

**UNIVERSIDAD INTERNACIONAL
DEL ECUADOR**



FACULTAD DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**PROYECTO DE INVESTIGACIÓN
PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO AUTOMOTRIZ**

**“ANÁLISIS DE VIBRACIONES EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA
POR MEDIO DE ULTRASONIDO”**

**PABLO PATRICIO CÁRDENAS JARRIN
ADRIÁN HUMBERTO CEVALLOS MÁRQUEZ
JUAN CARLOS MOYANO ROMERO**

ING. MIGUEL GRANJA

QUITO, 2017

INDICE

INDICE.....	I
CERTIFICACION DE AUTORÍA	III
CERTIFICACIÓN DEL DIRECTOR.....	IV
ACUERDO DE CONFIDENCIALIDAD.....	¡Error! Marcador no definido.
DEDICATORIA.....	VI
AGRADECIMIENTO.....	IX
RESUMEN.....	XII
ABSTRACT.....	XIII
1. INTRODUCCIÓN	1
2. VIBRACION.....	2
2.1 VIBRACIONES DEL MOTOR.....	2
3. MATERIALES Y MÉTODOS.....	4
3.1. VEHICULO.....	4
3.2. NORMATIVA.....	5
3.3. EQUIPO.....	5
4. RESULTADOS.....	6
CONCLUSIONES.....	7
REFERENCIAS.....	7
1. INTRODUCCION.....	9
ANEXO 1.....	9
ANEXO 2.....	26
ANEXO 3.....	52
ANEXO 4.....	56
ANEXO 5.....	82
ANEXO 6.....	95
ANEXO 7.....	119
ANEXO 8.....	128
ANEXO 9.....	130
2. VIBRACION.....	131
ANEXO 10.....	131
ANEXO 11.....	132
ANEXO 12.....	134
2.1. VIBRACIONES DEL MOTOR.....	138
ANEXO 13.....	138
ANEXO 14.....	141

ANEXO 15	142
3. MATERIALES Y MÉTODOS	156
3.1. VEHICULOS	156
3.2. NORMATIVA.....	157
3.3. EQUIPO.	157
ANEXO 17	157
4. RESULTADOS.....	160
ANEXO 18.....	160
ANEXO 19.....	161

CERTIFICACION DE AUTORÍA

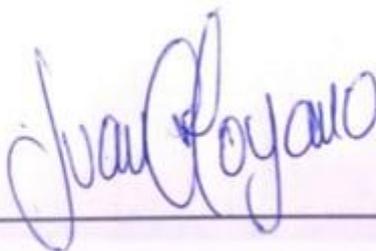
Nosotros, Pablo Patricio Cárdenas Jarrin, Adrián Humberto Cevallos Marquéz y Juan Carlos Moyano Romero, declaramos que somos autores exclusivos de la presente investigación y que esta es auténtica, original e inédita. Todos los efectos académicos y legales que se desprendan de la presente investigación serán de nuestra exclusiva responsabilidad.



Firma del Graduado
Pablo Patricio Cárdenas Jarrin
CI: 1002507703



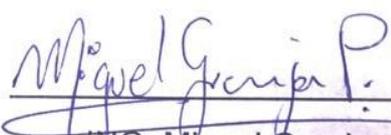
Firma del Graduado
Adrián Humberto Cevallos Marquéz
CI: 1720949526



Firma del Graduado
Juan Carlos Moyano Romero
CI: 1718542499

CERTIFICACIÓN DEL DIRECTOR

Yo Miguel Granja, Docente de la Facultad de Mecánica Automotriz de la Universidad Internacional del Ecuador, declaro que los alumnos Pablo Patricio Cárdenas Jarrin, Adrián Humberto Cevallos Marquéz y Juan Carlos Moyano Romero, son autores de la presente investigación, y que ésta es original, auténtica y personal suya.



ING. Miguel Granja
DIRECTOR DEL PROYECTO

CERTIFICADO

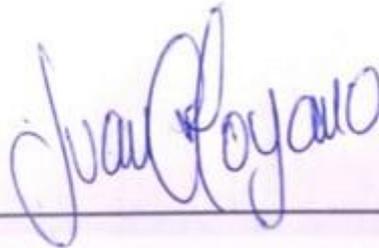
Nosotros, Pablo Patricio Cárdenas Jarrín, Adrián Humberto Cevallos Márquez y Juan Carlos Moyano Romero, cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual a la Universidad Internacional del Ecuador, para que sea publicado y divulgado en internet, según lo establecido en la Ley de Propiedad Intelectual, Reglamentos y Leyes.



Firma del Graduado
Pablo Patricio Cárdenas Jarrin
CI: 1002507703



Firma del Graduado
Adrián Humberto Cevallos Marquéz
CI:1720949526



Firma del Graduado
Juan Carlos Moyano Romero
CI: 1718542499

DEDICATORIA

Luego de haber culminado mis estudios y haber alcanzado como egresado de la facultad de ingeniería automotriz quiero permitirme dedicar este proyecto de investigación de una manera muy especial a la Universidad Internacional del Ecuador que por intermedio de sus profesores han sabido transmitir sus conocimientos para poner en práctica la profesión que he alcanzado.

Dios como ser supremo me envió a una familia que supo ayudarme a superarme día a día estando pendiente todo el tiempo de mi bien estar y salud, con su ejemplo y dedicación para ser un hombre de bien en beneficio de la sociedad.

No quiero pasar por alto sin antes dedicar este proyecto entre otros a mis abuelos que con su ejemplo y sabios consejos supieron ayudarme a superar los problemas que se presentan en la vida, pues ellos me apoyaron incondicionalmente en todo aspecto conjuntamente con el esfuerzo de mis padres, mis hermanas y mi hijo.

