

CONTROL ACTIVO DEL RUIDO EN UNA INSTALACIÓN HIDRÁULICA

Angel Arribas-Nebra* Jose A. Castellanos*
E. Goenechea**

* *Depto. Informática e Ingeniería de Sistemas,
Universidad de Zaragoza,
María de Luna 1, 50018, Zaragoza, España
angelarri@gmail.com, jacaste@unizar.es*

** *Institut für Fluidtechnische Antriebe und Steuerungen,
Universität RWTH-Aachen, Alemania*

Resumen: Este artículo describe la experimentación con diversas estrategias de control activo del ruido en una instalación hidráulica, caracterizada por su dinámica no lineal de elevada variabilidad. El objetivo preliminar del control es la eliminación del ruido en el fluido que origina vibraciones indeseadas en la tubería situada aguas abajo de la ubicación de una bomba radial de aceite. La acción de control se ejerce mediante un generador de ondas de presión de aceite acoplado a la citada tubería. La comparación entre las distintas estrategias de control se realiza atendiendo a tres parámetros: estabilidad, velocidad y éxito en la compensación del ruido. La experimentación, tanto por simulación como a través de un entorno hardware-in-the-loop que interacciona con un banco de pruebas, permiten validar las estrategias propuestas. *Copyright ©2007 CEA-IFAC.*

Palabras clave: Sistema hidráulico, control activo del ruido, control automático, Matlab/Simulink, tribología

1. INTRODUCCIÓN

La mayor parte de las actuales instalaciones industriales utilizan algún tipo de sistema hidráulico como elemento transmisor de energía debido a su elevado nivel de potencia, flexibilidad, rapidez de respuesta y eficiencia. La normativa legal relacionada con la salud y la seguridad a menudo impone importantes restricciones sobre los niveles aceptables de ruido en dichas instalaciones, lo que origina la necesidad de implantar estrategias de atenuación del ruido.

En general, éste ruido indeseado no puede ser eliminado completamente, si bien existen un gran número de dispositivos y técnicas que permiten

mantenerlo a un nivel aceptable en sectores clave de la actividad económica como son el de la automoción, los electrodomésticos, el industrial y el de transporte (Skaistis, 1988; Saruta, 1992; Nelson *et al.*, 2002).

En el caso de los sistemas hidráulicos, la fuente de ruido dominante es la bomba, responsable del suministro de aceite. Durante su ciclo de operación, se originan fuerzas alternativas dentro de la bomba que causan vibraciones en sus elementos constituyentes (i.e. el denominado *ruido estructural*), e.g. en la tapa del depósito, que se propagan al aire que está en contacto con la superficie de la bomba. La transferencia del fluido y la vibración inducida por la estructura a la masa de

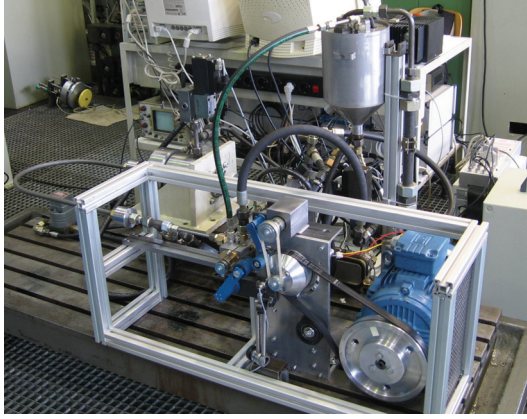


Figura 1. Banco de pruebas del sistema hidráulico usado durante experimentación formado por una bomba radial de paletas y un actuador.

aire adyacente generan el ruido ambiental. Estos flujos superpuestos provocan también un caudal con pulsaciones de presión, las cuales forman el denominado *ruido en el fluido* (Malecha, 1980), que causa la vibración de todos los componentes situados aguas abajo de la bomba y el consiguiente ruido audible que debería ser atenuado.

El presente trabajo considera el problema de la atenuación del ruido en el fluido en la instalación hidráulica (figura 1) compuesta por dos elementos fundamentales como son la bomba radial de paletas y el elemento actuador denominado *rotopulse*. Se considerarán técnicas de control activo del ruido audible (ANC, del inglés Active Noise Control) (Gordon and Vining, 1992; Kuo and Morgan, 1999) que actuarán directamente sobre su origen en el interior de la tubería de transmisión.

