

# Adaptabilidad de suspensiones neumáticas frente a excitaciones de tipo aleatorio

**A.L. Morales Robredo, A.J. Nieto Quijorna, J.M. Chicharro Higuera, P. Pintado Sanjuán**

(1) Dpto. de Mecánica Aplicada e Ingeniería de Proyectos. Universidad de Castilla-La Mancha  
angelluis.morales@uclm.es

---

*En este trabajo se presenta una suspensión neumática capaz de adaptarse a distintos tipos de excitaciones procedentes de la base. El modelo de esta suspensión ha sido desarrollado previamente por los autores. Este modelo contempla tres elementos principales: un muelle de aire, un acumulador y un par de conductos conectando el muelle con el acumulador. La validación experimental satisfactoria del modelo permite poder usarlo como herramienta de simulación para la atenuación de señales de excitación de diversa índole. Un primer grupo de estas señales vibratorias corresponde a las señales armónicas (ya sean de frecuencia constante o proporcional al tiempo). Para este tipo de señales, el modelo presenta un par de modos de funcionamiento que se corresponden con los conductos de la suspensión. La elección entre los dos modos está determinada por la relación entre la frecuencia de la excitación y una frecuencia de transición característica obtenida en el modelo. Por medio de una estimación algebraica de la frecuencia desarrollada por los autores, se dota al sistema de un procedimiento para la toma de decisiones. De este modo, la suspensión es capaz de afrontar en lazo cerrado la atenuación de este primer grupo de señales. Un segundo grupo de señales vibratorias estudiadas (el caso general) son las señales aleatorias como las generadas en vehículos por el perfil de carretera. En este trabajo se aborda la adecuación de distintos modos posibles de la suspensión para la consecución de distintas funciones objetivos tales como el confort del pasajero.*

---

## 1. INTRODUCCIÓN

Los sistemas neumáticos son usados en numerosas aplicaciones relacionadas con el aislamiento de vibraciones. Una de las ventajas más claras respecto a suspensiones clásicas es el hecho de que la frecuencia natural del sistema se puede desligar del valor de la masa suspendida. A pesar de la larga trayectoria de los sistemas neumáticos en aplicaciones de aislamiento de vibraciones, la posibilidad de su incorporación en sistemas adaptativos, semiactivos o incluso activos no ha sido suficientemente estudiada hasta ahora. Existen trabajos donde aparecen suspensiones neumáticas propuestas como solución para el aislamiento de vibraciones de asientos de maquinaria móvil, como el presentado por Hostens para el uso en maquinaria agrícola [1]. Los resultados muestran una reducción significativa en las vibraciones nocivas recibidas por el conductor del vehículo. Un modelo de suspensión pasiva se presenta en [2] tomando como base una sencilla suspensión pasiva con un muelle de aire. Este trabajo se centra en analizar el efecto de la incorporación de un volumen de aire adicional al muelle de aire por medio de un orificio entre ambos. Siguiendo con el problema de suspensiones en asientos, otros autores centran sus trabajos en la estrecha banda de 0.5-5 Hz [3]. Este trabajo presenta una aproximación al control de posición de un mecanismo de aislamiento de vibraciones con el concepto de rigidez negativa dado que los dispositivos controlados estándar resultan ineficaces. El concepto se basa en la minimización de la rigidez por medio de un mecanismo con un muelle de aire con una rigidez negativa ajustable. Los resultados ofrecen no movilidad ante vibraciones en un rango de frecuencias estrecho cercano a 0 Hz y estabilización ante una excitación de tipo impulso.