Si de alguna persona se me escapa dedicarla espero que sepan disculparme para que este sueño alcance a ser una realidad.

Pablo Cárdenas.

DEDICATORIA

Quiero dedicar este proyecto principalmente a mis abuelos Rodrigo Cevallos, Luz Milagros Pinargote, Alba Pérez y Luis Márquez; ya que ellos fueron el pilar fundamental para mi vida académica y profesional, quienes me han inspirado para ser un hombre de bien, con altas expectativas y deseos de luchar por la vida que merezco.

A mi tía Kattya Cevallos que con su amor y apoyo incondicional siempre estuvo aconsejándome y guiándome en todo momento con palabras sabias que marcarían mi vida y harían de ella una gran experiencia llena de aprendizaje y valores.

También dedicar este proyecto a mi mejor amigo Juan Mulky quien me apoyo incondicionalmente e inspiro para jamás decaer en mis estudios, me alentó día tras día llenándome de esperanza teniendo un objetivo final siempre en mente.

Esta dedicatoria en si va dedicada para mis seis ángeles que desde el cielo junto a Dios están orgullosos de quien soy.

Adrián Cevallos

DEDICATORIA

Este proyecto de grado va dedicado a mis padres, que nunca dejaron de confiar en mí y fueron mi apoyo condicional y nunca dejaron de estar presentes, incluso en momentos difíciles. Supieron siempre darme sus palabras de sabiduría y experiencia, y nunca dejaron de ser bases sólidas en mi vida.

A todos los docentes de la Facultad de Ingeniería Mecánica Automotriz de la Universidad Internacional del Ecuador, que a pesar de que algunos no fueron mis educadores, siempre estuvieron dispuestos a ayudarme y orientarme en lo profesional y personal.

Juan Carlos Moyano

AGRADECIMIENTO

A mis compañeros de Proyecto Adrián y Juan Carlos que siempre demostraron ser grandes amigos y colaboradores para culminar con el objetivo trazado.

Al Decano, y al profesor y amigo de siempre MSC. Andrés Castillo un agradecimiento muy especial.

Al Director del Proyecto ING. Miguel Granja, MSC Gorky Reyes que nos brindó su valiosa orientación y sabios consejos para realizar el presente proyecto y poder culminarlo.

Seria largo enumerar a cada uno pero en mi corazón y en mi mente llevo el recuerdo imperecedero de todos los profesores, compañeros los cuales siempre me apoyaron aportando de manera positiva para llegar a ser un buen profesional.

Pablo Cárdenas

AGRADECIMIENTO

A Dios por permitirme formar parte de este mundo, llenarme de salud y guiarme por el camino del bien.

A mis padres que fueron la luz en este camino tan largo y tan hermoso, por ser un apoyo en todo sentido en mi vida, por ser unos padres dignos de admiración y respeto, unos amigos incondicionales y padres ejemplares.

A mi hermano por permitir que aun cuando pasemos por situaciones buenas o malas podamos siempre contar el uno con el otro.

A mi novia Adri que con su amor me ha ayudado a salir adelante en momentos duros de mi vida alentándome y fortaleciendo mi ímpetu para surgir en la misma.

A Don Fernando, Doña Rosita y toda su familia por darme amor y hacerme sentir seguro y protegido siempre.

A mi sobrino Mathias por ocupar gran parte de mis pensamientos y ser quien saca de mí una sonrisa con gran felicidad y por ser la alegría de mi vida.

Al resto de familia y amigos quienes a lo largo de este camino nunca dejaron de apoyarme y creer en mí en todo sentido.

A todos mis profesores que con sus conocimientos y experiencia me han ayudado a que este proyecto sea ahora una realidad.

AGRADECIMIENTO

A mi madre Susana Romero, por ser el pilar fundamental en mi vida y mi apoyo incondicional; a mi padre Marco Moyano por su comprensión y consejos para ser una mejor persona y un buen profesional y a mi hermana Alejandra por ser mi compañera de vida, confidente y soporte para alcanzar mis sueños.

A mi asesor, el Ingeniero Miguel Granja, a quien debo gran parte de mi educación, por su paciencia y vocación de enseñanza; gracias por haber puesto su confianza en mí y orientarme para cumplir mis metas académicas.

Al Director Académico de la Facultad de Ingeniería Automotriz de la Universidad Internacional del Ecuador, el Msc. Andrés Castillo quien, a pesar de que no tuve el privilegio de ser su alumno, siempre estuvo dispuesto a brindarme su ayuda y palabras de ánimo para seguir adelante con mis estudios.

A mis compañeros con quienes realicé este proyecto, Adrián y Pablo, por su apoyo, esfuerzo y disposición de trabajo en equipo.

Gracias a todos quienes aportaron para lograr esta gran meta en mi vida y estuvieron siempre a mi lado en esta trayectoria universitaria.

Juan Carlos Moyano

RESUMEN

El ultrasonido está considerado como uno de los medios para predecir defectos en los automóviles; generalmente se asocia al ultrasonido en el campo de la medicina como se ve en el diagnóstico y reparación de tejidos blandos.

Por otro lado, se ha usado este método para determinar trizaduras internas o tipos de materiales usados en la industria, como por ejemplo en el área de la soldadura. En el sector automotriz, este tipo de tecnología permite detectar fallos prematuros o fugas presurizadas y no presurizadas antes de que el vehículo se averíe, lo que permite disminuir los tiempos de reparación y los costos.

