

DISEÑO Y CARACTERIZACIÓN DE UN ALTAVOZ SUBMARINO

José Martínez-Iranzo¹;
Jesús Carbajo-San-Martín^{1,2}
Pedro Poveda-Martínez^{1,2}
Enrique G. Segovia- Eulogio³
Jaime Ramis-Soriano²

¹Instituto de Física Aplicada a las Ciencias y las Tecnologías

²Departamento de Física, Ingeniería de sistemas y Teoría de la Señal. Universidad de Alicante

³Departamento de Ingeniería Civil. Universidad de Alicante

RESUMEN

El diseño de un altavoz para el medio marino implica afrontar diversos retos en comparación con el medio aéreo. La principal dificultad reside en la elevada impedancia acústica del agua, que genera una carga mucho mayor sobre el diafragma y, por tanto, por lo que se exige una mayor resistencia y adaptación a las variaciones de presión. Para ello, se necesita desarrollar un diafragma de gran rigidez y baja masa. Así mismo, se requiere un motor magnético muy potente aumentar el rendimiento y lograr un alto nivel de presión sonora. Además, se debe garantizar un aislamiento efectivo entre la onda frontal y la onda posterior, mediante la incorporación de una cámara totalmente hermética.

ABSTRACT

The design of a loudspeaker for the marine environment involves facing various challenges in comparison with its employment in the air. The main difference lies in the high acoustic impedance of the water, which results in a considerably higher load on the diaphragm and, therefore, in the application of substantial stresses on it, and the extreme variation of static pressure to which underwater projectors are subjected. For this, a diaphragm of exceptional rigidity and very low mass is required. Likewise, a very powerful magnetic motor is required to increase the efficiency and achieve a high sound pressure level. In addition, an effective isolation between the front wave and the back wave must be ensured, by incorporating a completely hermetic chamber.

Palabras Clave— Altavoz electrodinámico, acústica submarina, Respuesta en frecuencia

1. INTRODUCCIÓN Y PLANTEAMIENTO

El diseño de un altavoz para el medio marino implica afrontar diversos retos en comparación con el medio aéreo. La principal dificultad reside en la elevada impedancia acústica

del agua, que genera una carga mucho mayor sobre el diafragma y, por tanto, por lo que se le exige una mayor resistencia y adaptación a las variaciones de presión. Para ello, se necesita desarrollar un diafragma de gran rigidez y baja masa. Así mismo, se requiere un motor magnético muy potente aumentar el rendimiento y lograr un alto nivel de presión sonora. Además, se debe garantizar un aislamiento efectivo entre la onda frontal y la onda posterior, mediante la incorporación de una cámara totalmente hermética

Se trabaja inicialmente con un modelo de 8" (20 cm) de diámetro (Figura 1), y un diámetro de bobina de 3" (77mm). Esta está diseñada para poder soportar potencias de 400 W RMS, de manera que se puedan contemplar picos de potencia elevados. El cono se ha fabricado con material composite, concretamente en fibra de carbono. Esto le confiere la rigidez deseada y una masa muy baja. Además, para evitar la entrada del agua por los poros que puedan aparecer entre las fibras, se ha tratado con una silicona autonivelante, en una capa relativamente fina. Tanto la suspensión inferior como la superior se han fabricado con tela impregnada con una resina termo-conformable. También se ha aplicado una capa de silicona en esta última, por las mismas razones antes descritas. Finalmente, el motor magnético está formado por un imán de ferrita de 180 mm de diámetro y piezas polares acordes al tamaño del imán y de la bobina.



Figura 1. Fotografía del altavoz. Izquierda: Vista frontal. Derecha: Vista posterior.

¹ Autor de contacto: jmi21@alu.ua.es

2. CONCEPTOS

2.1. Sensibilidad y rendimiento

La sensibilidad, S , de un sistema radiante, es el nivel de presión sonora que se obtiene a 1 metro de distancia cuando se excita con 1 W de potencia eléctrica (normalmente a 1 kHz).

Se define el rendimiento como la relación entre la potencia acústica que radia el altavoz y la potencia eléctrica entregada al mismo. Se denota por la letra η , y, normalmente viene expresado en %. En altavoces de radiación directa nunca se supera el 5% de rendimiento.

