

Diagnostico por vibraciones en motores de combustión interna

J. Rodríguez Matienzo

Departamento de Mecánica Aplicada. Facultad de Ingeniería Mecánica
Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría, La Habana 19390, Cuba.

(Recibido el 25 de diciembre de 1997; aceptado el 1 de enero de 1997)

Resumen

El diagnóstico técnico de las máquinas es una tarea de primer orden dentro de la Ingeniería Mecánica, y dentro de este, el empleo de técnicas que posibiliten la menor intervención en la estructura y la mayor información representan un aspecto de sumo interés. La medición de vibraciones es una herramienta muy útil. Sin embargo su aplicación es amplia en la maquinaria rotatoria y no en la alternativa. En el artículo se da una forma de enfocar el diagnóstico vibroacústico en las máquinas alternativas, en particular en los motores de combustión interna, a partir del empleo de las frecuencias naturales de oscilación del bloque como frecuencias de diagnóstico. Se explica la forma de determinación de las mismas por el método de los elementos finitos.

1. Introducción

El empleo de parámetros vibratorios de las máquinas en el diagnóstico de su estado técnico es una técnica ampliamente utilizada en la actualidad. Su aplicación fundamental ha sido en máquinas rotatorias, y se dirige esencialmente al diagnóstico de rodamientos, balanceo de rotores (de baja y media velocidad en su mayoría) así como a la identificación de diversos problemas de montaje [1,2,3]. A tal efecto la literatura existente es amplia, así como la instrumentación y los softwares disponibles.

La situación es distinta en lo que respecta a la introducción de estas técnicas en el diagnóstico de las máquinas alternativas tales como compresores y motores de combustión interna (*MCI*). En lo fundamental esto se debe a que el primer campo de aplicación del Diagnóstico Vibroacústico (*DV*) desde su proposición en los algo lejanos años 40, fue el de la maquinaria rotatoria, cuya dinámica es relativamente mas simple. También influye que en la práctica industrial, el motor eléctrico fue sustituyendo rápidamente a la máquina de vapor, acompañado de la correspondiente transmisión, y esto aumentó drásticamente el número de elementos rotatorios, rodamientos, acoplamientos, etc., y los defectos asociados.

Sean estas las razones o no, la realidad es que la información bibliográfica sobre el DV en máquinas alternativas es mucho mas limitada que para las máquinas rotatorias, y lo mismo puede decirse sobre los métodos y software disponibles. Sin embargo esto no quiere decir que

no se haya hecho nada en esa dirección. Desde la década de los años 70 se reportan trabajos realizados en E.U.A. y la desaparecida U.R.S.S., entre unos pocos [7, 9, 10, 11, 18, 19, 21, 22], que al parecer no tuvieron mucha repercusión. Una poderosa firma dedicada al mundo de las vibraciones y el sonido, lanzó al mercado su primer software de diagnóstico incluyendo herramientas para máquinas alternativas solo a principios de los 90, luego de varios años de mantener versiones de uno anterior solo para máquinas rotatorias.

2. El diagnóstico vibroacústico de las máquinas alternativas

Los primeros trabajos reportados trataron de aplicar a la maquinaria alterativa las mismas herramientas y enfoques de la rotatoria, pero se encontraron con una dinámica totalmente distinta. Así, es normal encontrar en elementos giratorios fuerzas de diverso origen de dirección variable y magnitud constante (p.e. desbalances), o de dirección constante y magnitud variable, (p.e. fuerzas en transmisiones). En la máquina alternativa, además de las señaladas existen fuerzas de magnitud y dirección variables, y lo mas significativo, fuerzas de carácter impulsivo que en algunos casos son de gran magnitud. Todo esto hace que las fuentes de vibraciones en estas máquinas sean de características diferentes y provoquen efectos también

diferentes, lo que generalmente no puede resolverse solo con las técnicas ya aplicadas a la maquinaria rotatoria.

Lo anterior establece las “reglas” del análisis según la máquina en cuestión. Para las máquinas rotatorias lo típico es el análisis en frecuencia (o en el *Dominio de las Frecuencias*). Así se han definido técnicas de diagnóstico basadas en el uso del *espectro* y la identificación en el mismo de las *frecuencias de diagnóstico*, que con el avance de la electrónica, la informática, y por supuesto los nuevos instrumentos de medición hacen estas herramientas muy poderosas cuando se tiene el necesario conocimiento por los especialistas.

La aplicación de dichas técnicas a las máquinas alternativa se encuentra con limitantes de diverso tipo. Para el caso de los MCI, que es donde se dispone relativamente de mayor información, se tiene que la presencia de un gran número de mecanismos sincronizados y repetidos hace mas compleja la determinación de las frecuencias de diagnóstico, pues incluso en una misma frecuencia se tienen distintas fuentes asociadas, reduciendo la *propiedad de identificación* que todo parámetro de diagnóstico debe poseer. Además, dadas las velocidades a las que trabajan los MCI, estos componentes caen generalmente en la zona de bajas frecuencias (por debajo de los 10 Hz regularmente) y hay dificultades para registrarlos por las características de la instrumentación para la medición de vibraciones. Súmese a esto el carácter cuasi-estacionario de las señales, que no recomienda el empleo de periodos de medición grandes para registrar un espectro si se emplea una instrumentación analógica.

Trabajos desarrollados en motores de carburación con el objetivo de aclarar la influencia de diferentes factores sobre el nivel de las vibraciones [14,16] revelan los siguientes resultados.

Para un motor de gasolina de 4 cilindros en línea se diseñó un experimento factorial 3^2 , Tabla I en el que se realizaron mediciones antes y después de alterar la holgura en un muñón de biela. Como variable de salida se tomó el *nivel total RMS* en dB de la aceleración de la vibración medida en un punto del bloque cercano al lugar en que se alteró la holgura, antes y después de variarla. La validación de la diferencia entre los resultados se comprobó usando el estadígrafo *t* de Student, dando como el régimen en que se manifiesta una diferencia aceptable entre los niveles de vibraciones con y sin defecto el de $n=1800$, $Mt=49$ N-m.

Tabla 1. Regímenes de prueba

n (min⁻¹)	1800	2500	3500
Mt (N-m)	30	40	50

Se obtuvieron además las siguientes dependencias para el valor RMS del nivel total de aceleración de la vibración, en dB, con el coeficiente de correlación R:

$$L_A = 69,04 + 0,00504 \cdot n$$

$$R = 0,75$$

$$L_A = 80,27 - 2,3e^{-3} \cdot Mt$$

$$R = -0,0044$$

de donde se concluye que *existe una dependencia significativa entre el nivel de vibración y la velocidad del motor*, no así entre esta y el momento torsor. La instrumentación empleada fue analógica, con filtrado de barrido en bandas de 1/3 de octava. Experimentos similares realizados en motores diesel mostraron resultados semejantes.

En los espectros obtenidos en ambos motores se observaron picos a frecuencias entre 2 y 5 kHz que según las frecuencias de diagnóstico tradicionales no tenían ninguna relación con fuentes establecidas. La presencia en el espectro de estos picos de gran valor en las zonas de altas frecuencias, demuestra que para máquinas alternativas como los MCI, no basta con considerar como frecuencias de diagnóstico a las relacionadas con fuerzas o momentos cuya periodicidad depende de la velocidad del cigüeñal, sino que hay que incluir frecuencias dadas por la ocurrencia de *resonancias estructurales* de sus elementos. Esto viene dado por el carácter de las fuerzas excitadoras mas importantes, que son la de explosión de los gases y las producidas por el impacto entre superficies en contacto al variar el sentido de la fuerza normal entre las mismas.

El diagnóstico vibroacústico en los MCI debe dirigirse entonces hacia el análisis de los valores de la vibración en las frecuencias de resonancia, y para esto es preciso conocer previamente los mismos.

Se puede arribar a las siguientes conclusiones:

1. El régimen de trabajo del motor influye en la efectividad del diagnóstico, o sea, para el DV en condiciones de trabajo, es necesario un efectivo control de la carga y revoluciones del motor.
2. La mayor influencia en el nivel de vibraciones del MCI la tiene la velocidad de rotación.
3. No existe una preferencia en el parámetro de la vibración a emplear. Tanto la velocidad como la aceleración de la vibración muestran similares resultados, dentro de las características de rango de frecuencias propias para el empleo de cada una de estas.
4. La efectividad del DV esta limitada por la coincidencia en las mismas frecuencias de un grupo de defectos.
5. Se necesita un mayor conocimiento de la dinámica del mecanismo biela-manivela de un MCI para regímenes parciales de trabajo.