El resto del artículo se estructura de la siguiente forma. En la sección 2 se presentan los fundamentos y estrategias básicas de control activo del ruido. La sección 3 describe el entorno de simulación desarrollado junto con el análisis de diversos controladores. A continuación, la sección 4 describe la experimentación con las diversas estructuras de control sobre un banco de pruebas del sistema hidráulico gracias al entorno hardware-in-the-loop implementado. Finalmente, la sección 5 extrae las ideas y conclusiones más importantes del trabajo desarrollado.

2. CONTROL ACTIVO DEL RUIDO

La cancelación de un sonido o una vibración indeseada por superposición de una onda idéntica en contrafase tiene sus orígenes en los trabajos de (Lueg, 1936). Si denominamos como $\mathbf{P}_p(x, y, z, t)$ al campo acústico primario (no deseado) presente en una determinada zona del espacio, y como $\mathbf{P}_s(x, y, z, t)$ al campo acústico secundario,

Figura 2. Diagrama de bloques del sistema de control ANC desarrollado en el presente trabajo.

generado por algún dispositivo electro-acústico o electro-mecánico, se producirá la cancelación mutua siempre que (Cobo-Parra, 1997):

$$\mathbf{P}_p(x, y, z, t) + \mathbf{P}_s(x, y, z, t) = \mathbf{0} \quad (1)$$

es decir, tal que se cumplan las siguientes condiciones de módulo y argumento:

$$|\mathbf{P}_p| = |\mathbf{P}_s| \quad (2)$$

$$\phi_p = -\phi_s \quad (3)$$

donde ϕ denota el espectro de fase o argumento del correspondiente campo acústico.

La figura 2 muestra el diagrama de bloques del sistema de control ANC, basado en un esquema mixto de realimentación y prealimentación (Elliott and Nelson, 1993), diseñado en el presente trabajo y cuyo objetivo es la minimización del ruido audible producido por la pulsación de presión del flujo de aceite a la salida de la bomba radial de paletas. Se trata de un control indirecto del ruido no deseado en que el campo secundario es generado por un dispositivo, acoplado a la tubería y denominado *rotopulse* (figura 3), capaz de crear ondas de presión de aceite de amplitud y fase deseadas. Básicamente, el *rotopulse* está formado por una electroválvula, que gobierna la amplitud de la onda de presión de aceite, y por un motor encargado de generar la fase de dicha onda consignada cumpliendo restricciones de tiempo real.

Del mismo modo que en la mayor parte de las aplicaciones industriales de las técnicas de control ANC, el ruido no deseado se considera periódico, como el generado por motores, compresores, ventiladores y hélices. Partiendo de la información proporcionada por un sensor inductivo que mide la rotación de la bomba es posible conocer las características frecuenciales de los primeros armónicos del ruido. Asimismo, dicha información proporciona la señal de sincronización necesaria para el sistema de control. Finalmente, el sensor situado al final de la tubería mide la presión dinámica del flujo de aceite, es decir, la onda de

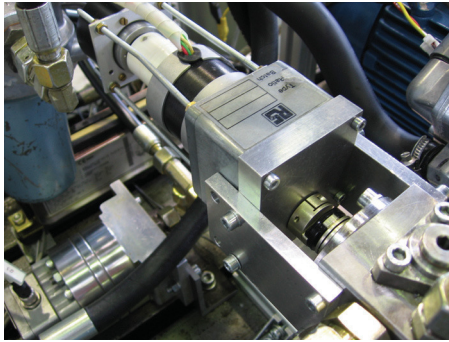


Figura 3. El *rotopulse*, dispositivo responsable de la generación del campo secundario.

ruido residual tras la acción del sistema de control ANC, señal que es posteriormente realimentada al controlador para el cálculo de la acción en el siguiente instante de muestreo.

3. ANÁLISIS POR SIMULACIÓN

Esta sección describe el análisis por simulación del desempeño obtenido por diversos tipos de controladores en cuanto a su capacidad de atenuación del ruido no deseado en la instalación hidráulica descrita con anterioridad.

3.1 Entorno de simulación desarrollado

La figura 4 muestra el diagrama de bloques del sistema de control simulado desarrollado en el entorno Matlab/Simulink. Como puede verse en dicha figura, se generan de forma sincronizada tanto los armónicos de interés de la señal de ruido como la onda de presión.