La inspección de partes móviles en el auto con ultrasonidos detecta los fallos en etapas tempranas del problema, antes de que sean detectados por otros métodos tradicionales basados en la temperatura, sonidos fuertes o mal funcionamiento de las partes, ya que la advertencia ultrasónica aparece antes de que se produzca un aumento de temperatura o un incremento en los niveles de vibración de baja frecuencia.

Mediante la comparación de vibraciones entre dos vehículos se establecerán parámetros que den a conocer la calidad de construcción y balanceo de los elementos rotacionales aplicados en cada modelo de automóvil.

ABSTRACT

Ultrasound is considered as one of the ways to predict defects in automobiles; is usually associated in the field of medicine as seen in the diagnosis and repair of soft tissue.

On the other hand, this method has been used to determine internal cracks or types of materials used in the industry, such as in welding. In the automotive sector, this type of technology allows the detection of premature failures or pressurized and non-pressurized leaks before the vehicle breaks down, thus reducing repair times and costs.

The inspection of moving parts in the ultrasonic car detects faults in the early stages of the problem, before they are detected by other traditional methods based on temperature, loud sounds or parts malfunction, since the ultrasonic warning appears before that there is an increase in temperature or an increase in the low frequency vibration levels.

By comparing vibrations between two vehicles, parameters that show the quality of construction and balancing of the elements will be applied on each car model.

1. INTRODUCCIÓN

La medición de vibraciones es una herramienta muy útil. Sin embargo, su aplicación es amplia en la maquinaria rotatoria, se explica la forma de determinación de las mismas por el método de los elementos finitos [1].

El empleo de parámetros vibratorios de las máquinas en el diagnóstico de su estado técnico es una técnica ampliamente utilizada en la actualidad [2]. Uno de los componentes fundamentales de muchas plantas industriales es el motor de combustión interna. Con el fin de reducir las emisiones contaminantes y la dependencia en las reservas de petróleo del mundo, se han estado utilizando combustibles alternativos como reemplazo total o parcial, según las mezclas de combustible de la gasolina, principalmente el etanol [3].

Los efectos de las mezclas etanol-gasolina (E5, E10) y metanol-gasolina (M5, M10) en el desempeño de un motor de un vehículo operando en un dinamómetro de chasis a diferentes velocidades y cargas fueron estudiados en condiciones de trabajo a 0 msnm [4]. Se han realizado diversos trabajos en el monitoreo de condición de motores de combustión interna. La medición principal utilizada es la presión en el cilindro [5]. Normalmente se analiza la vibración que se transmite fuera del cilindro. En esta vibración se

encuentran diversas componentes producidas por las distintas partes del motor [6].

En general la vibración es una señal con una relación señal-ruido muy pobre, dificultando la detección del fenómeno de 'knock'. Esta relación todavía disminuye más con el aumento de la velocidad [7]. Por otro lado, la vibración que se detecta en el exterior del cilindro depende de la función de transferencia del motor. Cualquier vibración mecánica del motor perturba la detección del sensor de detonación, llamado knock sensor. Por ejemplo, el cierre de las válvulas produce vibraciones de alta frecuencia semejantes a las resonancias [8]. Los detectores más utilizados miden las vibraciones que se transmiten a través de la estructura. Existen dos tipos de sensores: sintonizados y de banda.

Los sintonizados detectan la presencia de la frecuencia fundamental del cilindro. Los detectores de banda, se aplican sin dificultad a diversos modelos y localizaciones, necesiéndose un tratamiento de detección programable, ajustándose a las características del cilindro y del funcionamiento. [9]. 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, esto da hincapié para que muchas maquinarias tengan un

seguimiento para determinar posibles fallas a corto o mediano plazo, estructurando un adecuado plan de mantenimiento.

2. VIBRACION

La vibración se define como el cambio de posición en el tiempo, de un elemento alrededor de su posición de equilibrio.

En su forma más sencilla, una vibración se puede considerar como la oscilación o el movimiento repetitivo de un objeto alrededor de una posición de equilibrio. La posición de equilibrio es a la que llegará cuando la fuerza que actúa sobre él sea cero. Este tipo de vibración se llama vibración de cuerpo entero, lo que quiere decir que todas las partes del cuerpo se mueven juntas en la misma dirección en cualquier momento [10].

Los modos naturales de vibración de motores dependen de su propia estructura. Generalmente, el primer modo de vibrar de un motor es el modo "H", que es cuando el motor tiene movimientos en sentido lateral, tratando de flectar el motor.

El segundo modo de vibración generalmente es el modo "X", éste modo se presenta con un movimiento de torsión respecto al eje vertical de simetría del motor [11].

En motores altos y con bajo número de cilindros, es posible que exista el modo "L", que consiste en un movimiento longitudinal del motor. Los siguientes modos, generalmente se encuentran a una frecuencia muy

alta y no son de importancia ya que es muy difícil que el sistema entre en resonancia en niveles altos de frecuencia.

Un método aplicado para la determinación de las frecuencias propias de vibración de un motor es el de aplicaciones de programas computacionales de elementos finitos [12].

2.1 VIBRACIONES DEL MOTOR

Estas se pueden clasificar por el tipo de desplazamiento que ellas producen, y dependerán directamente del tipo de uso o esfuerzo que pueda producir, y van directamente relacionados por el mantenimiento y su fuente de energía, sea calórica, química o eléctrica, entre los más utilizados, teniendo vibraciones u oscilaciones inadecuados en alguno de sus ejes x, y o z.

El esfuerzo de sacudimiento es causado por fuerzas verticales u horizontales que tienden a mover al motor hacia arriba y hacia abajo, o hacia los lados respectivamente. Esto se debe a fuerzas alternativas desbalanceadas y a componentes verticales u horizontales de las fuerzas centrifugas.