6. Es conveniente contar con un sistema de medición que permita una selección en el tiempo de la señal vibratoria antes de ser procesada, para aumentar su informatividad.

Posteriormente trabajos empleando el régimen de rotación en frío del MCI sirvieron para comprobar algunas aseveraciones de otros autores, tales como la fuerte modulación de las señales vibratorias medidas en el bloque, la relación nivel de la señal-velocidad del MCI, etc.

3. Fuentes de vibraciones en motores de combustión interna

Las principales fuentes de vibraciones en un MCI son las siguientes [14,18]

- a) Irregularidades en el momento torsor a la salida del cigueñal.
- b) Existencia de fuerzas y momentos de fuerzas de inercia desbalanceados en el mecanismo biela-manivela
- c) Carácter impulsivo de la fuerza de los gases en el cilindro
- d) Cargas de impacto en pares cinemáticos del mecanismo biela-manivela (MBM) y otros mecanismos auxiliares, dadas por holguras tecnológicas y fuerzas variables.

La causa (a) es mas importante en la medida en que el motor tiene menos cilindros, la (b) depende del esquema del motor, mientras que la (c) y (d) son inevitables.

La fuerza de los gases tiene un contenido de frecuencias concentrado en la zona de bajas frecuencias, desde 0 a 2-3 kHz, capaz de excitar frecuencias naturales de la estructura del bloque. Las cargas de impacto surgen en el mecanismo de distribución, por la holgura térmica en el accionamiento de las válvulas, durante el movimiento de la aguja del inyector al chocar contra su asiento, entre camisa y pistón y también en los pares del cigueñal.

De gran importancia por su valor y por influir en la vida útil del conjunto de cojinetes del cigueñal son estas últimas. Para su estudio se necesita determinar la cinetoestática de un mecanismo considerando las holguras en sus pares cinemáticos lo que hace que aumente el número de sus grados de libertad independientes. Este aspecto se ha tratado desde diferentes puntos de vista, que abarcan la inclusión en el mecanismo de un elemento rígido adicional sin masa [6,7], considerar las superficies elásticas e incluir el amortiguamiento [5], el empleo de la mecánica del intercambio de momentos [13]. Los resultados de todos los trabajos son semejantes en general.

De los enfoques anteriores el mas adecuado a las condiciones de un motor en régimen de rotación en caliente es el planteado por Gabrilin [7], que considera la posibilidad

de la pérdida y recuperación del contacto entre las superficies en el muñón de biela de un motor en línea, el cual puede ocurrir si la fuerza de los gases P_g se hace igual a:

$$P_g = (1 + m_A / m_B + \lambda) \cdot m_B \cdot r \cdot \omega_1^2$$

donde

m_A -masa reducida rotatoria

m_B -masa reducida alternativa

λ -relación entre longitudes de la manivela r y bielas l

ω_1 -velocidad angular de la manivela

Esto puede ocurrir en alguna característica parcial para motores de carburación o diesel sobrealimentados, en posiciones cercanas al PMS durante la carrera de expansión. La condición será que se mantenga una velocidad cercana a la nominal y una carga media sobre el motor, y con mayor probabilidad en los regímenes transitorios [9]. En los puntos de apoyo pueden presentarse cargas de impacto en dependencia del régimen y de la estructura del motor.

En los trabajos citados no se incluyó el efecto de la lubricación. El carácter complejo de la lubricación hidrodinámica de los pares del cigueñal dificulta el estudio de su efecto en la cinetoestática de un mecanismo de palancas. Se ha comprobado que el contacto metálico entre las superficies ocurre en dependencia de la relación entre el tiempo de aplicación de la carga, la viscosidad del lubricante y el área de las superficies en contacto [8], siendo mas probable a menores velocidades del motor, menores viscosidades del lubricante, mayores holguras en el par y mayores tiempos de aplicación de la carga, lo cual se puede presentar en los diesel de media o baja velocidad en características parciales, alrededor del PMS en la carrera de expansión. Lo anterior depende también del diseño del cojinete y del sistema de lubricación del mismo.

Entre pistón y cilindro surgen cargas impulsivas durante el tiempo de expansión, como resultado del cambio en la dirección de la fuerza normal al cilindro, que ocurre en los PMI y PMS o cuando la fuerza de inercia total de la masa alternativa se iguala a la fuerza de los gases. El movimiento posterior del pistón en estas condiciones no ha sido totalmente esclarecido llegando a proponerse diferentes modos de movimiento del pistón en el cilindro [11] que van desde el contacto entre ambos solo por la corona del pistón y la falda, a todo lo largo del pistón hasta el movimiento libre sin contacto con el cilindro. Otro enfoque parte de que siempre existe al menos contacto por la corona o por la falda a uno u otro lado del pistón y considera la influencia de las deformaciones de ambos elementos y la lubricación en el par. La incidencia de este movimiento en las vibraciones en la zona del cilindro se hace notable alrededor de las frecuencias de 1 kHz y superiores, y es resultado tanto del

efecto de la fuerza de los gases como del choque del pistón contra la camisa.

Las vibraciones en el mecanismo de distribución son claramente atribuibles al impacto que los elementos del mismo deben sufrir en el lugar donde se tenga la holgura térmica. Esta claro que en la medida en que esta holgura varíe, variará el nivel de la vibración producida.

Considerando todo lo anterior se puede concluir que existe una relación directa entre el **valor de las holguras en estos pares y el nivel de vibraciones** [12,14,18] y que estas pueden ser empleadas como parámetro de diagnóstico de las mismas, representando una herramienta muy atractiva para el diagnóstico de defectos hasta ahora difíciles de evaluar por otras vías.

El **ruido** del motor puede ser también empleado como parámetro de diagnóstico [15] y de hecho esto se hace de forma subjetiva por muchos experimentados operarios. La evaluación cuantitativa del ruido mas extendida en estos momentos es mediante la **presión sonora** pero esta es altamente influida por las condiciones ambientales por lo que su medición requiere del cumplimiento de exigentes condiciones. Todo esto limita la aplicación de esta técnica en el diagnóstico. Una perspectiva interesante se presenta con el uso de la **intensidad del sonido** [78] que se define como vector y que es menos influida por el ambiente y además factible de usar para conocer las fuentes de ruido directamente. Hasta ahora su uso se ha limitado a problemas ecológicos pero es una posibilidad mas a considerar.

4. Determinación de las frecuencias naturales de elementos del motor

La existencia de fuerzas impulsivas y lo señalado en el párrafo anterior hace suponer que durante el funcionamiento del MCI son excitadas las **frecuencias naturales de oscilación** de elementos del mismo, lo cual abre una posibilidad de aumentar la eficiencia del DV a partir del conocimiento de dichas frecuencias.

Existen diferentes métodos para determinar las frecuencias naturales de oscilación de elementos sólidos, que pueden dividirse en **teóricos** o **experimentales**. Entre los teóricos se pueden plantear los **modelos de masas concentradas unidas por elementos elásticos** cuyas propiedades reflejen las relaciones dinámicas reales en el objeto [16]. Resultados mas exactos se logran con modelos basados en el **Método de los Elementos Finitos, MEF** [11,17].

La determinación teórica de las frecuencias naturales de oscilación se dificulta para cuerpos de geometría complicada, como es el caso de los elementos de un MCI, sobre todo para el bloque del motor. Mientras tanto, la determinación experimental con un mínimo de exactitud es

imposible si no se cuenta con un analizador de vibraciones de dos canales.

En el Departamento de Mecánica Aplicada del ISPJAE se cuenta ya con alguna experiencia en ambas direcciones. Para la determinación teórica se ha empleado el programa **MSC/pal 2**, que permite el uso del método de los elementos finitos (MEF) para la construcción de un modelo del elemento a analizar y la obtención de la **Función Respuesta de Frecuencias** (FRF) bajo la excitación por una fuerza sinusoidal de frecuencia variable de dicho modelo. La FRF de un sistema lineal consiste en una representación de una variable contra la frecuencia, en aquellas frecuencias donde esta variable tenga un máximo se encontraran las **frecuencias de resonancia del sistema**, pudiéndose determinar además muchos otros parámetros dinámicos. Por otra parte se cuenta también con el Instrumento Virtual **SIPROS++** que permite realizar una gran parte de las funciones de un analizador de dos canales comercial. Se combina este Instrumento Virtual con un **Martillo de Impacto**, también desarrollado en el Departamento, que posibilita la obtención de la Función Respuesta de Frecuencias en rangos de hasta 5 kHz.