La relación entre el rendimiento y la sensibilidad es relativamente fácil de obtener utilizando la relación:

$$\begin{aligned} L_p(r, \theta_0) &= L_W + 10 \log Q(\theta_0) \\ &\quad - 20 \log r - 11 \\ &= 10 \log W_A + DI(\theta_0) \\ &\quad - 20 \log r + 109 \end{aligned} \quad (1)$$

Sustituyendo $W_A = \eta W_E$ y aplicando la ecuación para el caso $r=1$ m y $W_E=1$ W se obtiene la relación entre la sensibilidad y el rendimiento

$$S = 10 \log \eta + DI(\theta_0) + 109 \quad (2)$$

2.2. Potencia radiada

La potencia acústica radiada, W_{RAD} , por una estructura tipo pistón puede obtenerse a partir de la ecuación (3) [1,2,3] en la que u_{ef} es la velocidad eficaz de la superficie de radiación y R_{MR} la parte real de la impedancia mecánica de radiación

$$W_{RAD} = u_{ef}^2 R_{MR} \quad (3)$$

2.3. El altavoz electrodinámico

Se puede demostrar que el rendimiento de un altavoz de tipo electrodinámico se puede obtener a partir de la expresión (4), en la que R_g es la impedancia de salida del generador (amplificador), R_E la resistencia eléctrica de la bobina, Bl el factor de fuerza (campo magnético del imán por la longitud de la bobina y R_{MR} y R_{MD} son, respectivamente, las partes reales de la impedancia de radiación (

$$\eta = \frac{(Bl)^2 R_{MR}}{(R_g + R_E) |Z_{MT}|^2 + (Bl)^2 (2R_{MR} + R_{MD})} \quad (4)$$

Por encima de la frecuencia de resonancia mecánica y antes de la de resonancia electromecánica, la ecuación (3) se puede simplificar obteniendo (4):

$$\eta \approx \frac{(Bl)^2 K_1}{(R_g + R_E)(M_{MD} + 2M_{MR})^2} \quad (5)$$

Donde K_1 es una constante que para el caso del altavoz montado en pantalla infinita vale $K_1 = 0.0054a^2$

3. DESARROLLO

Se han llevado a cabo una serie de estudios y mejoras con el objetivo garantizar unas prestaciones adecuadas para su uso en el medio acuático:

1. Optimización del diafragma. Se ha recurrido al modelado por métodos numéricos, aplicando el Método de los elementos Finitos (MEF), que es un método muy generalizado para la resolución de diversos problemas de física gobernados por ecuaciones diferenciales y cuyas bases pueden consultarse en [4]. Para el presente trabajo se ha empleado el software de simulación en elementos finitos ANSYS® [5,6].
2. Se ha instalado un sensor de vibración (acelerómetro) en la parte de atrás del diafragma para disponer de datos de velocidad de vibración
3. Se ha diseñado y construido un recinto (para el altavoz) con garantías de que no haya inmisiones de líquido cuando sea sumergido (navalización).

3.1. Optimización del diafragma

Tomando como referencia un altavoz descrito en la primera sección se han implementan diferentes modelos en elementos finitos con el objeto de cuantificar los efectos de modificar el perfil del diafragma haciendo hincapié en las variables relacionadas con maximizar su duración y aumentar la potencia radiada con la misma sección, de forma similar a como se enfocó el trabajo [7]. Se trata de un modelo 2D axisimétrico de 6600 elementos cuadráticos de 8 nudos (si no degeneran en triángulos, en cuyo caso serían de 6) y 19600 nudos (con movimientos horizontal, vertical (y presión en los elementos de fluido) como grados de libertad).

Se realiza un análisis de las consecuencias de realizar pequeños cambios en el perfil del diafragma del altavoz con un doble objetivo:

- a) Evaluar las variaciones producidas por estos cambios en el desplazamiento del diafragma que, como es sabido, está relacionado con el volumen desplazado por el mismo y, por tanto, con la potencia radiada y con el rendimiento del sistema.
- b) Identificar y cuantificar el riesgo de rotura de diafragma.

La potencia radiada se evalúa con la ecuación (3). La variación de la resistencia mecánica de radiación con la geometría del diafragma es pequeña en el rango frecuencial de interés para el tamaño considerado. Por tanto, es necesario recurrir a la posibilidad de recurrir a grandes desplazamientos del diafragma. Del estudio numérico que se presenta se obtiene el desplazamiento de cada nodo y a partir del desplazamiento la velocidad.

Con respecto a los criterios para los valores límites de agotamiento y/o rotura, uno de los más utilizados es el llamado *Stress Intensity* [7].

Se estudian diferentes geometrías, comenzando por un diafragma plano (figura 2) para diferentes espesores. Los pasos seguidos son los mismos para cada uno de las geometrías: análisis modal, determinación de factores de participación para la fuerza aplicada (1 N y normal a la superficie uniformemente repartida en los puntos donde la bobina contacta con el diafragma), cálculo de desplazamientos en un segmento radial del diafragma (figura 3 -central) y, por último determinación del parámetro *Stress Intensity*.