El análisis de suspensiones semi-activas se ha centrado principalmente en la modificación de las características del amortiguamiento del sistema, ya sea por la actuación mecánica del amortiguador o por medio de fluidos magneto o electroreológicos. Resulta bastante fácil encontrar ejemplos en la literatura mostrando las bondades de las suspensiones híbridas

que combinan elementos pasivos junto con dispositivos electromagnéticos como partes activas [4-6]. Los sistemas activos puros se han considerado también aunque tienen el inconveniente del inevitable consumo energético, aunque en ocasiones se proponen sistemas que intentan autoabastecer ese consumo [7]. En este trabajo se presenta una suspensión neumática cuyo modelo ya ha sido presentado y validado por los autores en [8-10]. El principal objetivo para este trabajo es la aplicación del concepto de suspensión neumática ya existente y convertirla en un sistema de control adaptativo sencillo y económico para el aislamiento de señales vibratorias de carácter aleatorio presentes en perfiles de carretera.

**2. ANTECEDENTES**

Se presentan a continuación los principales resultados que sirven de base para el trabajo que se presenta. Los detalles se pueden consultar en [8-10]. El comportamiento de la suspensión neumática se modela teniendo en cuenta la dinámica de la masa suspendida así como la dinámica de fluidos dentro del sistema neumático. Este sistema se haya compuesto por un muelle de aire, un acumulador de paredes rígidas y unos conductos entre ambos como se muestra en la figura 1.

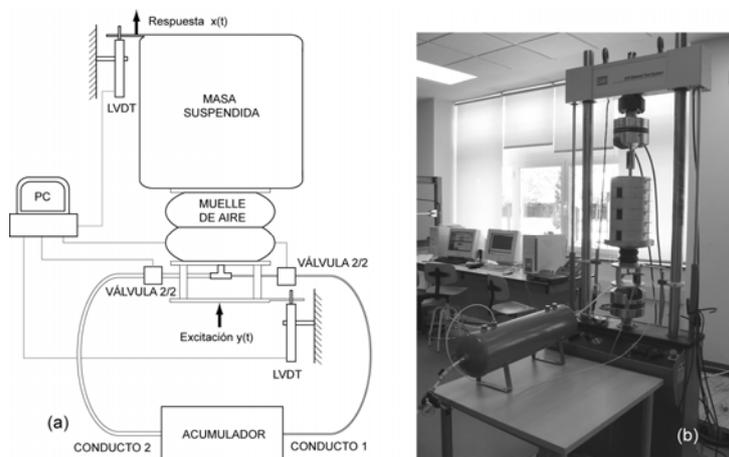


Figura 1. a) Esquema de la suspensión neumática, b) Banco de ensayos para ensayos armónicos.

Se asumen tres hipótesis para el modelo: comportamiento isoterma del aire dentro de la suspensión, comportamiento como gas ideal y consideración de flujo incompresible laminar (Hagen-Poiseuille). Tras estas simplificaciones, el sistema queda definido como:

$$\begin{cases} \dot{p}_s = -\dot{p}_r (V_r / V_s) - V'_s p_s (\dot{x} - \dot{y}) / V_s \\ \dot{p}_r = -\gamma C_r (p_r^2 / p_s^2) / (2V_r) \\ M\ddot{x} = \dot{p}_s A_s + p_s A'_s (\dot{x} - \dot{y}) = \dot{f} \end{cases} \quad (1)$$

donde las incógnitas son la presión en el muelle de aire ( $p_s$ ) y en el acumulador ( $p_r$ ) y el desplazamiento de la masa ( $x$ ). Otros parámetros son constantes, como la masa suspendida ( $M$ ), el volumen del acumulador ( $V_r$ ) o el coeficiente de restricción ( $C_r$ ) definido como:

$$C_r = (\pi D_p^4) / (128 \mu l_p) \quad (2)$$

dependiente de la longitud y diámetro del conducto y de la viscosidad dinámica del aire. Realizando las correspondientes transformadas de Laplace y reorganizando términos se obtienen la función de transferencia de la transmisibilidad de la suspensión:

$$\frac{X(s)}{Y(s)} = \frac{s \left[ \frac{K_{AS} + K_{VS}}{M} \right] + W \frac{K_{VS}}{M} \left[ 1 + \frac{K_{AS}}{K_{VSR}} \right]}{s^3 + s^2 \left[ W \frac{K_{VS}}{K_{VSR}} \right] + s \left[ \frac{K_{AS} + K_{VS}}{M} \right] + W \frac{K_{VS}}{M} \left[ 1 + \frac{K_{AS}}{K_{VSR}} \right]} \quad (3)$$