La FRF para un sistema lineal, fig. 1, se define como:

$$H(f) = \frac{B(f)}{A(f)}$$

donde

H(f)= Función Respuesta de Frecuencias

B(f)= transformada de Fourier de la salida del sistema

A(f)= transformada de Fourier de la entrada al sistema

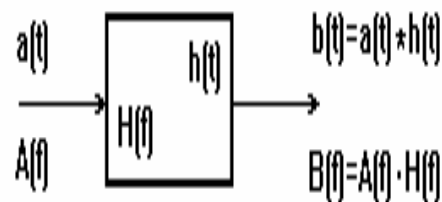


Fig. 1 FRF de un sistema lineal

Para su obtención experimental se plantean diferentes caminos, que se diferencian fundamentalmente en la forma de suministrar la señal de entrada al sistema $a(t)$. Esto se puede hacer con señales sinusoidales de frecuencia variable de forma continua y amplitud constante, con ruido blanco u con un martillo de impacto. Muy usado por su sencillez es el método del martillo de impacto, mediante el cual se le introduce al sistema una cantidad de energía en un corto periodo de tiempo Δ , en la forma de un golpe o **impulso**, fig. 2.

Se define el impulso como:

$$u_0(t)=0 \text{ para todo } t \neq \Delta$$

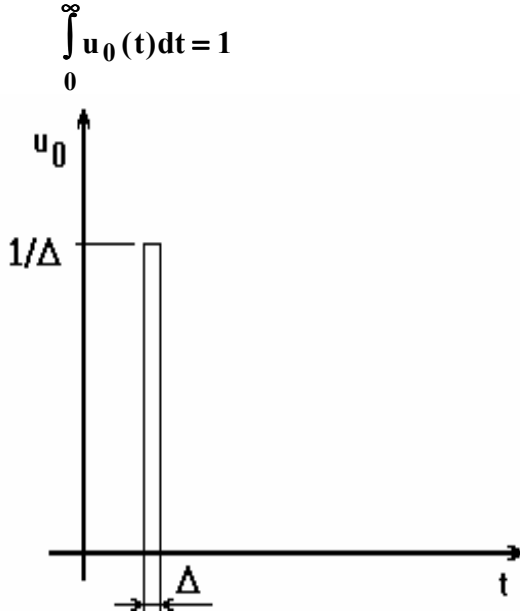


Fig. 2 Función Impulso

La transformada de Fourier del impulso es:

$$f[u_0(t)] = 1$$

Gráficamente, fig. 3:

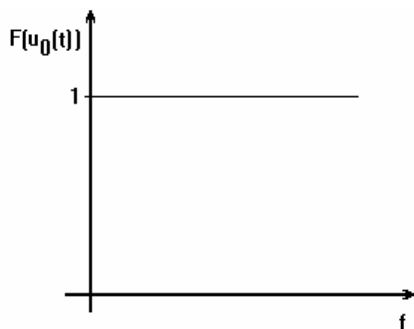


Fig. 3 Transformada de Fourier del Impulso, teórica

o sea, posee el mismo valor independientemente de la frecuencia.

En la práctica la duración del impulso no es posible reducirla a 0, por lo que su transformada es diferente de la planteada, tomando la forma que se muestra en la fig. 4.

Obsérvese como el contenido de frecuencias se diferencia del impulso teórico. Para reducir esta diferencia se debe llevar al mínimo posible la duración real del impulso, y esto es válido tanto para cuando se excita experimentalmente un sistema, como para los fenómenos reales que se tienen en la práctica: a menos duración de la acción de las fuerzas impulsivas, será mas adecuado su tratamiento como impulsos, y mayor el rango de frecuencias que pueden excitar en el sistema donde surgen.

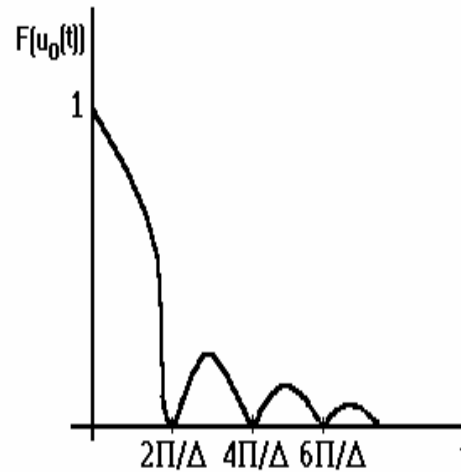


Fig. 4 Transformada de Fourier del Impulso, real

A los efectos prácticos se considera que una excitación tiene carácter impulsivo si su duración Δ es como máximo 10 veces menor que periodo natural de las oscilaciones del sistema.

De acuerdo a lo planteado, se necesita conocer las frecuencias naturales de oscilación del bloque en las zonas de los cojinetes de apoyo del cigüeñal y del cilindro, que son sitios por donde se producen las acciones de fuerzas impulsivas. Teniendo en cuenta que las respuestas del sistema a estas acciones se miden en puntos de la superficie exterior del bloque, concretamente se necesita conocer la respuesta entre estos dos puntos: **punto de excitación y punto de medición**, que serían las entradas y salidas del sistema.

Lo planteado hasta aquí se ilustra mediante la determinación de estas frecuencias de diagnóstico del estado de los cojinetes de apoyo y grupo cilindro-pistón para un motor diesel de gran potencia, el motor 251-E de la firma ALCO, de 2400 HP y 1050 r.p.m., con cilindros en V [17]. Teniendo en cuenta las grandes dimensiones de los bloques

de estos motores los métodos experimentales pueden requerir de instalaciones complicadas, por lo que un enfoque teórico representa una alternativa muy importante. Los modelos que se empleen tendrán en cuenta además las condiciones de contorno del sistema, es decir como este se ubica respecto a un sistema de referencias absoluto, que equivale a decir cuales son las restricciones al movimiento que se impondrán en el modelo, equivalentes a las que el objeto modelado tiene en la realidad. Atendiendo a estos requerimientos el **MEF** es el mas adecuado para la solución de este problema.

5. Aplicación del mef para la obtención de las frecuencias naturales del bloque del motor

Para el análisis por **MEF** se realizan las simplificaciones necesarias, consistentes en respetar las dimensiones y formas generales, los detalles mas importantes y los espesores de las caras. No se consideran aquellos agujeros de pequeña dimensión comparados con los de los cilindros, ni los salientes cuya extensión no sea comparable con las dimensiones principales del bloque.

Para construir el modelo se pueden emplear diferentes tipos de elementos, en dependencia de las posibilidades que tenga el software disponible. En la medida en que se cuente con mayor número de nodos activos para el análisis dinámico se construirán modelos mas cercanos a la realidad. El **MSC/pal-2**, ofrece 10 tipos de elementos, los mas usados para estructuras como las de un bloque de un MCI son los elementos del **tipo placa**, triangular o rectangular [11]. Esto se ajusta a la construcción de bloques, confeccionados con planchas soldadas por la mayoría de los fabricantes de motores grandes.

Se establece un sistema de referencias absoluto vinculado al bloque con ejes dispuestos de la forma mas conveniente. Los nodos se colocarán preferentemente en los empates entre partes significativas del bloque. Se deben considerar solo las dimensiones principales de las partes del bloque a sustituir como elementos del modelo. Respecto al sistema de referencia se definen las posiciones de los nodos, se dispone el tipo de elemento a colocar y finalmente se establecen las ligaduras del modelo al sistema absoluto, es decir las restricciones al movimiento necesarias, en correspondencia con la realidad. Para obtener la **FRF** de un sistema con el **MSC/PAL-2** se simula una fuerza sinusoidal de amplitud

constante y frecuencia variable de forma discreta, con paso constante, en el nodo que se escoja como entrada del sistema. El efecto es semejante al que se haría con un excitador dinámico aplicado en la entrada del sistema, y alimentado con un generador de señales que genere un seno de las mismas características. Las dimensiones generales del bloque se dan en la fig. 5 y fig. 6, además se indican los sitios de medición de vibraciones.