La acción de control consta de la amplitud y la fase de la señal de compensación, posteriormente generada, que se hace interferir con la señal de ruido original. Para el cálculo de dicha acción de control se aplican sendos controladores tanto a la parte real como a la imaginaria de la señal resultante de la combinación de la salida de los módulos de generación de armónicos y de generación de ruido citados anteriormente. En este trabajo los controladores usados serán idénticos tanto para la amplitud como para la fase, así como para los distintos armónicos de la señal de ruido analizados.

3.2 Análisis de diversos tipos de controladores

El sistema hidráulico objeto de estudio se caracteriza por su variabilidad a lo largo del tiempo de operación así como por la influencia de perturbaciones no lineales debidas a las variaciones de presión tanto en la bomba como en la tubería,

por lo que el diseño de los controladores viene condicionado por unas exigentes especificaciones en todo el rango de velocidades de revolución de la bomba, especialmente por encima de 2000 rpm. La presencia de acción integral en dicha acción de control se deriva directamente de la necesidad de anulación del error en régimen permanente dadas las características del proceso a controlar.

Como solución de referencia en cuanto al diseño del sistema de control ANC se refiere, se considera un controlador PID estándar por su amplia presencia en la mayor parte de los actuales procesos industriales. Tras los ensayos iniciales, que descartan la utilización del modo derivado por sus problemas de elevadas acciones iniciales y de amplificación del ruido en la señal, se obtiene el siguiente ajuste de los parámetros del PID estándar: $K_p = 0.25$, $K_i = 2.35$ y $K_d = 0$. Durante la simulación, el sistema de control ANC basado en este controlador obtuvo resultados satisfactorios en cuanto a la capacidad de atenuación del ruido no deseado en el rango de velocidades de la bomba de 500 rpm a 4000 rpm. En particular, la figura 5(arriba) muestra el desempeño de dicho controlador para una velocidad de giro de la bomba de 1500 rpm.

Con objeto de analizar la influencia de la no linealidad sobre la compensación del ruido no deseado, se experimenta con una segunda alternativa en la que se combina un controlador borroso con un control integral. Para el cálculo de la acción borrosa se utiliza un mapa de reglas (no lineal) al que se introducen tanto la señal de error como su variación como entradas al mapa de reglas, y en el que la acción integral se calcula directamente a partir de la señal de error (Jantzen, 1998). La figura 5 muestra la comparación del desempeño de ambas estrategias de control donde puede apreciarse la evolución temporal de las pulsaciones de presión resultantes tras la aplicación del controlador PID estándar(arriba) y del controlador borroso (abajo). Desde el punto de vista del tiempo de respuesta, el controlador borroso ofrece mejores prestaciones ya que tras 0.16 s de la activación del control, la pulsación se mantiene por debajo de 0.16 bar, lo que representa una cancelación superior al 87 % de la señal original. En el caso del PID estándar dicha cancelación, tras ese mismo tiempo transcurrido, supera ligeramente el 61 % de la magnitud inicial. Aunque inapreciable por el oído humano, esta diferencia de comportamiento puede afectar notablemente a los componentes mecánicos de la estructura mecánica aguas abajo de la bomba. Una mayor rapidez del controlador PID originaría la presencia de una elevada sobreoscilación con lo que se degradarían sus prestaciones. A pesar de la mayor rapidez de eliminación de la componente principal de la señal de ruido, el controlador borroso mantiene valores significativos de amplitud, superiores a los del controlador

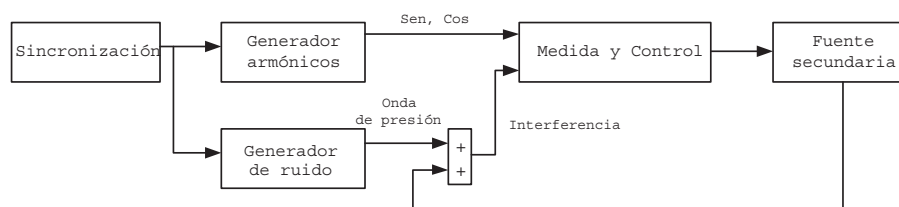


Figura 4. Diagrama de bloques del sistema de control desarrollado mediante el software Matlab/Simulink.

Figura 5. Comparación del desempeño de las estrategias de control PID estándar (arriba) y borroso+integral (abajo) analizadas en la simulación.

PID, durante mayor tiempo, reduciéndose así lo que podríamos denominar velocidad de convergencia.