Los valores de rigidez lineal  $K_{AS}$ ,  $K_{VS}$  y  $K_{VSR}$  tienen que ver con la rigidez debida al área del muelle de aire, a su volumen y a la suma del volumen del muelle de aire y del acumulador. La figura 2 muestra la función de transferencia anterior para dos tipos de conductos. Esta representación invita a elegir una estrategia de control para excitación armónica consistente en elegir un conducto u otro dependiendo de si la frecuencia de excitación está presente por encima o por debajo de una frecuencia a la cual se cortan las dos curvas.

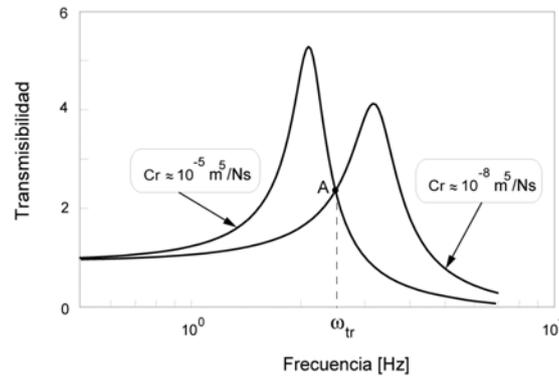


Figura 2. Funciones de transferencia de la suspensión neumática para dos conductos distintos

Esta estrategia de control requiere el conocimiento de la frecuencia de excitación de la señal armónica. Este requerimiento ha sido desarrollado por estos autores en [10]. Los resultados de su aplicación para señales armónicas y para señales tipo chirp se muestran, respectivamente, en las figuras 3 y 4.

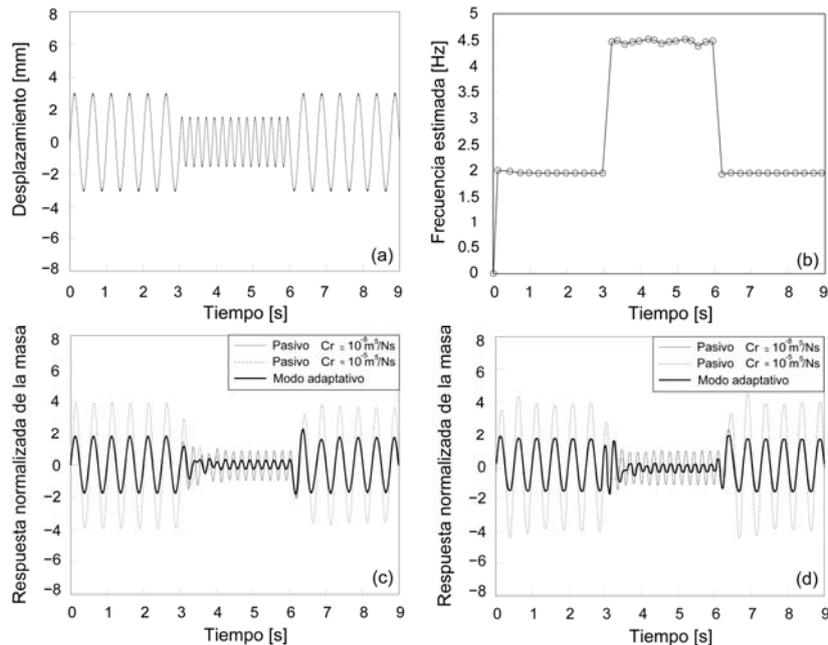


Figura 3. a) Tren de señales armónicas de entrada, b) estimación de la frecuencia de excitación, c) simulación numérica, d) resultado experimental en banco de ensayos.