El movimiento de balanceo u oscilación es causado por fuerzas fluctuantes horizontales actuando por encima del centro de gravedad del motor, esto se debe a la variación en el componente horizontal de la reacción del pistón debido a cambios en la presión del gas, a la

fuerzas de inercia y a la reacción de la carga.

El cabeceo es causado por pares fluctuantes verticales que hacen que el extremo del motor se levante y caiga, esto es el resultado de un par desbalanceado.

El esfuerzo de guiñada es causado por pares fluctuantes horizontales que tienden a girar el motor en sentido transversal o mover los extremos hacia la izquierda y a la derecha, esto ocurre principalmente como resultado de un par desbalanceado producido por componentes horizontales de las fuerzas centrífugas en un motor vertical y por componentes horizontales de las fuerzas en motores en V.

El esfuerzo torsional es causado reacciones de troqué fluctuante que tienden a torcer el cigüeñal, para prevenir la resonancia de estas vibraciones, la armazón del motor se hace tan rígida como sea posible para aumentar su frecuencia natural de vibración [13].

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, sea por imperfección o térmica. Está claro que en la medida en que esta holgura varíe, variará el nivel de la vibración producida, y lo que se desea en condición adecuada es que en función del tiempo la amplitud decaerá lo más rápido posible, gracias a la ayuda de un buen

sistema de amortiguación o aislamiento, como se observa en la figura 1.

Es importante considerar que existe una relación directa entre el valor de las holguras en estos pares y el nivel de vibraciones 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 [14].

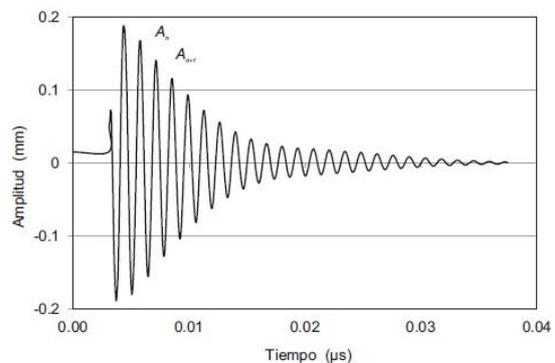


Figura 1. Señal amortiguaciones y vibraciones.

Fuente: Artículo Científico, *Efecto de el tratamiento higo-térmico en las características acústicas de la madera de Quercus scytophylla Liebm,*

Toda vibración periódica puede ser descompuesta en términos de vibraciones simples. Así pues, una vibración compuesta en general, se puede establecer matemáticamente como la suma de finitos o infinitos modos propios.

$$\begin{aligned}
 \mathcal{X}(x,t) &= \mathcal{A}_1(x)T_1(t) + \mathcal{A}_2(x)T_2(t) + \mathcal{A}_3(x)T_3(t) \\
 \dots &= \sum_{n=1}^{\infty} \mathcal{A}_n(x)T_n(t)
 \end{aligned}$$

El ruido del motor es empleado como parámetro de diagnóstico y de hecho esto se hace de forma subjetiva por muchos experimentados operarios. La evaluación cuantitativa del ruido más 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 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 más a considerar [15].

3. MATERIALES Y MÉTODOS

Es importante considerar que las vibraciones producidas en un motor de combustión interna dependerán de varios factores, como el tipo de motor, bujías, cables, en este caso la mantenibilidad del motor, y de la misma manera el tipo de combustible; por lo que en el presente estudio se tomara en cuenta únicamente el tipo de vehículo a estudiar, tomando como dato de entrada vehículos de la case M1, tipo automóviles, estandarizando su diseño propio de cada marca y tabular cuál de los vehículos a estudiar en condiciones ideales de fábrica genera menor incidencia de vibración del motor.

Se sabe que todo cuerpo o sistema que tiene masa y elasticidad es capaz de vibrar a una o más de las frecuencias naturales del mismo, en este caso se dice que el sistema tiene o experimenta una vibración libre o natural y que la misma se produce sin que existan estímulos externos aplicados a él. Esto considerando que es mínima o nula la amortiguación. Las frecuencias naturales son parte de las propiedades del sistema dinámico y dependen de su distribución de masa y de su rigidez.

3.1. VEHICULO

Los vehículos de prueba que se tomaran en el estudio serán los más vendidos a nivel nacional, teniendo como resultados los vehículos SAIL de la línea Chevrolet y el vehículo RIO R de la línea Kia,

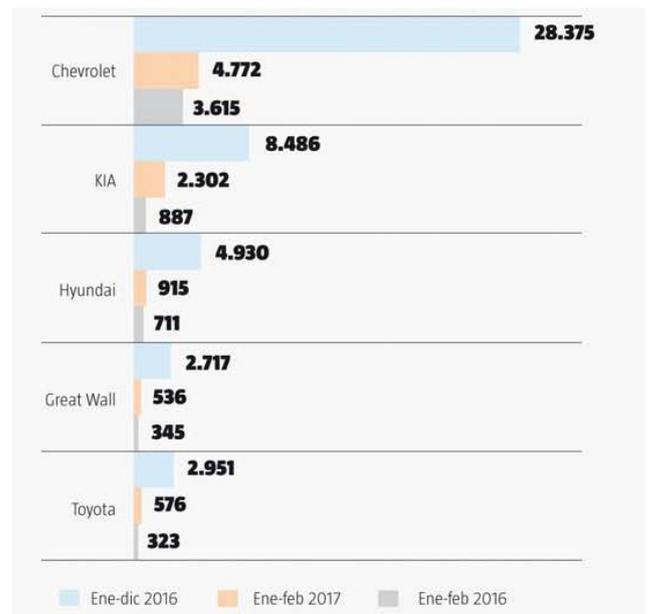


Figura 2. Marcas de vehículos vendidos

Fuente: El Telégrafo. "Balance del sector automotriz" [16]

3.2. NORMATIVA

Se utiliza como referencia a la normativa que estudia y determina niveles de vibraciones tolerables en motores de combustión interna, esta es la ISO 10816-1 y ISO 10816-6.

