

## **CONTRIBUCIONES AL METODO DE RICARDO DE SEPARACION DE RUIDOS. APLICACION A UN MOTOR DIESEL MONOCILINDRICO DE INYECCION DIRECTA REFRIGERADO POR AIRE.**

F. Valderrama; F.J. Jiménez; A. Muñoz; T. Sánchez

Grupo de Máquinas y Motores Térmicos. Departamento de Ingeniería Energética y Mecánica de Fluidos. E.T.S. Ingenieros Industriales. Universidad de Sevilla.  
Avda. Reina Mercedes s/n. 41012-Sevilla.

### **Resumen**

Las distintas fuentes sonoras presentes durante el funcionamiento de un motor de combustión interna alternativo pueden ser separadas y, por tanto, sometidas a estudio para evaluar su contribución al ruido global de aquel. De una forma u otra, esta separación puede efectuarse para la mayoría de las fuentes invirtiendo una gran cantidad de tiempo (y algo de imaginación en el banco de pruebas). Sin embargo, la cuantificación del ruido debido al cabeceo del pistón (slap-piston) presente en el ruido global emitido por un motor se presenta harto compleja.

### **1. INTRODUCCION**

Las fuentes generadoras de ruido en los motores de combustión interna alternativos están relacionadas con el proceso de combustión, con la dinámica del motor y con la circulación de fluidos en ellos. Así pues, podemos clasificar los ruidos asociados como de combustión, mecánico y aero-hidrodinámico.

Dejando de lado éste último tipo de ruido, sabemos que el proceso de combustión induce fuerzas sobre el cilindro, base de la culata y cabeza del pistón. La acción sobre cilindro y culata se transforma en una respuesta estructural del motor, mientras que la acción sobre el pistón induce en él, por una parte fuerzas que se transmiten al cigüeñal, y por otra un efecto de cabeceo que se transforma en impactos contra el cilindro.

Por su parte, los efectos dinámicos de las cadenas cinemática motora y de la distribución y sistema de inyección (en motores diesel) inducen también una respuesta estructural del motor.

Los movimientos y deformaciones de la estructura aludidos, en última instancia, los percibimos en forma de ruido radiado.

## 2. SEPARACION DE RUIDOS

Todo método de separación de ruidos debe ser capaz de, al menos, poder identificar del ruido global radiado por un motor sus componentes de ruido de combustión (CN) y de ruido mecánico(MN); entendiéndose por tales las debidas a la excitación producida directamente por el proceso de combustión y la debida a la excitación por los efectos dinámicos de las cadenas cinemáticas motoras y de la distribución.

Para la determinación del ruido de combustión precisamos conocer:

- el espectro de niveles de presiones en el cilindro y cámara de combustión del motor.
- la amortiguación estructural de éste. Con ello pueden establecerse los niveles de ruido de combustión mediante una simple sustracción.

Para la determinación del ruido mecánico bastaría con comparar el ruido de combustión antes calculado con el ruido global emitido por el motor.

Sin embargo, se presentan dos graves problemas. El primero es que la determinación de la amortiguación estructural (o su asociada, la función de transferencia) es difícilmente calculable para un sistema mecánico tan complejo geométricamente como es un motor. El segundo es que en el ruido mecánico queda enmascarado el producido por el slap-piston, que nuevamente es muy difícil de modelizar.

Por ello se precisa la utilización de métodos indirectos, mas relacionados con el conocimiento del comportamiento de los MCIA que con la resolución de problemas puros de dinámica de sistemas mecánicos.

## 2. EL METODO DE RICARDO

El denominado "método de Ricardo" /1/ es un procedimiento indirecto para la determinación de la amortiguación estructural, y que por tanto permite la separación del ruido global emitido por un motor en sus componentes de ruido de combustión y mecánico.

El principio en que se basa es el hecho de que cuando se varía el punto de comienzo de la inyección ("injection timing") hasta valores muy adelantados o muy retrasados respecto al standard, se obtiene un incremento significativo del ruido mecánico.

Si denominamos CPL, SPL, CN y MN respectivamente a los niveles de presión de combustión, de presión sonora exterior, de ruido de combustión y de ruido mecánico, e identificamos con los subíndices 1 y 2 las condiciones en adelanto y retraso, entonces la amortiguación estructural del motor puede calcularse mediante la siguiente expresión:

$$K = (CPL1 \ominus CPL2) - (SPL1 \ominus SPL2)$$

con lo que los niveles de ruido de combustión serán:

$$CN = CPL - CN$$

y los de ruido mecánico:

$$MN = SPL \ominus CN$$

No obstante, tal y como se ha expuesto anteriormente, en el ruido mecánico MN obtenido se encuentra enmascarado el ruido generado por el slap-piston, el cual se identifica como la principal fuente de ruido mecánico en motores diesel [2], [3], [4].