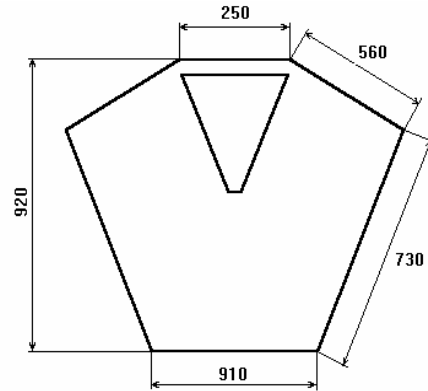


Fig. 5 Dimensiones del bloque, cara frontal

Los cilindros **CIL** están entre la cara superior **A** y una plancha **B** a esta que no llega a la cara lateral exterior **C**, soldada a otra interior y paralela a **D**. Esta sirve de soporte a los puntos de apoyo del cigüeñal **PA** conjuntamente con la línea central interior **L** y una serie de refuerzos **RPA**. Entre cilindros y entre **C** y **D** se colocan los refuerzos **RAL** que son los soportes de los árboles de levas, uno a cada lado. No se incluyeron los agujeros de los apoyos de estos árboles. La plancha curvada interior **F** a lo largo del bloque no llega a ambos extremos y pasa por detrás del tubo colector de combustible. Las planchas **E, G** forman un túnel a lo largo cerrado por el lado del alternador, por donde se introduce el aire proveniente del compresor y que esta en comunicación con la admisión de cada cilindro. La plancha **A** tiene un espesor mayor en la zona de los cilindros y otro en la zona en que se une con **C**. La fig. 7 ilustra lo anterior.

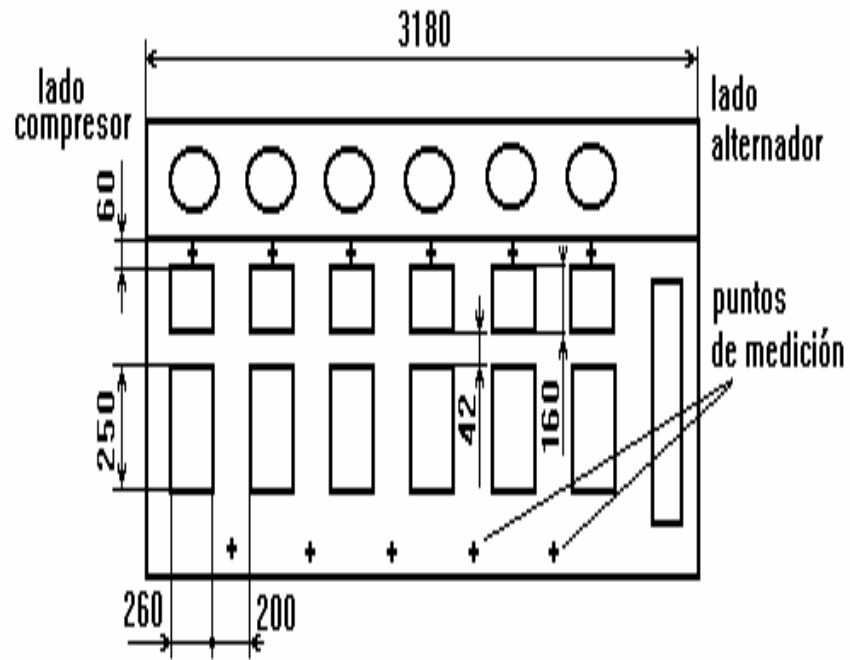


Fig. 6 Dimensiones del bloque, cara lateral

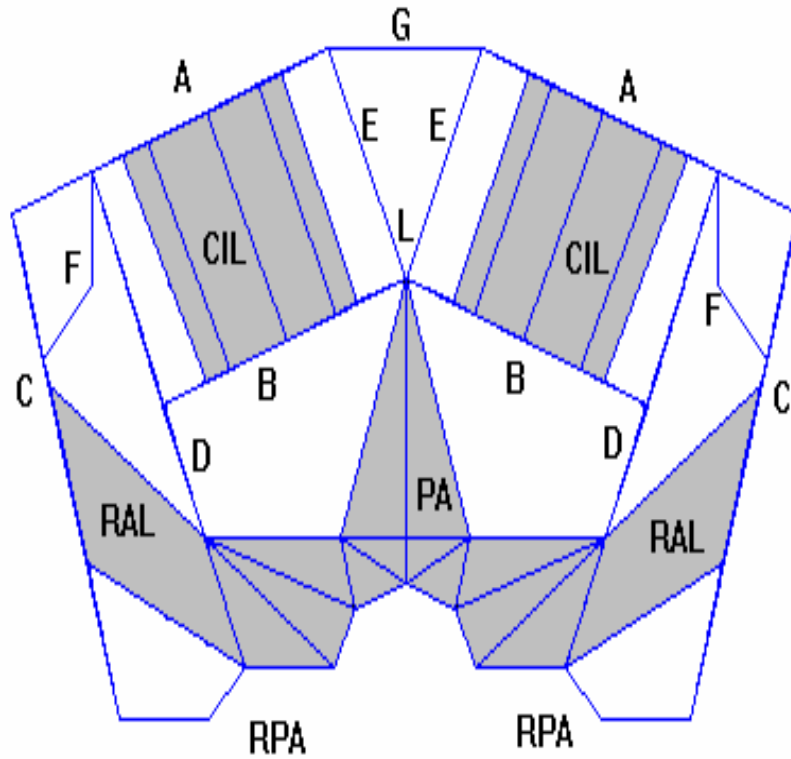


Fig. 7 Estructura interior del bloque

Tabla 2. Dimensiones

PLANCHA	ESPESOR
A	70 y 32
B	30
C	20
D	20
E	15
F	12.5
G	20
RAL	15
CIL	12.5
RPA	20
PA	10
BASE	40
CIERRES	45

Los espesores de las planchas se dan en la Tabla II,. Toda la estructura es de planchas soldadas excepto los puntos de apoyo que combinan partes fundidas con partes soldadas. En el modelo no se incluyeron las aberturas laterales así como un grupo de pequeños agujeros que sirven para la conexión

de las entradas del agua a las culatas con la que circula entre los cilindros.

El fichero general para construir el modelo consta de **948 elementos, 666 del tipo cuadrilátero y 282 del tipo triángulo, colocados entre 798 nodos**. Una vista del modelo se muestra en la figura siguiente [17].

