

DISPOSITIVO MECÁNICO PARA LA GENERACIÓN DE SONIDO DE ADVERTENCIA EN VEHÍCULOS ELÉCTRICOS

PACS: 43.50.Lj

Peral Orts, Ramon¹; Fabra Rodriguez, Miguel¹; Campillo Davo, Nuria¹; Campello Vicente, Hector¹

¹Departamento de Ingeniería Mecánica y Energía. Universidad Miguel Hernández de Elche.
Avenida de la Universidad s/n
03202 Elche, España
E-mail: ramon.peral@umh.es

ABSTRACT

The recent publication of the European Regulation for the approval of Quiet Road Transport Vehicles with regard to their reduced audibility, as well as the inherent hazards of the quietness of these vehicles, have further increased interest in Acoustic Vehicle Alerting Systems (AVAS). The general trend is to design electronic systems, individual or array formation, emitting artificial signals, which makes it difficult to associate them with a moving vehicle. On the other hand, this paper presents the basic characteristics of a mechanical device modelled to guarantee the detectability of the sound emitted and its adequacy to the requirements established by the European Regulation

RESUMEN

La reciente publicación del Reglamento Europeo para la homologación de vehículos silenciosos, así como los inherentes peligros de estos vehículos debido a su sigilo, han acrecentado aún más el interés por los dispositivos de advertencia embarcados (AVAS). La tendencia general es la de diseñar sistemas de emisión electrónicos, individuales o en formación "array", emitiendo señales artificiales y, en algunos casos, difíciles de asociar con un vehículo en movimiento. En cambio, en el presente artículo se recogen las características básicas de un dispositivo mecánico modelado para garantizar la detectabilidad del sonido emitido y su adecuación a los requerimientos establecidos por el Reglamento.

INTRODUCCIÓN

Varios estudios muestran el inherente peligro de la circulación silenciosa de vehículos de propulsión eléctrica para peatones y ciclistas en entornos urbanos. La probabilidad de que se produzcan accidentes a baja velocidad contra peatones es el doble en el caso de que los vehículos implicados sean sigilosos [1]. Dando respuesta a esta problemática, han surgido dispositivos de advertencia embarcados, que avisan de la presencia del vehículo mediante alertas sonoras. Ejemplo de ello son la tecnología VSP de Nissan o VPN de Toyota, donde emplean altavoces que emiten un tono que varía en frecuencia según la velocidad del vehículo.

Además de los fabricantes de automóviles, debido a la necesidad de equipar a los vehículos eléctricos e híbridos con estos sistemas, numerosas empresas se han especializado en la comercialización de estos dispositivos como *Enhanced Vehicles Acoustics*, *EC Tunes* o *SoundRacers EVS*. Todos ellos apuestan por sistemas electrónicos, que emiten un sonido artificial y enlatado, alejados de los sonidos producidos por los vehículos de combustión interna.

Tras la aparición de los numerosos sistemas de alerta, en enero de 2017 se publicó el Reglamento CEPE nº138 [2] con el propósito de acotar las emisiones sonoras de estos dispositivos, estableciendo unos niveles sonoros mínimos y limitando las frecuencias permitidas.

Los análisis sobre la detectabilidad de sistemas de advertencia convencionales [3], indican que la distancia de detección por un peatón de vehículos eléctricos equipados con este sistema es de solo 14 m, mientras que en el caso de un vehículo de combustión interna es de 36 m. Ante este escenario, en el presente trabajo se propone emplear un dispositivo mecánico como alternativa a los sistemas electrónicos actuales. Este dispositivo deberá garantizar la correcta detectabilidad del sonido emitido y su adecuación a los requerimientos establecidos por el Reglamento.

El presente artículo describe las primeras fases del desarrollo e implementación del modelo físico para estimar la emisión sonora del mecanismo, basado en el sonido generado por un par de engranajes, recogiendo las frecuencias de emisión y su amplitud en función de los parámetros físicos del dispositivo. Por último, se proponen algunas composiciones y se analiza su adecuación a las restricciones marcadas por el Reglamento Europeo.

FUNDAMENTOS

Las formas de producir un sonido por medios mecánicos son ilimitadas. Para esta investigación se ha profundizado en el estudio del sonido producido por pares de engranajes libres, debido al interés de los autores por el sonido característico que producen y a la existencia de una sólida base bibliográfica para su modelado sonoro.