Estas normas determina niveles máximos que puede tolerar un motor de combustión interna, el procedimiento y laboratorio para evaluar las diferentes vibraciones, y estas vibraciones dependerá del diseño, que piden los fabricantes y utilizar el combustible que localmente se utiliza en las zonas donde se puede distribuir el vehículo por parte de la casa comercial.

Tabla 1. Nivel máximo de vibración

Vibration Severity Level	Maximum Vibration			Machine Class						
	Vibration Displacem. $\mu\text{m RMS}$	Vibration Velocity mm/s RMS	Vibration Accelerat. $\text{m/s}^2 \text{ RMS}$	1	2	3	4	5	6	7
1.1	< 17.8	< 1.12	< 1.76							
1.8	< 28.3	< 1.78	< 2.79							
2.8	< 44.8	< 2.82	< 4.42	A/B	A/B	A/B	A/B	A/B	A/B	A/B
4.5	< 71.0	< 4.46	< 7.01				A/B	A/B	A/B	A/B
7.1	< 113	< 7.07	< 11.1	C					A/B	A/B
11	< 178	< 11.1	< 17.6		C					
18	< 283	< 17.8	< 27.9			C				
28	< 448	< 28.2	< 44.2				C			
45	< 710	< 44.6	< 70.1	D	D			C		
71	< 1125	< 70.7	< 111			D	D		C	
112	< 1784	< 112	< 176					D	D	C
180	> 1784	> 112	> 176							D

A New machines
 B Continuous running without restriction possible
 C Not suitable for continuous running, reduced operability until the next scheduled maintenance
 D Too high vibration, damage to the machine cannot be excluded

Metra Mess- und Frequenztechnik Radebeul / Germany www.MMF.de

Fuente: Norma ISO 10816

El nivel general medido en el bloque motor será en lo que determina la norma, en este caso al considerarse un motor de combustión interna no excederá los 28 mm/s. Existen algunos vehículos compactos y con chasis por lo que para lo que las mediciones serán por separado si posean chasis o llamados de base comunes, y aquellos compactos.

3.3. EQUIPO

Para el presente estudio se utilizó un equipo DSP Logger Expert el cual es un hardware multi-canal, Analizador FFT para el mantenimiento predictivo y diagnóstico de máquinas, es capaz de medir, procesar, mostrar y almacenar una amplia variedad de funciones de análisis. Puede funcionar como un instrumento independiente o se puede descargar sus mediciones en el software.

El equipo se destaca por su altísima calidad general de producción, el teclado con teclas con termo formado de alta resistencia, display de alto brillo y excelente definición de 640x480 pixeles en 5,7 pulgadas. Batería de Litio Ion, con una autonomía promedio superior a las 10 horas. Súper resistente al golpe con una carcasa de fundición de aluminio altamente industrial [17] Es totalmente automático para el análisis de máquinas, sin la intervención ni la necesidad de ninguna configuración, solo basta con indicar las RPM del equipo a analizar, el DSP Logger Expert realiza los siguientes análisis bajo norma ISO 10816, como se observa en la figura 3.



Figura 3. Equipo DSP Logger Expert

Fuente: DSP LOGGER

4. RESULTADOS

Con ayuda del equipo a medir se toman registros de vibraciones en un rango de 2HZ a 100HZ, midiéndose simultáneamente la aceleración y velocidad de las vibraciones rms, de acuerdo a la norma ISO 10816, cuya función de respuesta es determinada mediante la sensibilidad de 250 mil voltios por gravedad. [18]

Un sistema posee infinitos grados de libertad y frecuencias naturales correspondientes según su funcionamiento o su trabajo; 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.

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. Por ello se estudió en los 3 ejes principales donde se producen los picos a estudiar.

Tabla 2. Distribución de vibración

LUGAR	EJE	VEH	
		1	VEH 2
CILINDROS	y	3,9	4,6722
	z	0,65	0,7787
	x	1,64	1,96472
BASE MOT	y	2,27	2,71946
	z	0,5	0,599
	x	0,68	0,81464
DISTRIBUCION	y	1,68	2,01264
	z	0,83	0,99434
	x	0,25	0,2995
CABINA	y	1,34	1,60532
	z	0,68	0,81464
	x	0,27	0,32346

Fuente: Autores

Dada la diferencia en unidades en los ejes y no se producen niveles semejantes, por eso lo más importante es buscar las frecuencias a las cuales se producen los picos.

Se muestran los resultados teóricos y experimentales de mediciones en los cilindros, base de motor, banda de distribución y en el interior de la cabina en los vehículos de prueba.