Finalmente, y motivado por la dinámica variable del sistema objeto de estudio se experimenta con un tercer controlador, en este caso un controlador PID adaptativo para el que se considera un ajuste dinámico de los parámetros partiendo de la inicialización por el método del relé (He *et al.*, 1993; Rubio and Lopez, 1996). Como puede verse en la figura 6, para el caso de una velocidad de rotación de la bomba de 1500 rpm, este controlador permite obtener una adecuada atenuación del ruido no deseado. La figura 7 compara el desempeño de los controladores PID estándar y PID adaptativo, donde se observa la reducción en el tiempo de respuesta de éste último a costa de una mayor sobreoscilación.

4. EXPERIMENTACIÓN EN EL BANCO DE PRUEBAS

El sistema hidráulico real sobre el que se han experimentado las diversas estrategias de control activo del ruido (figura 1) se compone de diversos elementos físicos entre los que cabe destacar:

- La bomba hidráulica, que realiza el movimiento del aceite por medio de un rotor ranurado en el que se alojan las paletas, y que está acoplado al eje de accionamiento y gira dentro de un anillo de forma excéntrica.
- Los sensores de temperatura del fluido, de presión estática en el interior del conducto y de presión dinámica (relacionadas con el ruido) en el interior del conducto.
- El sensor inductivo, fundamental para el sistema de control ya que proporciona la frecuencia de revolución de la bomba, a la vez, que sincroniza la generación de armónicos.

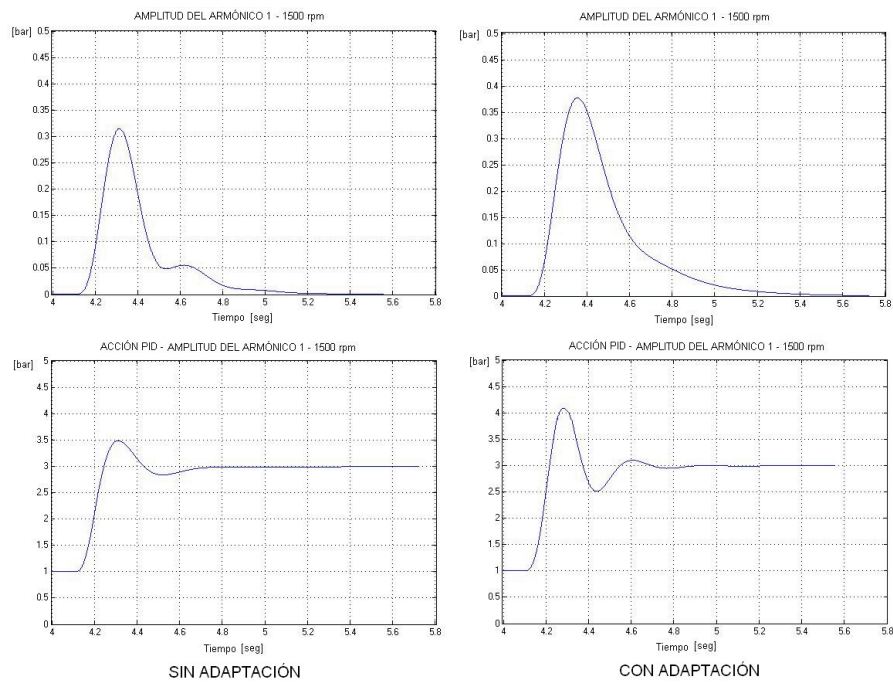


Figura 7. Comparación de la amplitud del 8º armónico (arriba) y de la acción de control PID (abajo) sin adaptación (izquierda) y con adaptación (derecha) de sus parámetros.

Figura 6. Resultado de la compensación del ruido no deseado obtenida tras la aplicación del control PID adaptativo.

- El RALA, elemento que evita la reflexión de la onda al llegar al final de la tubería.
- El *rotopulse*, que como se ha comentado anteriormente, permite introducir una onda de presión de aceite a partir de una consigna de amplitud (controlada por una válvula) y otra consigna de fase (controlada por un motor paso a paso).

Para la experimentación con dicho banco de pruebas, se ha desarrollado un entorno de simulación hardware-in-the-loop, en el que el intercambio de datos se realiza a través de una tarjeta controladora dSPACE junto con el software de desarrollo Control Desk (dSPACE, 2004). El usuario se comunica con el sistema a través de una pantalla de explotación que permite la visualización de datos y señales, la activación y desactivación del control

automático, la modificación parámetros e incluso, la adquisición automática de datos. El entorno Simulink permite el desarrollo de los diversos algoritmos de control así como del interfaz con la tarjeta de comunicaciones.