En enero de 2017 se publicó una modelización de las emisiones acústicas producidas por un par de engranajes [4], fruto de la colaboración de dos institutos tecnológicos de la India. En dicho artículo se modelizan las emisiones acústicas producidas por un par de engranajes debidas a las irregularidades en su superficie. Estos resultados se centran en el nivel de ruido producido. A pesar del gran desarrollo matemático, resulta insuficiente frente al objetivo del presente artículo de modelar un dispositivo de advertencia que cumpla el Reglamento, puesto que se exige que además de cumplir ciertos niveles sonoros, las frecuencias producidas deben estar comprendidas en unas determinadas bandas de tercio de octava.

Por otro lado, destacan los estudios de engranajes publicados por el equipo de la Escuela de Ingeniería Mecánica de Wolfson, en la Universidad de Loughborough, Inglaterra. En el estudio

[5] se determina la presión sonora en función del tiempo producida por un par de engranajes cilíndricos rectos lubricados. De forma resumida, el modelo consiste en replicar el sonido producido por el choque de un par de dientes para todo el engrane. Como simplificación, el sonido producido por el choque de un par de dientes se equipara al producido por el choque de un par de cilindros, cuyos radios son variables en el tiempo. La predicción del ruido se realiza en base a un estudio de 1992 [6], publicado por investigadores de la universidad china de Zhejiang, que desarrolla de forma teórica las ecuaciones del sonido producido por el choque de dos cilindros. Los resultados de [5] y [6] se validaron satisfactoriamente mediante un banco de ensayos.

MODELO DE COMPORTAMIENTO SONORO

Para la generación del modelo, se parte de logros previos [5] siendo adaptados a nuestras necesidades. Como el objetivo es producir ruido, se ha decidido que los engranajes deben actuar sin lubricación, a fin de maximizar los niveles generados.

En primer lugar, se estudia el sonido producido por el choque de un par de dientes. Para ello, el contacto entre dientes se asimila al choque de dos cilindros. El radio teórico de cada uno de estos cilindros i , Rc_i , se obtienen de la ecuación 1.

$$Rc_i = \sqrt{Rb_i^2 + Re_i^2} \quad (1)$$

Donde Rb_i es el radio base del piñón o de la corona y Re_i es el radio de curvatura de la evolvente en el punto de contacto de las ruedas dentadas.

Para reducir el coste computacional, se puede simplificar el sonido producido por el choque de dos cilindros de radio Rc_1 y Rc_2 al choque de un único cilindro de diámetro equivalente Rc_{eq} contra un plano [7], siguiendo la ecuación 2.

$$Rc_{eq} = \frac{Rc_1 * Rc_2}{Rc_1 + Rc_2} \quad (2)$$

La masa de este cilindro equivalente m_{eq} se obtiene a partir de la ecuación 3:

$$m_{eq} = \pi Rc_{eq}^2 l \rho \quad (3)$$

Donde l es el espesor de los engranajes y ρ la densidad del material.

La fuerza que se transmite entre los dientes durante el ángulo de engrane se calcula según la ecuación 4 [8]:

$$f = \frac{f_t}{n} \quad (4)$$

Para lo que f_t es la fuerza total que ejerce el piñón sobre la corona y n es el número de dientes en contacto en cada instante de tiempo. A su vez, la aceleración instantánea se calcula mediante la ecuación 5:

$$a = f/m_{eq} \quad (5)$$

La ecuación 6 modeliza la presión sonora en un punto en función de las coordenadas R y ϑ y del tiempo [6]. El sistema de coordenadas empleado es descrito en la Figura 1. Para facilitar su comprensión se superpone el cilindro de tamaño equivalente a los dos cilindros que impactan entre sí.

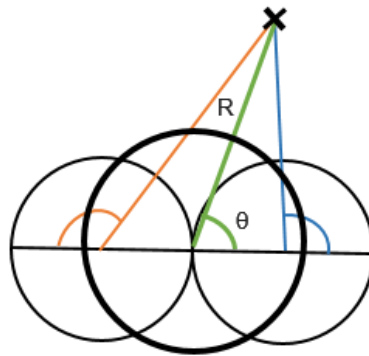


Figura 1. Sistema de coordenadas del impacto de un cilindro equivalente

$$p(R, \theta, t) = A \left\{ \begin{aligned} & B \cos(\omega_c t) && \text{Para } 0 \leq t \leq t_c \\ & + D \sin(\omega_c t) + E \cos(l_1 t) e^{-l_2 t} + F \sin(l_1 t) e^{-l_2 t} \end{aligned} \right. \quad (6)$$

$$p(R, \theta, t) = A \left\{ \begin{aligned} & -G \cos((\omega_c + l_1) t_c - l_1 t) - H \sin((\omega_c + l_1) t_c - l_1 t) + X \cos((\omega_c - l_1) t_c + l_1 t) \\ & + Y \sin((\omega_c - l_1) t_c + l_1 t) \} * e^{-l_2(t-t_c)} && \text{Para } t > t_c \\ & + [E \cos(l_1 t) + F \sin(l_1 t')] e^{-l_2 t} \end{aligned} \right.$$