El régimen de trabajo mayor para la realización de las mediciones fue el correspondiente a la posición de la base de los cilindros, donde se estandarizo la medición a ralentí, Se consideró de la misma manera otros puntos donde se generan vibraciones que pueden causar daños a elementos rotacionales, y la cantidad de absorberencia de ruido a la cabina de los ocupantes, como se observa en la figura 4. [19]

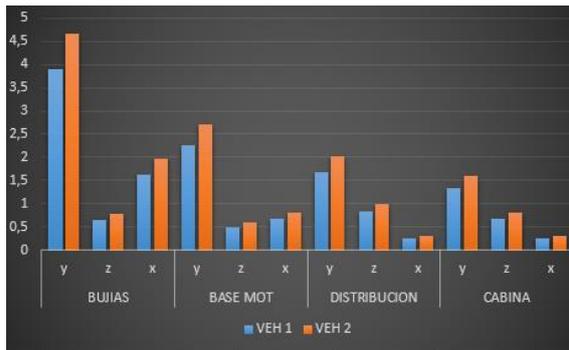


Figura 4. Vibraciones máximas en el vehículo

Se determina que el vehículo 1 posee menor incidencia de vibraciones, esto significa que el vehículo posiblemente tenga un mejor control de calidad, o los elementos internos que generan rotación están bien balanceados en su conjunto total.

CONCLUSIONES

El vehículo 1 presentó mejor desempeño con el uso de combustible de mayor calidad, logrando reflejar una reducción notable en las vibraciones, lo que conlleva a una mejor combustión dentro del cilindro.

El vehículo 2 genera mayor vibración en la base del motor, posiblemente por falta de control de calidad en elementos rotacionales y un pobre balanceo en los componentes giratorios del motor.

El uso de repuestos alternos no recomendados por el fabricante influye también en el desempeño del motor y produce vibraciones inadecuadas. Los repuestos originales son diseñados para

trabajar bajo las condiciones específicas de cada modelo de vehículo, de esta manera se protegen los componentes del motor, evitando daños prematuros.

REFERENCIAS

- [1] HADDAD, SAM D., Diagnosis of faults using vibrations measurements and analyses applied to I. C. engine s. s/e, 1998, .
- [2] MANSOUR E.; MIEDEMA F.; Mechanism joint with clearances, a three-mode model, ASME, U.S.A., 2009
- [3] 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, 2005
- [4] "Analytical Mechanics" Louis N. Hand, Janet D. Finch, Cambridge University Press, 1998
- [5] Mechanical. Berkeley Physics Course I" Kittel-Knight-Ruderman. Ed Reverté, 2010.
- [6] Mathematical methods for physics and engineering" K. F. Riley et al., Cambridge Univ. Press, 2004.
- [7] Jairo Andrés. (2015). Diagnóstico de vibraciones en motores de combustión interna. 13/06/2017, de Scielo Sitio web: http://scielo.sld.cu/scielo.php?pid=S1815-5944201500030007&script=sci_arttext&lng=en

- [8] <http://www.automotriz.biz/coches/car-maintenance/general-car-maintenance/132096.html>
- [9] http://dea.unsj.edu.ar/ultrasonido/pdfs/Bibliografia/Usiyei_2016.pdf
- [10] http://sistop.gwolf.org/html/biblio/Sistemas_Operativos_-_Luis_La_Red_Martinez.pdf
- [11] https://www.u-cursos.cl/ingenieria/2011/1/ME4701/1/material_docente/bajar?id...
- [12] <https://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKewjFpaKBIP3UAhXKpY8KHeibCcYQFgghMAA&url=http%3A%2F%2Fdspace.ups.edu.ec%2Fbitstream%2F123456789%2F7870%2F1%2FUPS-CT004704.pdf&usq=AFQjCNG6FZ5ckcbKXwrMv89MXvCCeOOxhw>
- [13] http://www.ub.edu/gilafa/web_elec/005/principal5.html
- [14] https://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0ahUKEwjfnNr_lf3UAhXDAAsAKHUeqAC8QFgghMAA&url=http%3A%2F%2Fwww.ingenieriamecanica.cujae.edu.cu%2Findex.php%2Frevistaim%2Farticle%2Fdownload%2F405%2F762&usq=AFQjCNGk
- [15] <http://www.ub.edu/prometheus2/1/articulos/jordiroca.htm>
- [16] <http://www.eltelegrafo.com.ec/images/cms/EdicionImpresa/2017/Marzo/21-03-17/21-03-17-eco-info.jpg?1490053783986>
- [17] <http://www.dsplogger.com/anali-zador-y-balanceo>
- [18] PALOMINO, E. *Elementos de medición y análisis de vibraciones en máquinas rotatorias*. 5ª edición. CU BA: CUJAE, 2007. ISBN 959-261-043-6. 2.
- [19] TORRES, F. y ROYO, J. A. "Análisis de vibraciones e interpretación de datos". España: *Mantenimiento: Ingeniería Industrial y de Edificios*. 2000. n°. 136, p. 39-48. ISSN 0214-4344.

1. INTRODUCCION

ANEXO 1

Ingeniería Mechanical, 1 (1998) 11–26

11

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

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.

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.

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

© 1998 – Ediciones ISPJAE.

12

Diagnostico por vibraciones en motores de combustión interna

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 más 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.

Posteriores 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]

- Irregularidades en el momento torsor a la salida del cigueñal.
- Existencia de fuerzas y momentos de fuerzas de inercia desbalanceados en el mecanismo biela-manivela
- Carácter impulsivo de la fuerza de los gases en el cilindro
- 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:

$$P_g = (1 + m_A / m_B + l) \times m_B \times r \times \omega_1^2$$

donde

m_A -masa reducida rotatoria

m_B -masa reducida alternativa

l -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 frecuencia 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:

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

donde

$\mathbf{H}(\mathbf{f})$ = Función Respuesta de Frecuencias

$\mathbf{B}(\mathbf{f})$ = transformada de Fourier de la salida del sistema

$\mathbf{A}(\mathbf{f})$ = transformada de Fourier de la entrada al sistema

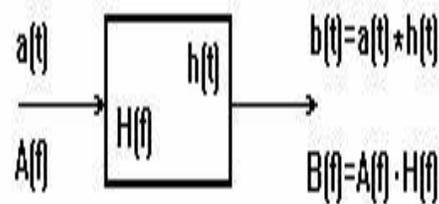


Fig. 1 FRF de un sistema lineal

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 D , en la forma de un golpe o **impulso**, fig. 2.