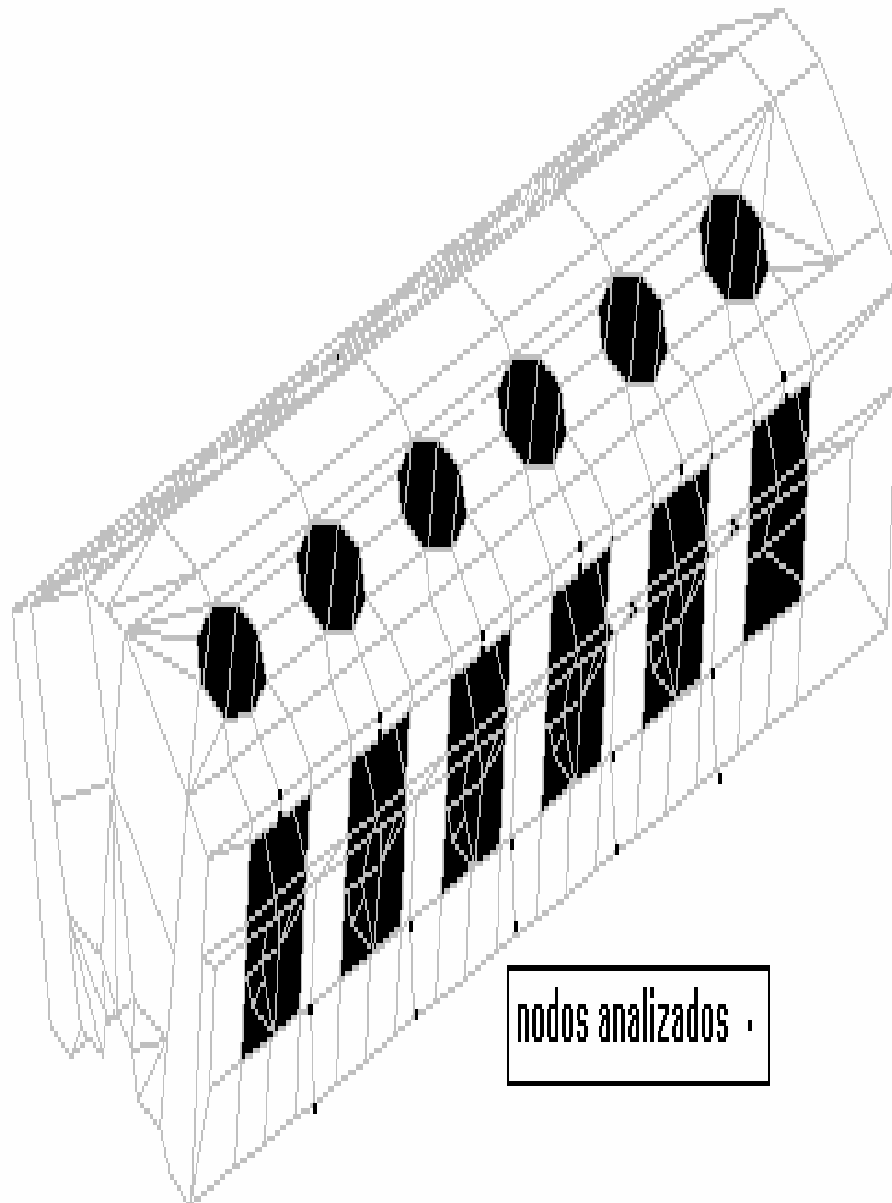


Fig. 8 Modelo del bloque por MEF

Para el análisis dinámico se emplea el método de superposición. Se divide el modelo en 5 sistemas mas simples, formados por **dos cilindros contiguos y el punto de apoyo intermedio** hasta formar 5 modelos independientes. De esta forma se van activando los nodos correspondientes a las partes exteriores de los dos cilindros y ciertos tramos del punto de apoyo central y los dos contiguos. Se limitan todos los movimientos de los nodos móviles a la **traslación en el eje z**, que aproximadamente coincide con la dirección en que se tomarán las mediciones de vibración en el bloque. El tiempo de construcción de cada modelo es de alrededor de 6 minutos

En cada modelo independiente se aplica la excitación controlada con ficheros de excitación y que se corresponden con los modelos de sistemas anteriores. Se empleó en cada caso una fuerza aplicada en el punto de apoyo saliendo del bloque en la dirección de **z**, y dos en la misma dirección aplicadas en el borde de ambos cilindros en la franja superior de la camisa. Las fuerzas tienen una amplitud de 50 000 N y varían de 0 a 5000 Hz en pasos de 10 Hz, barriendo así la gama de frecuencias posibles en que se encuentren las resonancias del sistema.

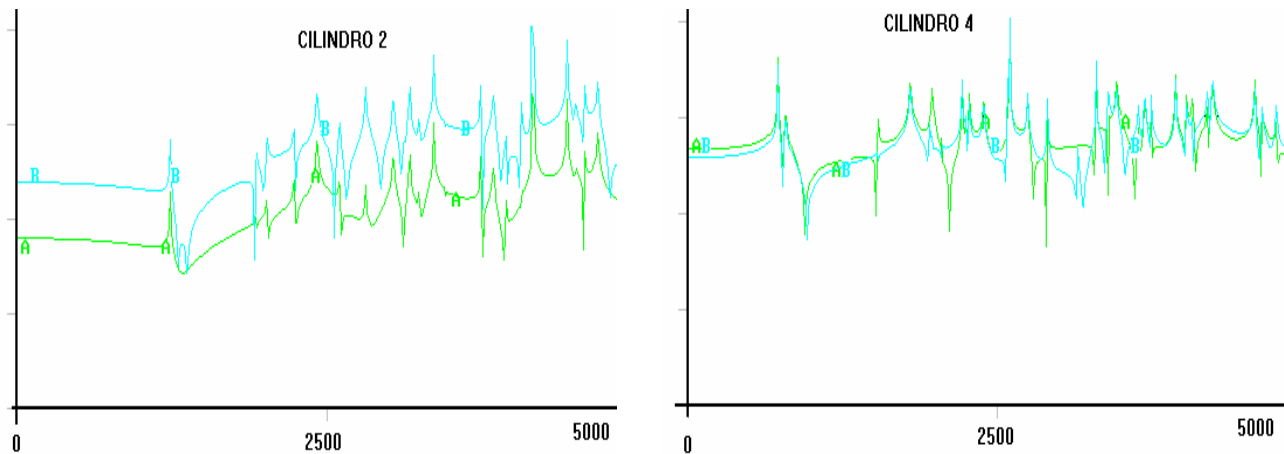
De esta forma se puede analizar un sistema de gran complejidad como el bloque de un motor de gran potencia a partir de secciones mas pequeñas. Algunos resultados se muestran en la figura. Encima se muestra la FRF obtenida por el MEF en unidades de desplazamiento en dB contra frecuencia en Hz; y debajo la función Densidad Espectral de Energía (DEE) de la aceleración de la vibración contra

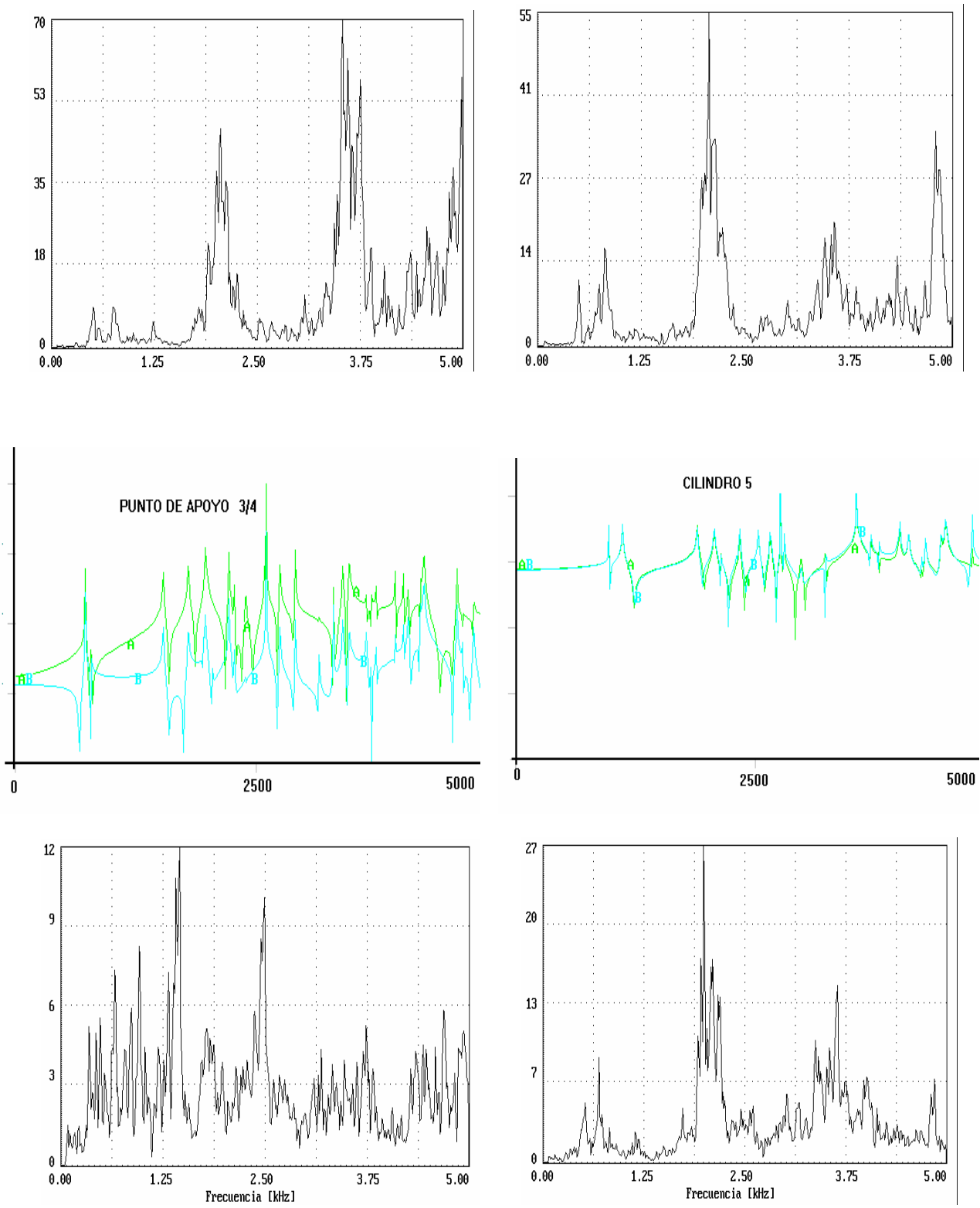
frecuencia. La medición se realizó con el instrumento virtual **SIPROS**.