Donde los parámetros A, B, D, E, F, G, H, X e Y se corresponden con:

$$A = \sqrt{\frac{Rc_{eq}}{R}} \frac{Rc^2 \cos(\theta)}{R} a \rho_0$$

$$B = \frac{1}{\sqrt{95}} \left(\frac{8R}{Rc_{eq}} - \frac{7}{3} \right) (-A_1 + B_1) \omega_c - \frac{1}{3} (C_1 + D_1) \omega_c$$

$$D = 1 + \frac{1}{\sqrt{95}} \left(\frac{8R}{Rc_{eq}} - \frac{7}{3} \right) (C_1 - D_1) \omega_c - \frac{1}{3} (A_1 + B_1) \omega_c$$

$$E = \frac{1}{\sqrt{95}} \left(\frac{8R}{Rc_{eq}} - \frac{7}{3} \right) (E_1 + F_1) + \frac{1}{3} (C_1 + D_1) \omega_c$$

$$F = \frac{1}{\sqrt{95}} \left(\frac{8R}{Rc_{eq}} - \frac{7}{3} \right) (-C_1 - D_1) \omega_c + \frac{1}{3} (E_1 + F_1)$$

$$G = \frac{1}{\sqrt{95}} \left(\frac{8R}{Rc_{eq}} - \frac{7}{3} \right) F_1 + \frac{1}{3} D_1 \omega_c$$

$$H = \frac{1}{\sqrt{95}} \left(\frac{8R}{Rc_{eq}} - \frac{7}{3} \right) D_1 \omega_c - \frac{1}{3} F_1$$

$$X = -\frac{1}{\sqrt{95}} \left(\frac{8R}{Rc_{eq}} - \frac{7}{3} \right) E_1 - \frac{1}{3} C_1 \omega_c$$

$$Y = \frac{1}{\sqrt{95}} \left(\frac{8R}{Rc_{eq}} - \frac{7}{3} \right) C_1 \omega_c - \frac{1}{3} E_1$$

A su vez estos parámetros están compuestos por A_1 , B_1 , C_1 , D_1 , E_1 y F_1 que se detallan a continuación:

$$A_1 = \frac{\omega_c - l_1}{(\omega_c - l_1)^2 + l_2^2} \quad B_1 = \frac{\omega_c + l_1}{(\omega_c + l_1)^2 + l_2^2} \quad C_1 = \frac{l_2}{(\omega_c - l_1)^2 + l_2^2}$$

$$D_1 = \frac{l_2}{(\omega_c + l_1)^2 + l_2^2} \quad E_1 = \frac{\omega_c l_1 - l_1^2 - l_2^2}{(\omega_c - l_1)^2 + l_2^2} \quad F_1 = \frac{\omega_c l_1 + l_1^2 + l_2^2}{(\omega_c + l_1)^2 + l_2^2}$$

Y en último lugar se definen l_1 y l_2 , para los que c es la velocidad del sonido en el aire.

$$l_1 = \frac{\sqrt{95}c}{16 Rc_{eq}} \quad l_2 = \frac{7c}{16 Rc_{eq}}$$

El tiempo de contacto t_c se define como dos veces el tiempo que se necesita para que el cilindro equivalente alcance su deformación máxima. La frecuencia de contacto ω_c se corresponde con la inversa de este tiempo de contacto. El cálculo de estas variables se realiza teniendo en cuenta la teoría de contactos Hertzianos de acuerdo a lo desarrollado en [5] a través de las condiciones iniciales del contacto.

Una vez se ha modelizado el sonido producido por el choque de un par de dientes, resta replicar la señal sonora según la velocidad angular del piñón y su número de dientes, de esta forma se obtiene el sonido producido por el par de engranajes. Con el fin de obtener resultados comparables con lo exigido por el Reglamento, se realiza un análisis espectral y un filtrado de tercio de banda sobre la señal.

RESULTADOS

Empleando el modelo descrito, se puede predecir el sonido generado por un par de engranajes con características variables. En el presente artículo se ha perseguido modelar una señal acústica que, cumpliendo con el Reglamento, emule el sonido de un motor de combustión, a fin de maximizar su detectabilidad. Con tal de conseguir un sonido más complejo, se propone un montaje con dos pares de engranajes en configuración de tren.