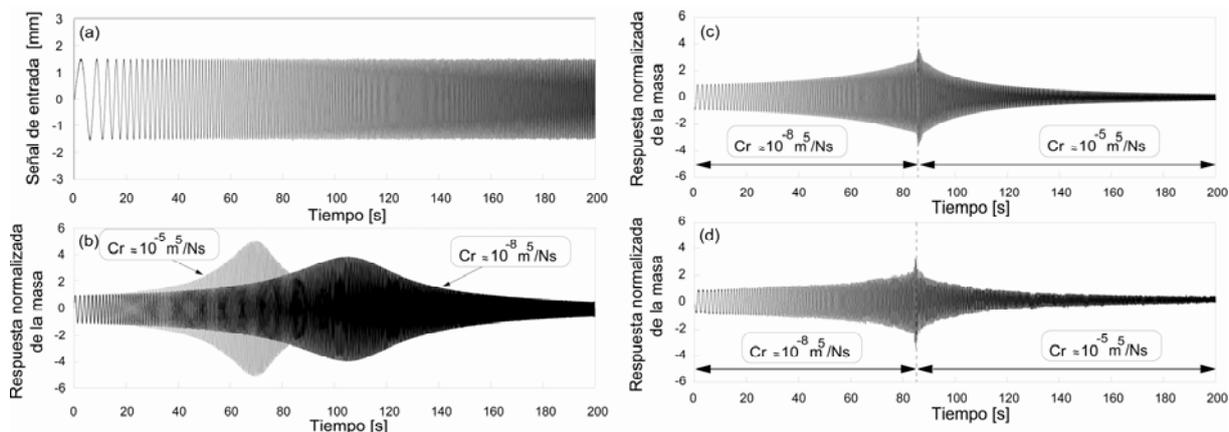


Figura 4. a) Señal tipo chirp de entrada, b) simulación en modo pasivo, c) simulación aplicando el control adaptativo, d) resultado experimental en banco de ensayos.

### 3. GENERACIÓN DE PERFILES DE CARRETERA

Para la generación del perfil de carretera se utilizará el modelo de Sayers [11]. Este modelo asume que la rugosidad proviene de tres componentes, cada una obtenida como un ruido blanco independiente. La primera es un ruido blanco de elevación, la segunda un ruido blanco de velocidad que se integra una vez con respecto al tiempo, y la tercera un ruido blanco de aceleración que se integra dos veces con respecto al tiempo. De este modo, la Densidad Espectral de Potencia (PSD) de una señal formada por estos tres ruidos resulta una función del número de onda dada por la ecuación:

$$G_d(\nu) = G_e + \frac{G_v}{(2\pi\nu)^2} + \frac{G_a}{(2\pi\nu)^4} \tag{2}$$

siendo  $G_e$  el valor de la PSD del ruido de elevación,  $G_v$  el valor de la PSD del ruido de velocidad y  $G_a$  el valor de la PSD del ruido de aceleración.

En este trabajo se ha asumido un perfil generado con este modelo pero se ha dividido en tres tramos en función de su ancho de banda. Todos los tramos tienen una longitud de 1000 m y se recorren a 60 km/h. El tramo “a” tiene un ancho de banda limitado a frecuencias bajas, el tramo “b” a frecuencias medias y el tramo “c” a frecuencias altas. La PSD de los tres tramos consecutivos coincide con la tendencia descrita por el modelo teórico de Sayers. Las correspondientes densidades espectrales de potencia de cada tramo y del perfil de carretera completo se muestran en la figura 5.

