *Buckling of Bars, Plates, and Shells*. Bull Ridge Corporation.
- Majdak, P., Masiero, B., & Fels, J. (2013). Sound localization in individualized and non-individualized crosstalk cancellation systems. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 133(4), 2055-2068. <https://doi.org/10.1121/1.4792355>
- Middlebrooks, J. C. (1999). Virtual localization improved by scaling nonindividualized external-ear transfer functions in frequency. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 106(3), 1493-1510. <https://doi.org/10.1121/1.427147>
- Møller, H. (1992). Fundamentals of binaural technology. *Applied Acoustics*, 36(3-4), 171-218. [https://doi.org/10.1016/0003-682X\(92\)90046-U](https://doi.org/10.1016/0003-682X(92)90046-U)
- Møller, H., Hammershøi, D., Johnson, C. B., & Sørensen, M. F. (1999). Evaluation of Artificial Heads in Listening Tests. *Journal of Audio Engineering Society*, 47(3), 83-100.
- Møller, H., Sørensen, M. F., Hammershøi, D., & Jensen, C. B. (1995). Head-Related Transfer Functions of Human Subjects. *Journal of the Audio Engineering Society*, 43(5), 300-321.
- MotionKing, M. I. (2020). *HB Stepper Motor Catalog*. MotionKing Motor Industry CO., Ltd. http://www.motionking.com/Products/Hybrid_Stepper_Motors/2-phase/23H2A_Stepper_Motor_57mm_1.8degree.htm
- Motovario, T. G. C. (2020). *ATEX Catalogo Técnico—VSF / IEC*. Teco Group Company. <https://www.motovario.com/spa/download/reductores-de-tornillo-sin-fin--serie-vsff#reductores-de-tornillo-sin-fin-combinados-y-con-pre-reductor>

- Oñate Ibáñez de Navarra, E. (1995). *Cálculo de estructuras por el método de elementos finitos: Análisis elástico lineal*. Centro Internacional de Métodos Numéricos en Ingeniería.
- Prato, C. A., Flores, F. G., & Godoy, L. A. (2009). *Introducción a la teoría de la elasticidad* (3.ª ed.). Universitas - Editorial Científica Universitaria. <https://isbn.cloud/9789875720596/introduccion-a-la-teoria-de-la-elasticidad/>
- Richter, J.-G., Behler, G., & Fels, J. (2016). *Evaluation of a Fast HRTF Measurement System*. Audio Engineering Society Convention 140. <http://www.aes.org/e-lib/browse.cfm?elib=18197>
- Sridhar, R., Tylka, J. G., & Choueiri, E. (2017, octubre 8). *A Database of Head-Related Transfer Functions and Morphological Measurements*. Audio Engineering Society Convention 143. <http://www.aes.org/e-lib/browse.cfm?elib=19308>
- Timoshenko, S., & Woinowsky-Krieger, S. (1959). *Theory of Plates and Shells*, (2 edition). McGraw-Hill College.
- Watanabe, K., Iwaya, Y., Suzuki, Y., Takane, S., & Sato, S. (2014). Dataset of head-related transfer functions measured with a circular loudspeaker array. *Acoustical Science and Technology*, 35(3), 159-165. <https://doi.org/10.1250/ast.35.159>
- Welch, G., & Bishop, G. (2006). An Introduction to the Kalman Filter. *Proc. Siggraph Course*, 8.
- Wenzel, E. M., Arruda, M., Kistler, D. J., & Wightman, F. L. (1993). Localization using nonindividualized head-related transfer functions. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 94(1), 111-123. <https://doi.org/10.1121/1.407089>
- Young, W. C., Budynas, R. G., & Sadegh, A. M. (2012). *Roark's Formulas for Stress and Strain, Eighth Edition*. McGraw-Hill.
- Yu, G., Wu, R., Liu, Y., & Xie, B. (2018). Near-field head-related transfer-function measurement and database of human subjects. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 143(3), EL194-EL198. <https://doi.org/10.1121/1.5027019>
- Zienkiewicz, O. C., & Taylor, R. L. (1994a). *El Método de los Elementos Finitos: Formulación básica y problemas lineales* (Vol. 1). McGraw-Hill.
- Zienkiewicz, O. C., & Taylor, R. L. (1994b). *El método de los Elementos Finitos: Mecánica de Sólidos y Fluidos. Dinámica y no Linealidad*. (Cuarta, Vol. 2). McGraw-Hill.