Las ruedas dentadas seleccionadas son de acero estándar, con módulo 5 y un espesor de 20 mm. Para simplificar el diseño, en la elección del número de dientes se ha procurado que ambos pares tengan la misma distancia entre centros. De esta forma el primer par está compuesto por un piñón de 20 dientes y una corona de 30, mientras que el par secundario lo conforman un piñón de 12 dientes y una rueda conducida de 38.

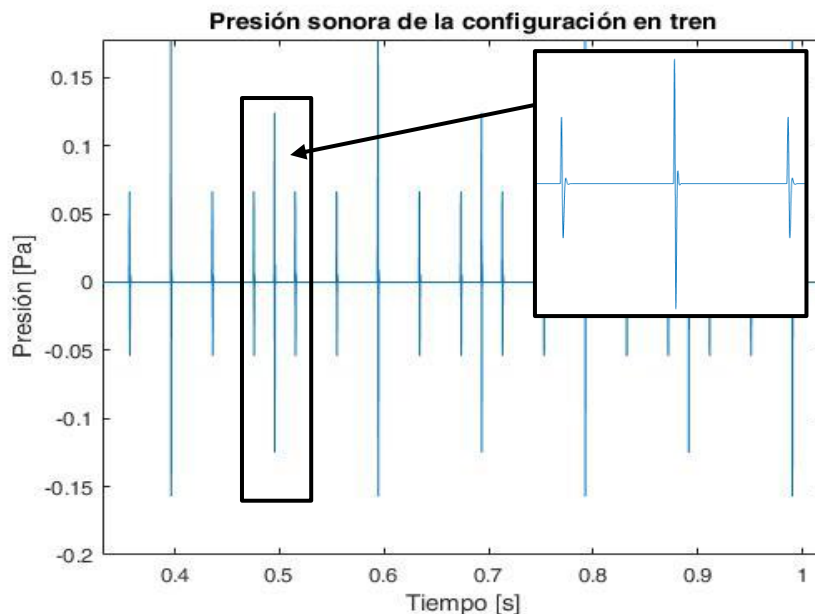


Figura 2. Presión sonora a 10 km/h con detalle reescalado

Como los resultados teóricos se han de comparar ante los diferentes ensayos propuestos por el Reglamento, se ha ajustado esta configuración considerando que el primer piñón gire a la misma velocidad angular que la rueda del vehículo objeto de estos ensayos. En la Figura 2 se muestra la presión en función del tiempo obtenida de la ecuación 6, con unas coordenadas de $R = 2 \text{ m}$ y $\vartheta = 0$ para nuestra configuración de engranajes, accionada por un par de 1 N m y ante una velocidad teórica del vehículo de 10 km/h. La Figura 3 muestra el análisis por filtro de tercio de banda de octava con ponderación frecuencial A de la señal anterior, especialmente útil para analizar las frecuencias acotadas por el Reglamento.

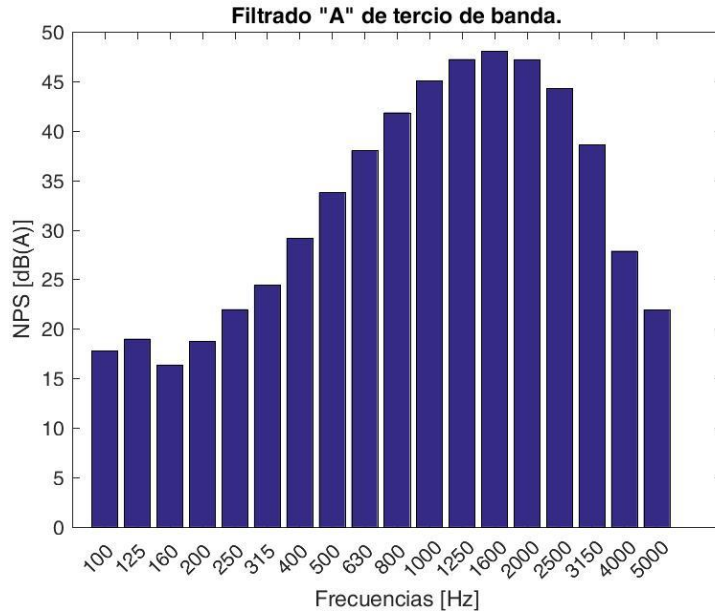


Figura 3. Filtrado de banda de tercio de octava a 10 km/h

CONCLUSIONES

Ante la baja efectividad de los actuales dispositivos de advertencia embarcados en lo referente a su percepción, este artículo inicia una nueva vía mediante el desarrollo de un sistema de alerta de construcción mecánica, diferenciado de los sistemas ya existentes y capaz de producir un sonido cercano al de los vehículos de combustión interna, con tal facilitar su percepción por parte del peatón.