A través de este entorno hardware-in-the-loop se ha desarrollado diversas pruebas con dos niveles de presión de 20 y 60 bares, y para con tres niveles de temperatura del aceite, 30°C, 45°C y 60°C. Asimismo, se consideran velocidades de rotación de la bomba entre 500 rpm y 3000 rpm. La totalidad de las pruebas se realizan sin reflexión, es decir, la onda de presión en el fluido no *rebota* al llegar al final de la tubería. Para ello se ha dispuesto un dispositivo que permite regular manualmente esta reflexión. Finalmente, el depósito de aceite debe mantenerse a un nivel alto para evitar la aireación, hecho que dificultaría la toma de datos.

De la experiencia obtenida a través del estudio de simulación descrito en la sección 3 el controlador seleccionada para realizar el control sobre el banco de prueba es el PID estándar sin modo derivado ya que el resto de controladores analizados no proporcionan una clara ventaja en cuanto a cumplimiento de las especificaciones se refiere. No obstante, tras la experimentación en el banco de pruebas, se observa que dicho controlador presenta problemas para velocidades de giro de la bomba superiores a 2000 rpm. Tras un análisis pormenorizado, se modifica el proceso de medida y se limita la integración de la señal de error a una vez por cada revolución de la bomba.

Figura 8. Gráfica (60 bar, 45°C). Amplitudes y fases medidas sin (línea superior) y con (línea inferior) compensación de la pulsación del ruido en el banco de pruebas.

La figura 8 representa la amplitud y la fase del 8° armónico (claramente predominante en la señal considerada) de la pulsación de ruido medida para una presión estática de 60 bares y una temperatura del aceite de 45°C. Se observa como se alcanza una buena compensación hasta 3000 rpm lo que supone una enorme mejora respecto de técnicas desarrolladas con anterioridad que limitaban el rango de compensación a las 2000 rpm en el mejor de los casos.

La figura 9 resulta ser enormemente representativa del éxito o del fracaso en la compensación del ruido en el fluido. Se trata de una comparación entre los espectros frecuenciales correspondientes a la pulsación producida por la bomba con y sin compensación del ruido. Por otra parte, también se pueden apreciar las características de la pulsación, se observan los tres armónicos principales (8°, 16° y 24°) y sus magnitudes. Resulta de gran interés ya que representa el límite alcanzado en el control de la instalación. Las revoluciones de la bomba se han incrementado hasta 3000 rpm, sin embargo, el controlador responde perfectamente y consigue anular por completo la amplitud del armónico, el cual se sitúa en esta ocasión en los 400 Hz de frecuencia. Hacer notar que la amplitud del armónico a esta velocidad alcanza valores elevados de hasta 6 bares de presión.

Se comentan a continuación algunas de las limitaciones y dificultades encontradas en la experimentación sobre el banco de pruebas:

- Debido al diseño del *rotopulse* no es posible la compensación del ruido generado a 3000 rpm con una presión en la tubería de 10 bares, al margen de las limitaciones de cualquier actu-

ador en cuanto a caudal máximo, velocidad máxima de motor, etc.

- Ligeras desviaciones en la medida de la frecuencia de revolución de la bomba, realizada a través de un sensor inductivo, generan errores en la señal de sincronismo, clave en la adecuada realización del control ANC.
- Aparecen pequeños errores en el desempeño del sistema de control debido a la distancia de unos 35 cm existente entre el punto de medición, con el sensor de presión dinámica, y el punto de aplicación de la acción a través del *rotopulse*.

5. CONCLUSIONES

El presente trabajo ha considerado la aplicación de técnicas de control activo del ruido a la atenuación del ruido en el fluido presente en una instalación hidráulica, compuesta fundamentalmente por una bomba radial de paletas y un elemento actuador denominado *rotopulse*.

Tras la simulación y la experimentación sobre un banco de pruebas se concluye que las técnicas analizadas permiten una adecuada atenuación del ruido no deseable hasta valores de velocidad de rotación de la bomba de unas 3000 rpm, ampliando notablemente el rango de velocidad controlable con técnicas anteriores.