Como se observa, hay una relativa gran cantidad de picos en cada gráfica. Esto se debe a lo siguiente: en realidad un sistema posee infinitos grados de libertad y frecuencias naturales correspondientes, pero al modelar el sistema por un número limitado de nodos y posibilidades de movimiento de los mismos, se reduce este valor infinito en dependencia de dicho número a una cantidad finita, y de esta se excitan aquellos cuya frecuencia natural este por debajo del limite superior establecido en la excitación. Teniendo en cuenta que en cada sistema modelado hay unos 120 grados de libertad, y que además no todas las frecuencias naturales corresponden con el desplazamiento en el eje **z** permitido en el modelo, es de esperar esta forma de los gráficos.

Dada la diferencia en unidades en los ejes y no se producen niveles semejantes, por eso lo mas importante es buscar las frecuencias a las cuales se producen los picos. Se muestran los resultados teóricos y experimentales de mediciones en los cilindros 3, 4 y 5; y en el punto de apoyo entre los cilindros 4 y 5 [17], Tabla III. El régimen de trabajo para la realización de las mediciones fue el correspondiente a la posición 6 del gobernador del diesel, que se corresponde a 865 r.p.m. de velocidad y 1080 kW de potencia. Se considero por estudios previos que en este era mayor la probabilidad de ocurrencia de golpes en los puntos de apoyo y muñones de biela.

Tabla 3. FRF teóricas y mediciones





Para el nodo 536, en el punto de apoyo entre los cilindros 5 y 6 se tiene la siguiente función respuesta de frecuencias, vista mas ampliamente:

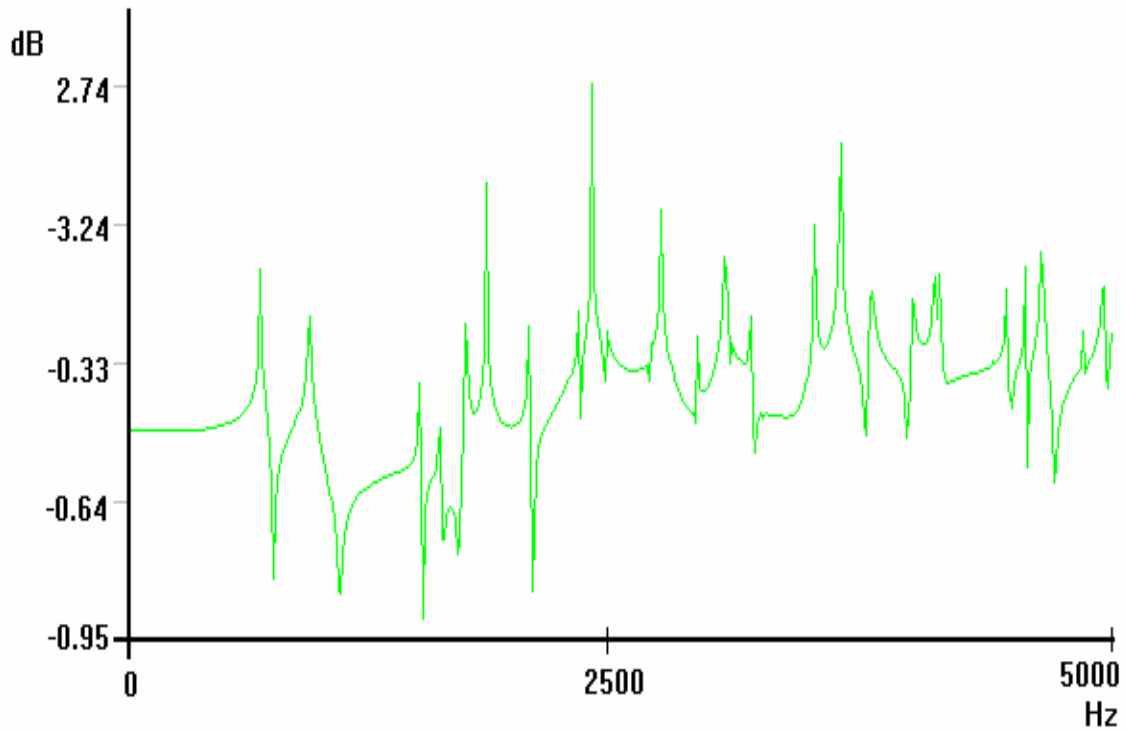


Fig. 9 FRF en el nodo 536, MSC/pal 2

y el resultado de la DEE en el punto de medición coincidente con dicho nodo

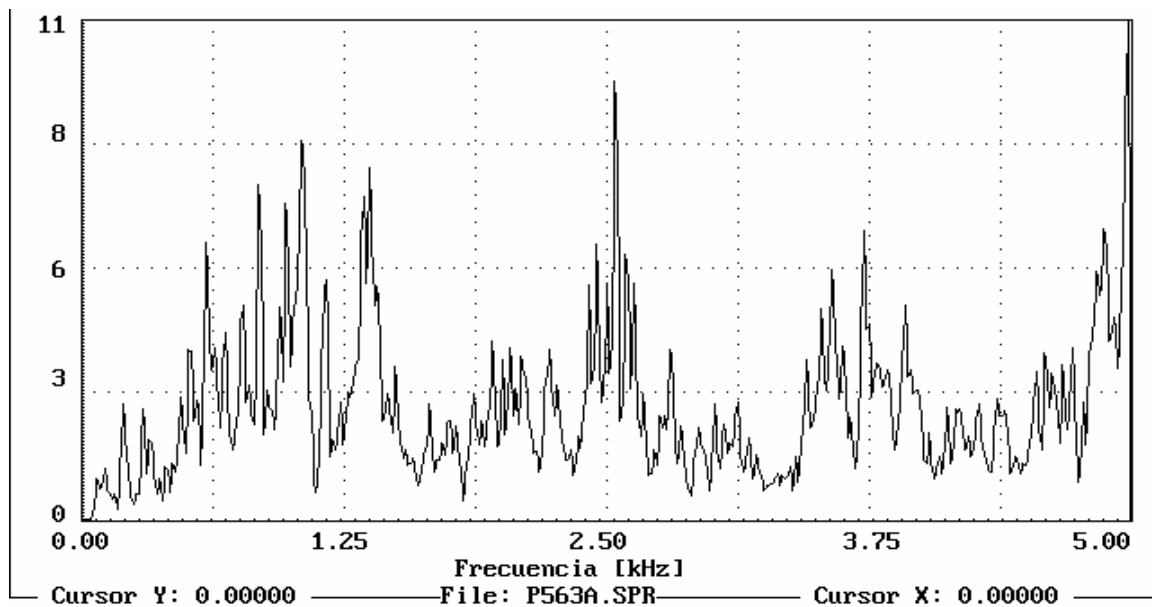


Fig. 10, Densidad espectral de Energía en el punto correspondiente al nodo 536

Un análisis comparativo de las mediciones de vibraciones con las gráficas permitirá establecer si los picos en las mediciones corresponden a excitaciones en los lugares de aplicación de la carga o son debidas a fuentes ajenas a los mismos. Todas las mediciones mostradas se hicieron en una máquina con mas de 180 000 km recorridos (60 % de recorrido hasta reparación general), por lo que es de esperar cierto nivel de desgaste en sus pares fundamentales. Nótese la gran similitud en la disposición de los picos entre ambas figuras en lo que respecta a la frecuencia en que aparecen.

Del análisis de los resultados y su comparación con las mediciones hechas se observa que existe relación entre los picos en la densidad espectral de energía y los picos en la **FRF**. Lo mismo sucede con las mediciones hechas en un motor después de la reparación general, solo que en este caso los valores son menores y hay casos en que no se presenta señal en algunas frecuencias. Este resultado se corresponde con el desgaste de cada par cinemático, por supuesto distinta para máquina reparada y para máquina en uso.