Para ello se ha ideado un modelo matemático que predice el sonido generado por un par de engranajes. Con este modelo se ha obtenido una configuración capaz de emitir una señal acústica con las características deseadas y que cumple con lo establecido por el Reglamento.

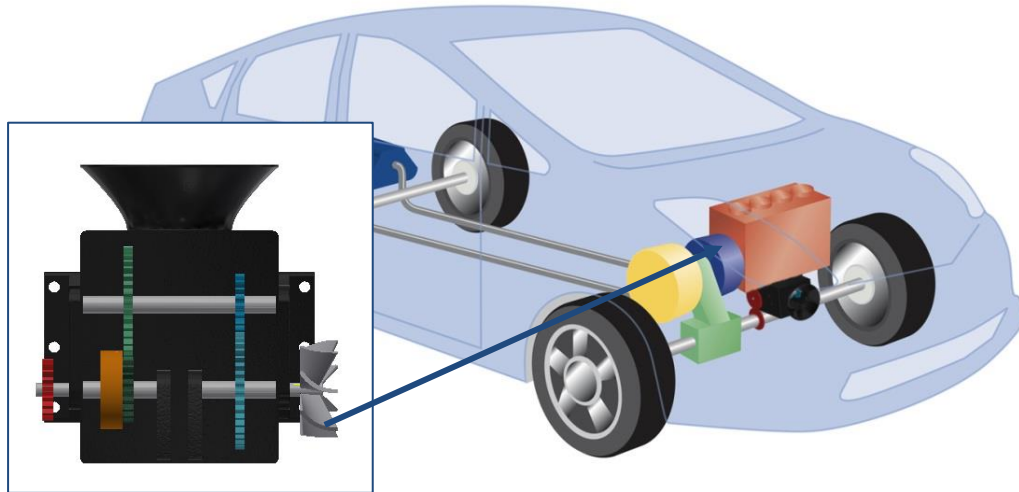


Figura 4. Posible diseño de la configuración propuesta y su montaje sobre un vehículo

Las futuras líneas de trabajo en esta investigación se centran en el desarrollo de prototipos y la implantación de estos en los vehículos. El croquis de la Figura 4 muestra un posible dispositivo a partir de la configuración en tren descrita. Además, se estudian sistemas alternativos de generación de ruido mediante componentes mecánicos.

REFERENCIAS

- [1] DOT HS 811 204, Incidence of Pedestrian and Bicyclist Crashes by Hybrid Electric Passenger Vehicles, NHTSA report, U.S, septiembre de 2009.
- [2] Reglamento CEPE nº 138, Disposiciones uniformes relativas a la homologación de vehículos silenciosos de transporte por carretera en lo relativo a su audibilidad reducida, Diario oficial de la Unión Europea, 13 de enero de 2017.
- [3] Altinsoy E. The detectability of conventional, hybrid and electric vehicle sounds by sighted, visually impaired and blind pedestrians. Proceedings of the 42nd Internoise, 2013.
- [4] Sharma R B, Parey A, Tandon N, Modelling of acoustic emission generated in involute spur gear pair. J Sound Vib, 100, 353-373, 2017
- [5] Theodossiades S, De la Cruz M, Rahnejat H. Prediction of airborne radiated noise from lightly loaded lubricated meshing gear teeth. Applied Acoustics, 100, 79-86, 2015.
- [6] Yufang W, Zhongfang T, Sound radiated from the impact of two cylinders. J Sound Vib, 159, 295-303, 1992.
- [7] De la Cruz M, Theodossiades S, Rahnejat H. An investigation of manual transmission rattle. Proc Inst Mech Eng, Part K, J Multi-Body Dynam; 224, 167-81, 2010.



**48º CONGRESO ESPAÑOL DE ACÚSTICA
ENCUENTRO IBÉRICO DE ACÚSTICA
EUROPEAN SYMPOSIUM ON UNDERWATER ACOUSTICS
APPLICATIONS
EUROPEAN SYMPOSIUM ON SUSTAINABLE BUILDING
ACOUSTICS**

[8]Hassan A R. Contact Stress Analysis of Spur Gear Teeth Pair. International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering, 3, No:10, 2009.