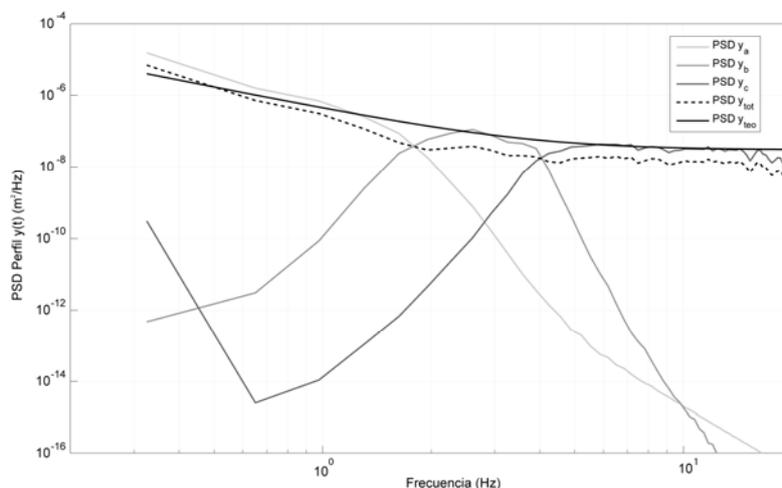


Figura 5. PSD de cada tramo, del perfil completo y del perfil teórico del modelo de Sayers

#### 4. BANCO DE ENSAYOS

El banco de ensayos que simula el sistema de un grado de libertad correspondiente a un cuarto de coche se muestra en la figura 6. Está compuesto por un actuador hidráulico, que reproduce una señal temporal de entrada correspondiente a un perfil de carretera, un resorte neumático y una masa suspendida. El resorte neumático está conectado a un depósito mediante tres conductos, aunque solo uno de ellos puede estar activo en cada instante de tiempo. Para ello se sitúa en cada conducto una electroválvula 2/2 para comandar la apertura de los conductos. Según qué conducto se emplee, la función de transferencia que relaciona el desplazamiento de la masa suspendida con el desplazamiento de la base del sistema será una u otra, tal y como se observa en la figura 6.

Respecto a la medida, se colocan dos sensores láser de desplazamiento para la medida de la entrada del actuador  $y(t)$  y el desplazamiento de la masa suspendida  $x(t)$ . También se emplea un acelerómetro para determinar la aceleración de la masa suspendida.

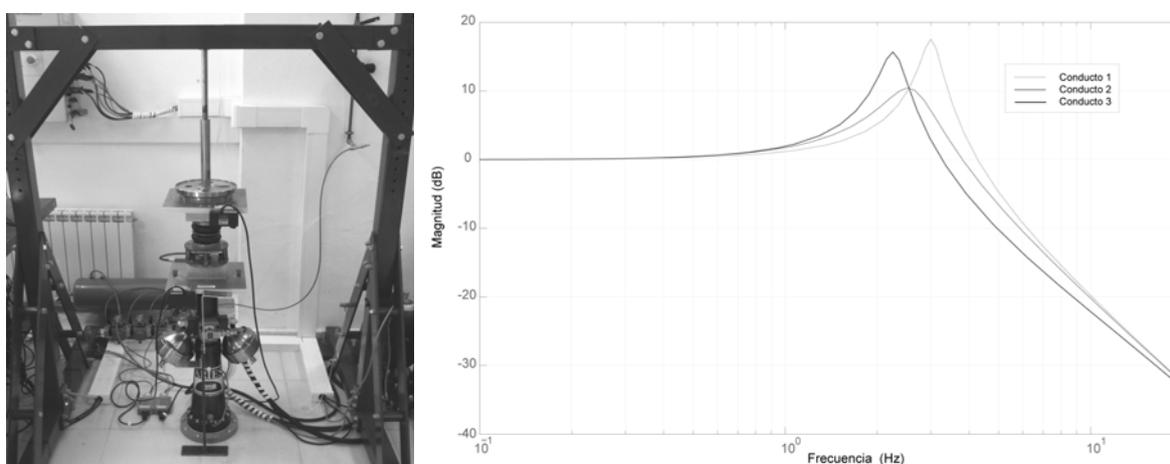


Figura 6. Banco de ensayos y funciones de transferencia de sus 3 posibles configuraciones.

#### 5. RESULTADOS

En este trabajo se han obtenido ensayos tanto numéricos, mediante simulación de un perfil de carretera en las distintas funciones de transferencia del sistema, como experimentales, con ayuda del banco de ensayos descrito en el apartado anterior.