### 3. APLICACION DEL METODO

El método anterior se ha aplicado a un motor diesel de las siguientes características:

- monocilíndrico de inyección directa
- refrigeración por aire
- cilindrada: 567 cm<sup>3</sup>
- diámetro/carrera: 85/100 mm
- potencia nominal 12 CV a 3.000 rpm

El avance y retraso máximos respecto al punto de inyección standard han sido -6° y +5° respectivamente. Tanto en esas condiciones como en las standard se han registrado los espectros de presión en cámara y de ruido emitido, así como las propias señales temporales para el establecimiento de la correlación existente.

En la fig.1 se representa la descomposición del ruido global, observándose el predominio de la componente mecánica (intencionadamente se ha elegido un régimen de giro de 2.900 r.p.m. dado que en él existen bandas de frecuencias en las que el ruido de combustión es predominante, aunque no su integración global).

Repetiendo este proceso para distintos regímenes de giro del motor, se obtiene la descomposición del ruido global en sus componentes (fig.2), observando que el ruido global emitido por el motor es de naturaleza fundamentalmente mecánica. También (fig.3) que la componente fundamental del ruido mecánico es debida al slap-piston. Para éstos últimos resultados ha sido preciso efectuar pruebas de arrastre.

Por último, se repitieron los ensayos con el mismo motor pero montando un pistón con un descentramiento de 0.6 mm en el sentido del empuje, constatando la disminución del ruido global emitido por reducción del ruido mecánico debido al slap-piston (fig.4).

### 4. CONCLUSIONES

El presente trabajo muestra la adecuación de la aplicación del método de

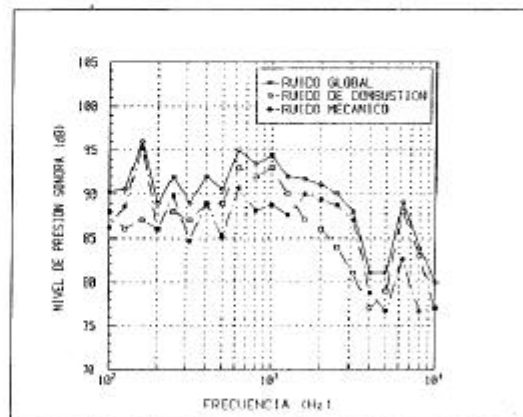


Figura 1.

Ricardo a pequeños motores refrigerados por aire, pese a que las precauciones respecto a la calidad de las señales registradas deben extremarse mediante su análisis estadístico. Por otra parte, se ha corroborado la influencia del descentramiento del pistón sobre el ruido global emitido por un motor, observando como el slap-piston depende fuertemente del grado de carga del motor (no teniendo casi ninguna influencia en situaciones de arrastre) y por tanto validando un modelo previo establecido por los autores /4/.

### Referencias

- /1/ Atkins K.A. & Challen B.J. "A practical Approach to Truck Noise Reduction". IMechE Conference on Noise and Vibrations. 1979.
- /2/ Haddad S.D. "Advanced Diesel Engineering and Operation". Ellis Horwood 1988.
- /3/ Haddad S.D. & Watson N. "Principles and Performances in Diesel Engineering".
- /4/ Jiménez F. & Valderrama F. "Contribucion a la reduccion del ruido generado por el movimiento secundario del pistón". X Congreso Ingeniería Mecánica. 1992.

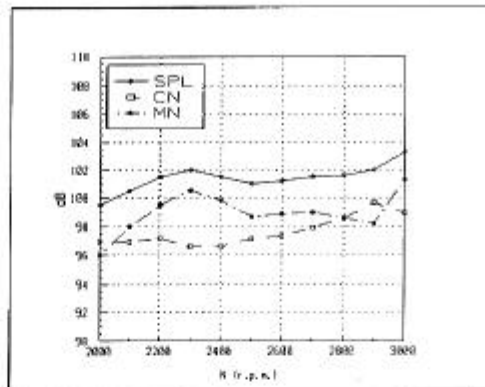


Figura 2

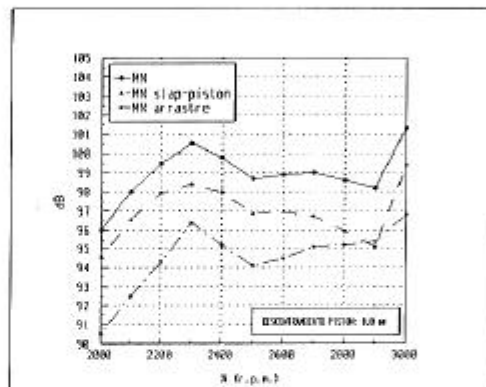


Figura 3

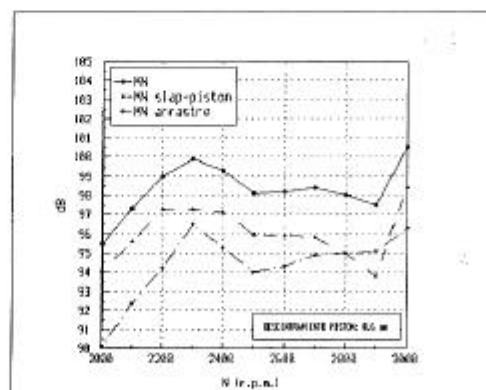


Figura 4