6. Análisis de las mediciones

El mecanismo de surgimiento de vibraciones en los puntos de apoyo del cigueñal se explica a partir del orden de encendido del motor, que es 1-5-3-6-2-4 para cada hilera de cilindros, primero del lado L y después del lado R. En cada muñón de biela está una pareja de cilindros del mismo número que explotan con 60° de diferencia en ángulo de giro del cigueñal uno respecto al otro. La Tabla IV explica el proceso de trabajo del motor, cada columna equivale a 60° de giro del cigueñal.

Para el punto de aceleración 6, donde se hicieron las mediciones, $n=865 \text{ min}^{-1}$, entonces el tiempo de una revolución es 0,00156 min. ó 0,0693 seg.. Un ángulo de 60° equivale entonces a un tiempo T de 0,01156 seg. El tiempo entre explosiones de las parejas de cilindros a ambos lado de cada punto de apoyo correspondiente depende del orden de encendido y sería el siguiente:

Tabla 4. Proceso de trabajo del motor

Orden de trabajo del motor												
	180 °			180 °			180 °			180 °		
1L	EXP			ESC		T	ADM			COM		
1R		EXP			ESC			ADM			COM	
2L			ADM			COM			EXP			ESC
2R	ESC			ADM			COM			EXP		
3L		COM			EXP			ESC			ADM	
3R			COM			EXP			ESC			ADM
4L		ESC			ADM			COM			EXP	
4R			ESC			ADM			COM			EXP
5L			EXP			ESC			ADM			COM
5R	COM			EXP			ESC			ADM		
6L	ADM			COM			EXP			ESC		
6R		ADM			COM			EXP			ESC	

PA 1|2 8T y 4T PA 2|3 8T y 4T PA 3|4 6T y 6T
PA 4|5 4T y 8T PA 5|6 4T y 8T

8T=0,09248 seg.
4T=0,04624 seg.

6T=0,06936 seg.

los tiempos se evalúan para esta velocidad del motor en:

que equivalen a 10,82; 14,43 y 21,6 Hz respectivamente.

El conocimiento de estos tiempos es necesario para explicar la forma de los espectros de las mediciones. En estos se ven una serie de picos poco separados que van aumentando en amplitud hasta una frecuencia determinada y luego decrecen. Este comportamiento se debe al carácter de las fuerzas excitadoras que actúan en el motor.

El funcionamiento de una máquina alternativa lleva implícito el trabajo de fuerzas impulsivas como ya se ha explicado. Estas actúan a intervalos regulares de tiempo en

la forma de series casi-periódicas como un tren de impulsos, tal como se ve en la fig. 11.

El efecto de estos trenes de impulsos es excitar las frecuencias naturales del sistema, produciendo un espectro que no es continuo, sino formado por picos con una separación que depende del tiempo entre impulsos. Teóricamente, se tendría lo siguiente para un sistema de un grado de libertad:

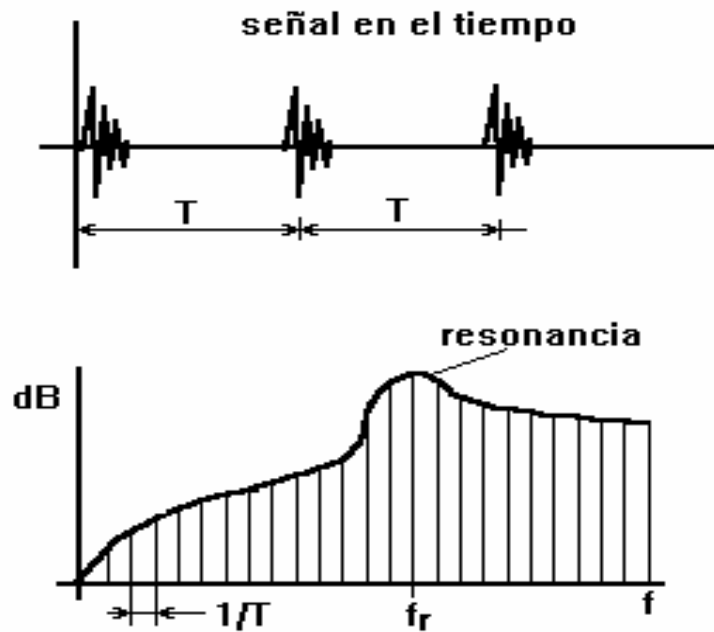


Fig. 11 Espectro de un tren de impulsos

Claro está que en la práctica T no es exactamente constante y por lo tanto el espectro no será formado por picos igualmente espaciados, sino que tendrá cierta deformación, además de que los sistemas reales tienen mas de un grado de libertad.

En la fig. 12, se muestra el espectro de la vibración, procesado con la función *ZOOM* de SIPROS, en el punto de medición entre 3 y 4.

Las frecuencias señaladas equivalen a la separación de impulsos, que en la V.14 es de $6T$ (14,43 Hz). Por supuesto que hay otras fuerzas impulsivas con otros

periodos, que también inciden en los resultados obtenidos y cuya influencia se dificulta esclarecer, al menos con las herramientas al alcance. Una situación similar se tiene en el resto de las mediciones efectuadas, incluyendo las realizadas en los cilindros.

Este detalle sirve para tener otra vía mas para identificar las fuentes de las vibraciones en un espectro y explica la presencia de la series de picos consecutivas. Además de la Densidad Espectral de Energía (**DEE**), se puede usar el espectro instantáneo de la señal y en este hacer un *ZOOM* en la zona de interés para tener mayor resolución.