En la figura 7 se muestran las respuestas en el dominio del tiempo tanto de las simulaciones como de los ensayos experimentales. Concretamente se compara el desplazamiento de la masa obtenido mediante el control adaptativo con el desplazamiento de la masa cuando se tiene un sistema pasivo, ya sea con el conducto de 2.5 mm, de 4.0 mm o de 7.0 mm. Se puede observar cómo la respuesta temporal adaptativa es siempre menor a la obtenida con cualquiera de las tres configuraciones pasivas.

En la figura 8 se compara ahora las respuestas obtenidas con la configuración adaptativa con las obtenidas con las configuraciones pasivas, aunque ahora la comparación se realiza en términos de densidad espectral de potencia y atendiendo no solo a desplazamiento de la masa suspendida, sino también a la aceleración de la masa suspendida, pues es ésta la que influye directamente en el confort del conductor o pasajero. Se puede observar la gran similitud entre los resultados numéricos y los experimentales así como la mejora aportada por la suspensión adaptativa en términos de valores cuadráticos medios de desplazamiento y aceleración.

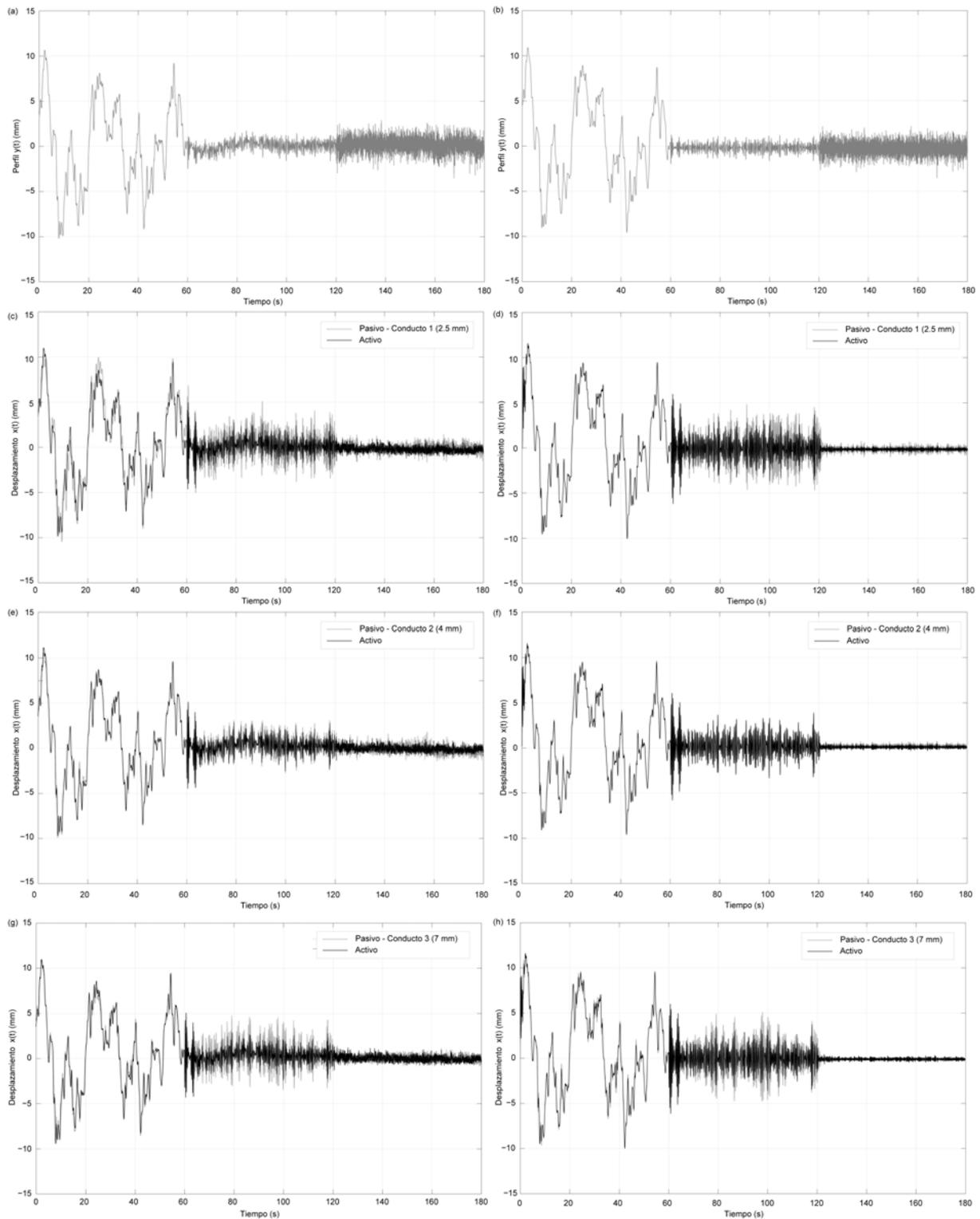


Figura 7. a) Perfil de entrada experimental, b) perfil de entrada numérico, c) desplazamiento temporal experimental de la masa con conducto 1 y en modo activo, d) desplazamiento temporal numérico de la masa con conducto 1 y en modo activo, e) desplazamiento temporal experimental de la masa con conducto 2 y en modo activo, f) desplazamiento temporal numérico de la masa con conducto 2 y en modo activo, g) desplazamiento temporal experimental de la masa con conducto 3 y en modo activo, h) desplazamiento temporal numérico de la masa con conducto 3 y en modo activo,