Se define el impulso como:

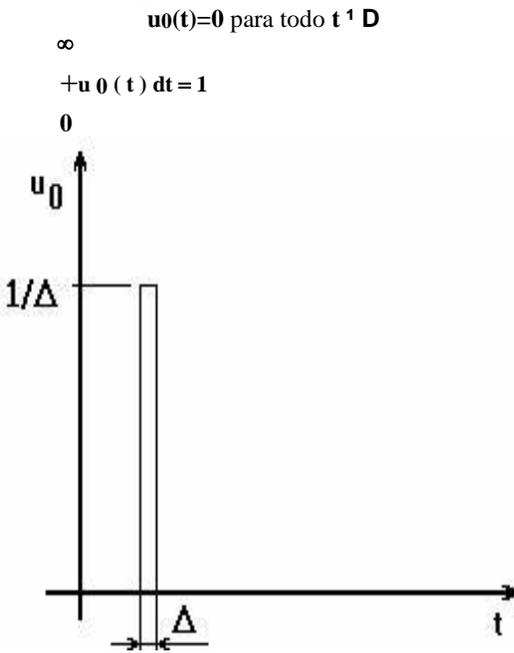


Fig. 2 Función Impulso

La transformada de Fourier del impulso es:

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

Gráficamente, fig. 3:

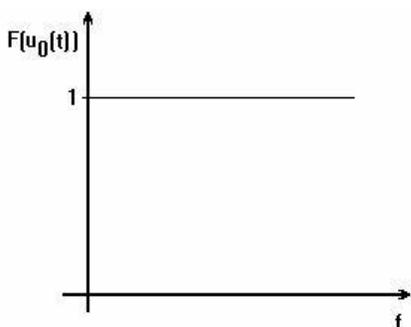


Fig. 3 Transformada de Fourier del Impulso, teórica

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.

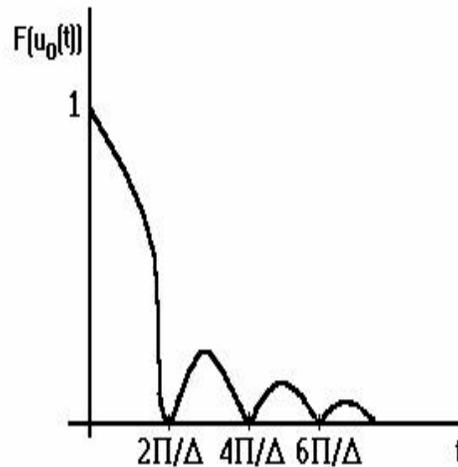


Fig. 4 Transformada de Fourier del Impulso, real

A los efectos prácticos se considera que una excitación tiene carácter impulsivo si su duración D 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.

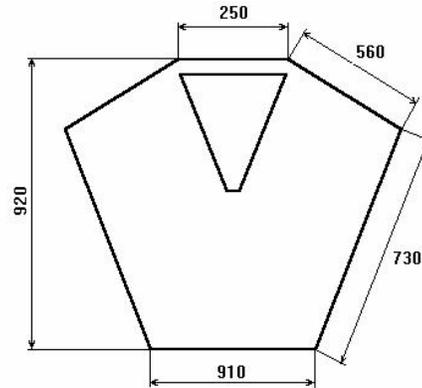


Fig. 5 Dimensiones del bloque, cara frontal

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.