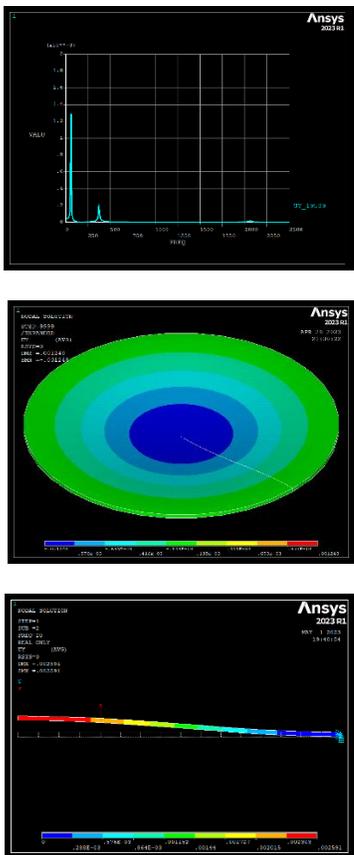


Figura 2. Arriba: factor de participación de cada modo para la fuerza aplicada. Centro: Primer modo se señala el segmento en que se determinan los desplazamientos. Abajo: Movimiento de una membrana plana con fuerza armónica de 1 N a la frecuencia de 20 Hz.

5.2. Sensor para control del nivel de potencia sonora emitido

Si se conoce o se determina numéricamente la parte real de la impedancia de radiación es posible determinar la potencia acústica radiada aplicando la ecuación (3). Se ha optado por instalar un acelerómetro de bajo coste [8]. En la figura 4 se muestra el acelerómetro y en la figura 5 una vez instalado en por la parte de atrás del diafragma.

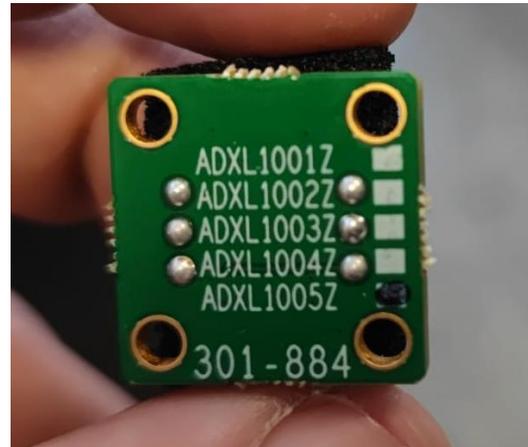


Figura 4. Acelerómetro miniatura seleccionado



Figura 5. Detalle del acelerómetro una vez pegado en el diafragma por la parte de atrás.

5.3. El recinto

Se ha optado por un recinto cilíndrico con el despiece mostrado en la figura 6 fabricado en POM [9]. En la figura 7 se muestra un detalle del acabado hermético de la parte posterior de la caja por donde pasan los cables de señal y alimentación del acelerómetro.

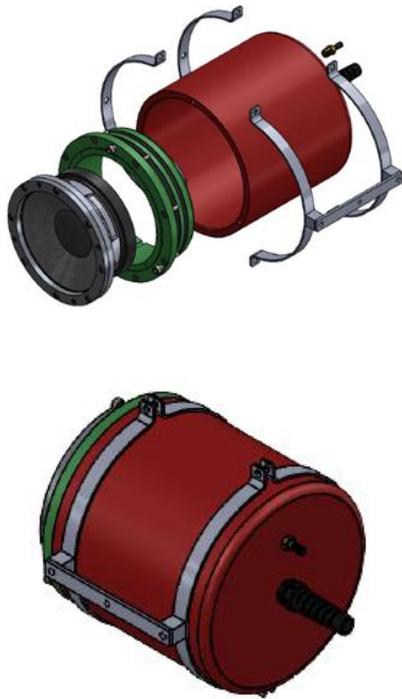


Figura 6. Despiece del sistema radiante completo. Vista anterior y posterior (en la que se aprecian los pasos de cable y la perforación para el mecanismo de compensación de la presión hidrostática).



Figura 7. Detalle del acabado hermético de la parte posterior de la caja con el cableado necesario (señal proveniente del amplificador y alimentación del acelerómetro)



Figura 8. Aspecto final del sistema radiante.

4. CARACTERIZACIÓN

Se han realizado medidas de impedancia eléctrica y de respuesta en frecuencia en las instalaciones del IGIC en el puerto de Gandía. Los resultados se muestran a continuación.

4.1. Impedancia eléctrica total

En la figura 9 se muestra la impedancia eléctrica en función de la frecuencia en aire y también con el altavoz a una profundidad de unos 40 cm. Se aprecia la bajada de la frecuencia de resonancia que influirá en la respuesta en frecuencia. Como se puede apreciar, la frecuencia de resonancia mecánica baja debido al efecto de la parte imaginaria de la impedancia de radiación.