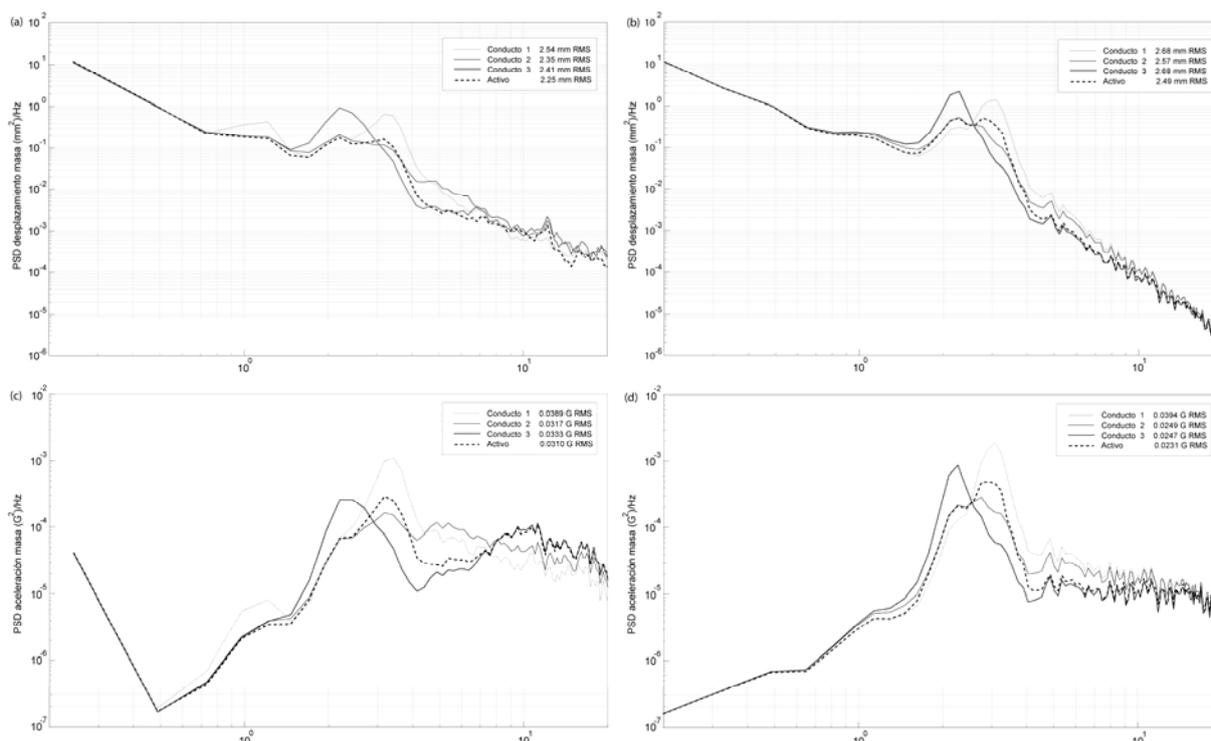


Figura 8. a) PSD experimental del desplazamiento de la masa en modo pasivo y activo, b) PSD numérica del desplazamiento de la masa en modo pasivo y activo, c) PSD experimental de la aceleración de la masa en modo pasivo y activo, d) PSD numérica de la aceleración de la masa en modo pasivo y activo

## 6. CONCLUSIONES

En este trabajo se ha presentado una suspensión neumática con comportamiento adaptativo. El modelo había sido verificado previamente por estos autores en otros trabajos y sirvió para extraer una estrategia de operación basada en la frecuencia a la que la suspensión está siendo excitada. Esta estrategia se presenta con éxito frente a excitaciones de frecuencia constante o de variación dependiente del tiempo. El siguiente paso en este trabajo ha consistido en la utilización de esta misma suspensión en perfiles de tipo aleatorio. En este caso se ha utilizado una combinación de perfiles aleatorios cuyo resultado se ajusta a aquellos presentes en la literatura. Se han comparado los comportamientos pasivo y adaptativo para tres modos de funcionamiento de la suspensión. El resultado ha sido satisfactorio para el caso activo, dado que tanto el desplazamiento como la aceleración en términos globales han sufrido un descenso.

## 7. REFERENCIAS

- [1] I. Hostens, K. Deprez, H. Ramon, An improved design of air suspension for seats of mobile agricultural machines, *Journal of Sound and Vibration* 276 (2004), 141-156.
- [2] I. Maciejewski, L. Meyer, T. Krzyzynski, Modelling and multicriteria optimisation of passive seat suspension vibro-isolating properties, *Journal of Sound and Vibration* 324 (2009)520-538.