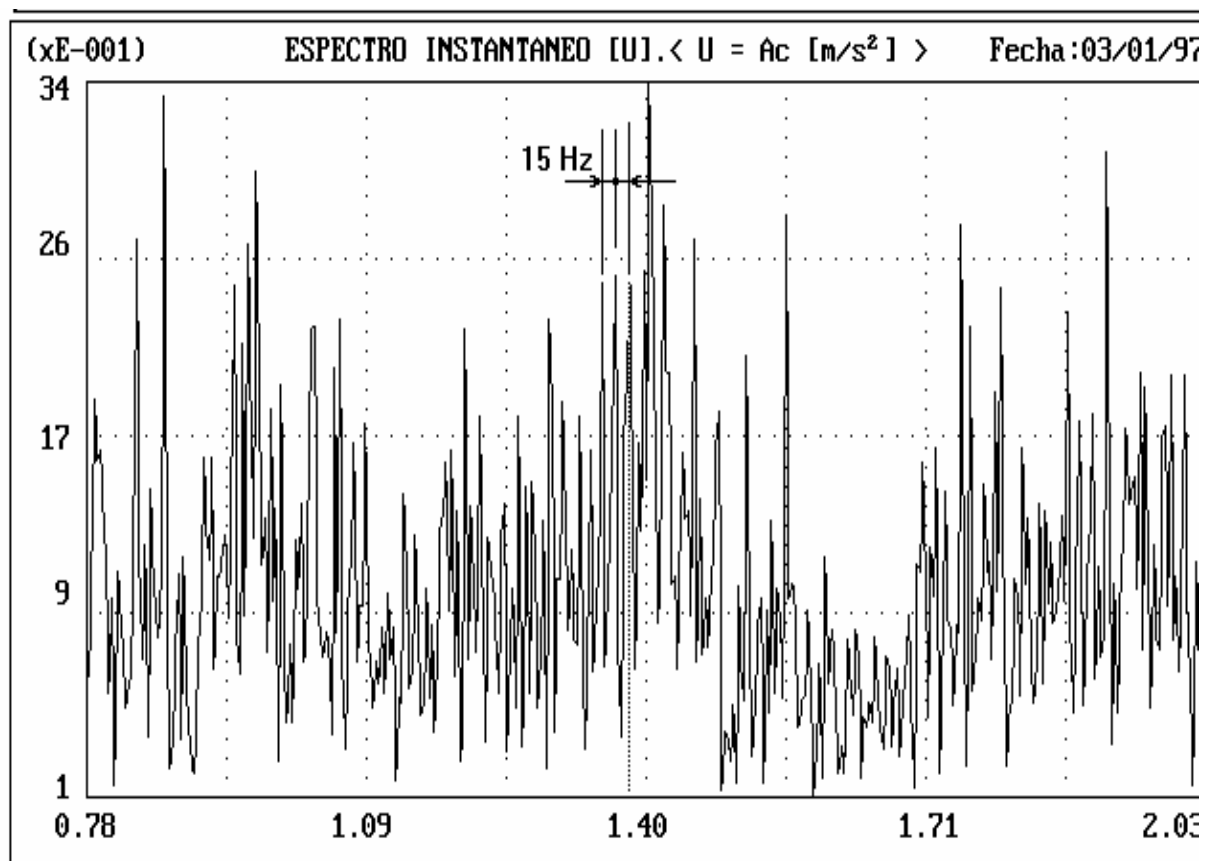


Fig. 12 ZOOM del espectro en el punto de apoyo entre 3 y 4

Con lo planteado hasta aquí se puede decir que se conocen las frecuencias naturales de oscilación del bloque para cuando es excitado por fuerzas en los puntos de apoyo y en los cilindros. Para llegar a esta conclusión se obtuvo la **FRF** en los 5 puntos de apoyo y en los 6 cilindros en los mismos puntos en que se efectuaría la medición de vibraciones, y se hicieron además mediciones de la vibración en el punto 6 de aceleración, correspondiente a 865 min^{-1} a tres repeticiones en cada punto, para dos motores: uno de reparación general con todas las holguras en sus valores mínimos, y otro con mas de 180 000 km recorridos. En ambos se obtuvo buena concordancia de los resultados experimentales con los teóricos y además se comprobó que en el caso del segundo motor esta es aún mas clara, debido a que las fuerzas excitadoras alcanzan mayores valores y producen niveles de vibración mayores en las mismas frecuencias aproximadamente.

Las frecuencias de interés en cada caso serían para los cilindros las siguientes:

C1 -incremento en las bandas de 2050 Hz , 2300 Hz, 3750 Hz y 4000 Hz y en el Nivel total

C2 -incremento en las bandas de 2050 Hz y 3537 Hz y en el Nivel total

C3 -incremento en las bandas de 2100 Hz, 4575 Hz y 3700 Hz y en el Nivel total

C4 -incremento en las bandas de 812 Hz, 2062 Hz y 3562 Hz y en el Nivel total

C5 -incremento en las bandas de 625 Hz, 1900 Hz y en el Nivel total

C6 -incremento en las bandas de 687 Hz, 2100 Hz y 3750 Hz y en el Nivel total

En resumen, el incremento se presenta en las bandas alrededor de los 650-900; 2000-2200; 3450-3650; 3750-4000 Hz, y en el nivel total. Para los puntos de apoyo, los resultados serían:

PA 1|2 - incremento en las bandas de 1025 Hz, 2225 Hz y leves en el Nivel total

PA 2|3 - incremento en las bandas de 2162 Hz, 3300 Hz y leves en el Nivel total

PA 3|4 - incremento en las bandas de 762 Hz, 1425 Hz y 2500 Hz y leves en el Nivel total

PA 4|5 -incremento en las bandas de 2100 Hz y Nivel total

PA 5|6 - incremento en las bandas de 500 Hz, 1050 Hz, 3800 Hz y Nivel total

En general se nota un incremento del ruido de fondo en las mediciones en el motor con mas desgaste, lo cual es propio de los pares de deslizamiento.

Como se puede observar, en algunos casos están cercanas a las de los cilindros, lo que puede ser una dificultad cuando se desee diferenciar las fuentes. Solo una mas extensa experimentación podría esclarecer esta situación.

7. Conclusiones

- En las máquinas alternativas como los MCI es necesario emplear como frecuencias de diagnóstico a las frecuencias naturales de oscilación del bloque para conocer el estado de los pares cilindro-pistón y puntos de apoyo-cigüeñal.
- El MEF representa una herramienta eficaz en la determinación teórica de las frecuencias naturales de oscilación en objetos de gran complejidad.
- En las frecuencias naturales del bloque se observan picos significativos en los niveles de vibración cuando el motor presenta desgaste en los pares cinemáticos, dados por la ocurrencia de estos de cargas de impacto superiores.

Bibliografía

1. ARGÜELLES J.; POLAINO C.; Aplicación de las vibraciones al diagnóstico mecánico, apuntes para Curso de Postgrado, ISPJAE, Cuba, s/a.
2. ARGÜELLES J.; Vibraciones mecánicas, ISPJAE, La Habana, Cuba, 1982.
3. ARTOBOLEVSKII I.; VOVROBNITSKII Y.; Introducción al diagnóstico acústico de la dinámica de las máquinas y mecanismos, Nauka, Moscú, URSS, 1979.
4. DE LA ROSA G.; MANFUGAS R.; LÓPEZ P.; Introducción al diagnóstico vibroacústico del mecanismo biela-manivela y del mecanismo de distribución de un MCI; Tesis de Diploma, ISPJAE, La Habana, Cuba, 1989.
5. DUBOWSKI B.; FREUDSTEIN A.; Dinamic analysis of mechanical systems with clearances, ASME, U.S.A., 1971.
6. EARLES S.; SENEVIRATNE A.; Some kinematics effects of clearances in revolute joint mechanism, Proceeding IFToMM :523-528, Gran Bretaña, 1985.
7. GABRILIN B.; Investigación de algunas cuestiones de la dinámica de los MCI, Tesis de Doctorado, MADI, Moscú, URSS, 1972
8. GARCÍA FAURE L.; Estudio de la capacidad de carga de la película lubricante de los cojinetes de pie de biela de los MCI, Transporte y Vías de Comunicación, 9(2) : 50-58, La Habana, Cuba, 1984.
9. GIRBERT A; GUSKOB I.; Oscilaciones de resonancia de los cojinetes de biela de los MCI, Dvigatellestroenie, (9) : 50-55, URSS, 1989.
10. GOLOB I.; Sistema de diagnóstico de los conjuntos vibratorios del MCI, Dvigatellestroenie, (9) : 21-24, URSS, 1989.
11. HADDAD, SAM D., Design and Applications in Diesel Engineering, 1^{ra}. edición, Ellis Horwood Ltd., 1984, Gran Bretaña.
12. HADDAD, SAM D., Diagnosis of faults using vibrations measurements and analyses applied to I. C. engines., s/e, 1980, Gran Bretaña.
13. MANSOUR E.; MIEDEMA F.; Mechanism joint with clearances, a three-mode model, ASME, U.S.A., 1976.
14. RODRÍGUEZ MATIENZO J. Diagnóstico Vibroacústico de los Motores de Combustión Interna, Ingeniería en Transporte, Vol XII, No. 1, pp 60-66, 1991.
15. RODRÍGUEZ MATIENZO J. Un análisis del ruido del mecanismo de distribución del motor BAZ-2101, Ingeniería en Transporte, Vol XII, No. 1, pp 11-14, 1991.

16. RODRÍGUEZ MATIENZO J.; Las frecuencias naturales de elementos de máquinas, su determinación y utilidad en el diagnóstico técnico, (pendiente de publicación).
 17. RODRÍGUEZ MATIENZO J.; Sistema de diagnóstico técnico para motores diesel de gran potencia, Tesis de Doctorado, ISPJAE, La Habana, 1997.
 18. SHDANOVSKI N. S., Diagnóstico de los Motores de Automóviles y Tractores, 1^{ra}. edición, Ed. Kolos, Leningrado, 1977, URSS.
 19. TOMACHEBSKI F.; Diagnóstico vibracústico del MCI en la explotación en las locomotoras SP-45, Tesis de Doctorado, Pozdnam, Polonia, 1985.
 20. TUZOB L.; SKORIKOB Y.; Modelo dinámico del mecanismo biela-manivela considerando las holguras, Dvigatelistroenie, (3) : 14-15, URSS, 1987.
 21. VALTAVAEB B.; Investigación de un método vibroacústico de diagnóstico del mecanismo de distribución, Nauchni Trudi LCXI, Leningrado, URSS, 1985.
 22. ZUBAKIN A.; Control por vibraciones de los cojinetes de biela de los MCI, Tesis de Doctorado, NAMI, Moscú, URSS, 1965.
-

Diagnostic by vibrations in motor of internal combustion

Abstract

The technical diagnosis of the machines is a task of first order in the Mechanical Engineering, and within this, the employment of techniques that facilitate the fast intervention in the structure and give more information represents an aspect of supreme interest. The mensuration of vibrations is a very useful tool. However, their application is wide in the rotatory machinery and not in the alternative. In the article, a form of focusing the vibroacoustical diagnosis is given in alternating machinery, in particular in the internal combustion engines, taking into account the natural frequencies of oscillation of the block as frequencies of diagnosis. The form of its determination using the method of the finite elements is explained.