Como trabajo futuro se contempla la mejora de las prestaciones del entorno de simulación desarrollado de tal forma que refleje con mayor fidelidad las características del sistema real. Así mismo se pretende profundizar en el diseño de sistemas de control adaptativo y robusto y ensayar con algoritmos LMS y FxLMS (Kuo and Morgan, 1996; El-

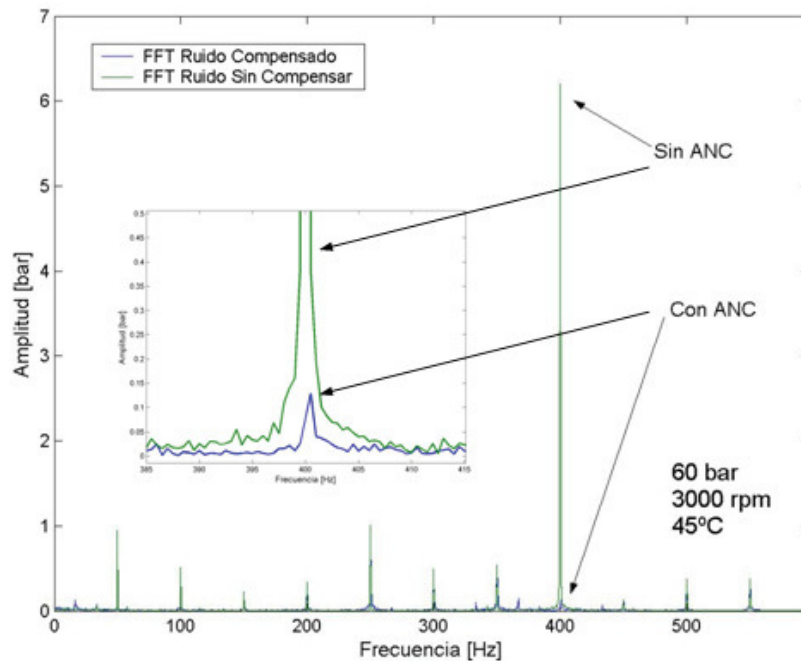


Figura 9. Comparación del espectro de la señal de ruido no deseado con y sin compensación con las técnicas de control ANC descritas en el trabajo.

liott, 2001) que permitan mejorar las prestaciones de los controladores presentados en este artículo.

6. AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen la financiación recibida del programa europeo Sócrates-Erasmus que ha permitido la realización del presente trabajo en el Instituto IFAS de la Universidad RWTH de Aachen (Alemania).

REFERENCIAS

- Cobo-Parra, P. (1997). Control activo del ruido: Principios y aplicaciones. Vol. 26. CSIC Textos Universitarios. Madrid.
- dSPACE (2004). Control desk: Experiment guide (release 4.1).
- Elliott, S. J. (2001). *Signal processing for active control*. Academic. London, UK.
- Elliott, S. J. and P. A. Nelson (1993). Active noise control: Low-frequency techniques for suppressing acoustic noise leap forward with signal processing. *IEEE Signal Processing Magazine* pp. 12–35.
- Gordon, R. R. and W. D. Vining (1992). Active noise control: A review of the field. *American Industrial Hygiene Association Journal* **53**(11), 721–725.
- He, S. Z., S. H. Tan, F. L. Xu and P. Z. Wang (1993). PID self-tuning control using a fuzzy adaptive mechanism. In: *IEEE Int. Conf. on Fuzzy Systems*. San Francisco, CA. pp. 708–713.
- Jantzen, J. (1998). *Tuning of Fuzzy PID Controllers*. Technical University of Denmark, Department of Automation.
- Kuo, S. M. and D. R. Morgan (1996). *Active Noise Control Systems: Algorithms and DSP implementations*. Wiley. New York.
- Kuo, S. M. and D. R. Morgan (1999). Active noise control: A tutorial review. *Proceedings of the IEEE* **87**(6), 943–973.
- Lueg, P. (1936). Process of silencing sound oscillations. *US Patent no. 2,043,416*.
- Malecha, R. J. (1980). Fluid-borne noise-suppressor for hydraulic pump. *The Journal of the Acoustical Society of America* **68**(2), 731.
- Nelson, J., J. Watkins and G. Piper (2002). Active control of fun noise in ducts using magnetic bearing. In: *8th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*. Breckenridge, CO.
- Rubio, F. R. and M. J. Lopez (1996). *Control adaptativo y robusto*. Secretariado de publicaciones de la Universidad de Sevilla. Sevilla.
- Saruta, S. (1992). Active noise control apparatus for domestic appliance. *US Patent no. 5,129,003*.
- Skaistis, S. (1988). *Noise control for hydraulic machinery*. TF-CRC, Fluid Power and Control Series. New York.