- [3] C.M. Lee, A.H. Bogatchenkov, V.N. Goverdovskiy, Y.V. Shynkarenko, A.I. Temnikov, Position control of seat suspension with minimum stiffness, *Journal of Sound and Vibration* 292 (2006), 435-442.
- [4] K.G. Ahn, H.J. Pahk, M.Y. Jung, D.W. Cho, A hybrid type active vibration isolation system using neural networks, *Journal of Sound and Vibration* 192 (4) (1996), 793-805.

- 
- [5] Y.B. Kim, H.B. Yi, B.K. Lee, Design and application of magnetic damper for reducing rotor vibration, *International Korean Society of Mechanical Engineers Journal* 24 (2000), 355–361.
  - [6] Y.B. Kim, W.G. Hwang, C.D. Kee, H.B. Yi, Active vibration control of a suspension system using an electromagnetic damper, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D* (2001), 865–873.
  - [7] K. Nakano, Y. Suda, S. Nakadai, Self-powered active vibration control using a single electric actuator, *Journal of Sound and Vibration* 260 (2003), 213–235.
  - [8] A.J. Nieto, A.L. Morales, A. González, J.M. Chicharro, P. Pintado, Analytical model of pneumatic suspensions based on an experimental characterization, *Journal of Sound and Vibration* 313 (1–2) (2008), 290–307.
  - [9] A.J. Nieto, A.L. Morales, J.M. Chicharro, P. Pintado, Unbalanced machinery vibration isolation with a semi-active pneumatic suspension, *Journal of Sound and Vibration* 329 (1) (2010), 3–12.
  - [10] A.J. Nieto, A.L. Morales, J.R. Trapero, J.M. Chicharro, P. Pintado, An adaptive pneumatic suspension based on the estimation of the excitation frequency, *Journal of Sound and Vibration* 330 (2011), 1891–1903.
  - [11] M.W. Sayers, S.M. Karamihis, *The little book of profiling - Basic information about measuring and interpreting road profiles*. University of Michigan, September 1998.