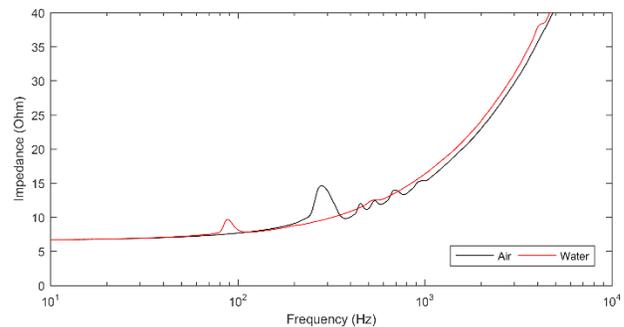


Figura 9. Impedancia eléctrica del sistema radiante medido en aire y en agua.

4.2. Respuesta en frecuencia

En la figura 10 se resumen los resultados. La respuesta en la primera se representa la variación de la respuesta en frecuencia al variar el nivel de excitación (tensión a la entrada del amplificador). Como puede apreciar el sistema radiante presenta un ancho de banda útil entre 50 y 800 Hz. En ese rango la respuesta es prácticamente lineal (incrementos de

tensión de 5 dB se corresponden con incrementos de SPL de 5 dB).

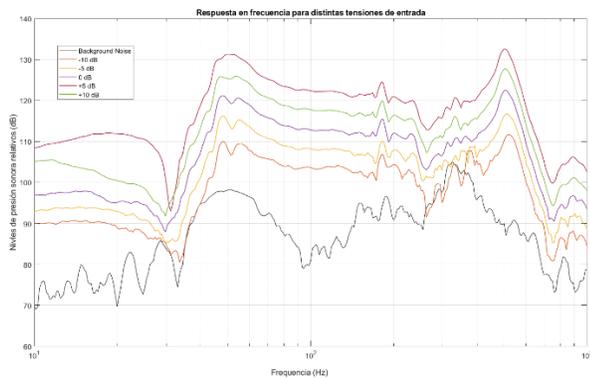


Figura 10. Variación relativa de la respuesta en frecuencia al variar el nivel de excitación (tensión a la entrada del amplificador).

5. CONCLUSIONES

Las prestaciones aportadas por este tipo de transductor para aplicaciones de acústica submarina, cuando sólo se trabaja a pequeñas profundidades, son excelentes en el rango de bajas y medias frecuencias, tanto en presión acústica como en distorsión, a pesar de unas prestaciones al aire modestas. Esta solución es muy atractiva para ser utilizada en instalaciones como es el caso en tanques y piscinas, ya que se puede evitar tener que recurrir a compensaciones de presión que pueden ser problemáticas, pues implica que las suspensiones han de ser muy flexibles para poder alcanzar este mismo rango de frecuencia. En la actualidad se está trabajando en un sistema de compensación de la presión hidrostática que permitiría el trabajo a mayores profundidades.

AGRADECIMIENTOS

Esta publicación es parte de los proyectos PCI2022-135081-2, financiado por MCIN/AEI/10.13039/501100011033 y por la Unión Europea “NextGenerationEU”/PRTR” y del PID2021-127426OB-C22 financiado por MCIN/AEI/10.13039/501100011033/ FEDER, UE, siendo MCIN el acrónimo del Ministerio de Ciencia e Innovación, AEI el acrónimo de la Agencia Estatal de Investigación; FEDER, UE el acrónimo del Fondo Europeo de Desarrollo Regional y 10.13039/501100011033 el DOI (Digital Object Identifier) de la Agencia.

REFERENCIAS

- [1] Harry F. Olson, Elements of Acoustical Engineering, D. Van Nostrand Company, Inc, 1940.
- [2] Leo L. Beranek, Acoustics, McGraw Hill Book Company, 1954.

- [3] John L. Butler • Charles H. Sherman, Transducers and Arrays for Underwater Sound. 2nd Edition – Springer International Publishing, Switzerland 2007, 2016 ISSN 2364-4923.

- [4] O. C. Zienkiewicz, El método de los elementos finitos, Ed. Reverté, (1982)

- [5] ANSYS theory reference 8.1, ANSYS Inc, (2003).

- [6] Ansys® Academic Research Mechanical, Release 2023 R1.01

- [7] Estudio numérico del efecto de la modificación del perfil en altavoces de radiación directa de gran tamaño. Ramis, J.; Carbajo, J.; Segovia; Espí, A.; Martínez, J. Tecniacústica 2013. Valladolid (España)

- [8] <https://www.analog.com/media/en/technical-documentation/data-sheets/ADXL1001-1002.pdf>. (consultado 10 de septiembre de 2023)

- [9] <https://en.wikipedia.org/wiki/Polyoxymethylene> (consultado 10 de septiembre de 2023)