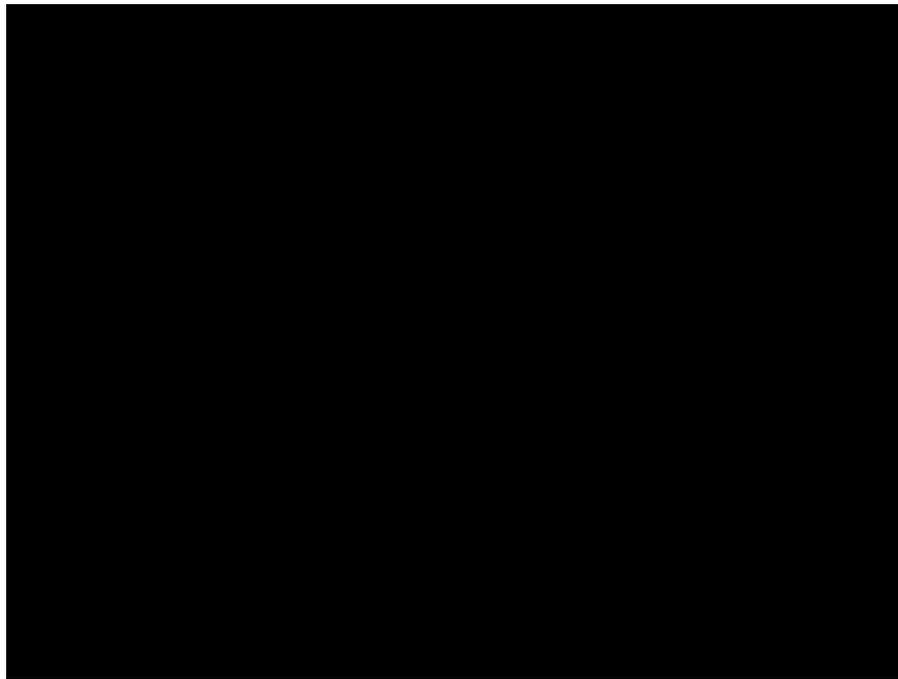


Fig. 6 Dimensiones del bloque, cara lateral

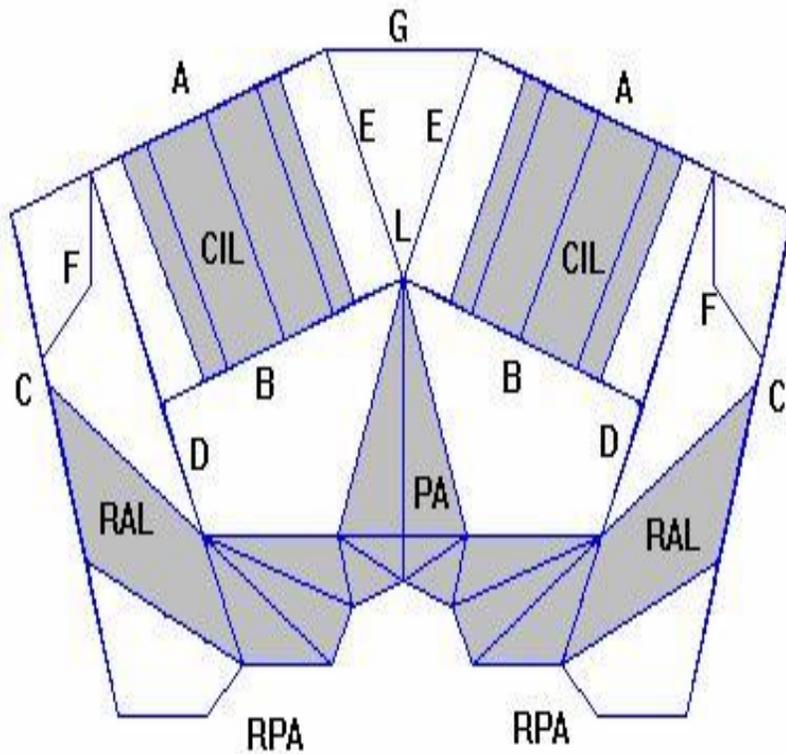


Tabla 2. Dimensiones

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

Fig. 7 Estructura interior del bloque

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].

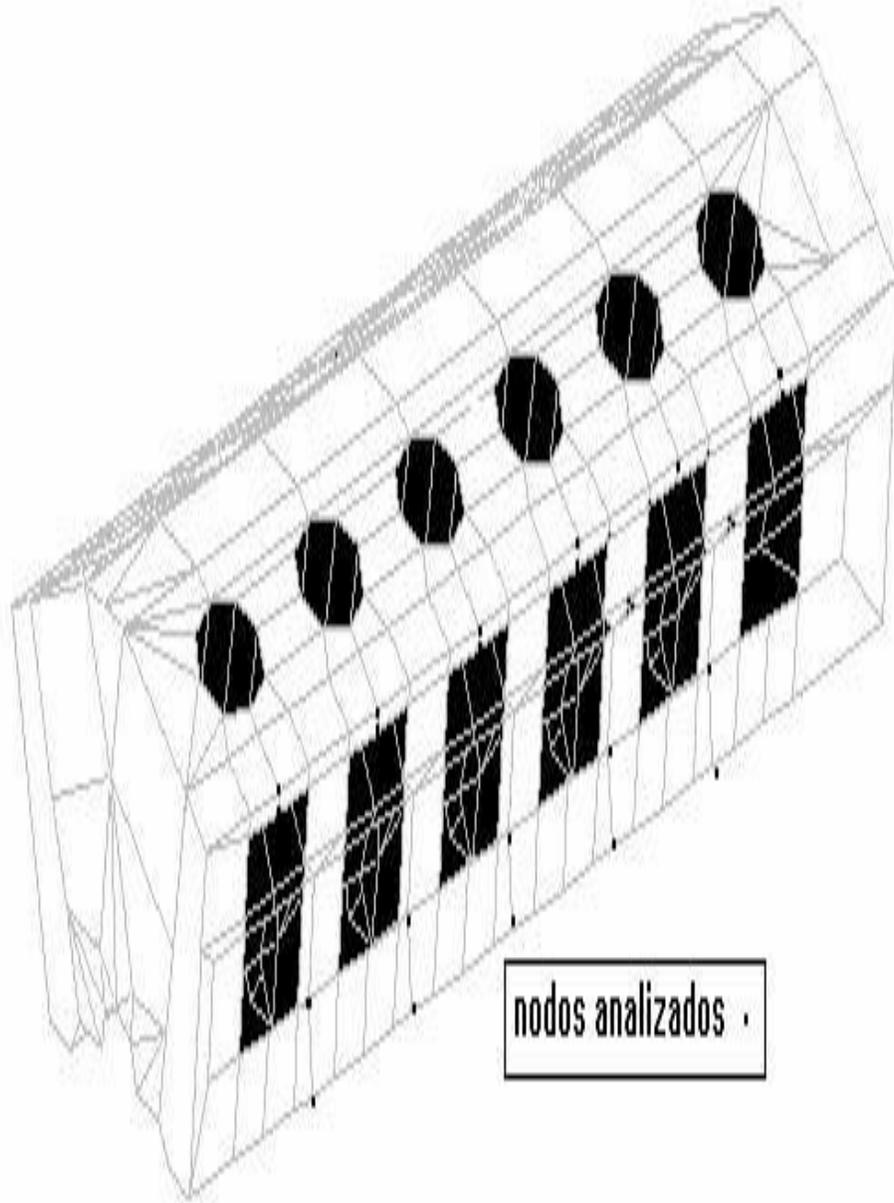


Fig. 8 Modelo del bloque por MEF

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.

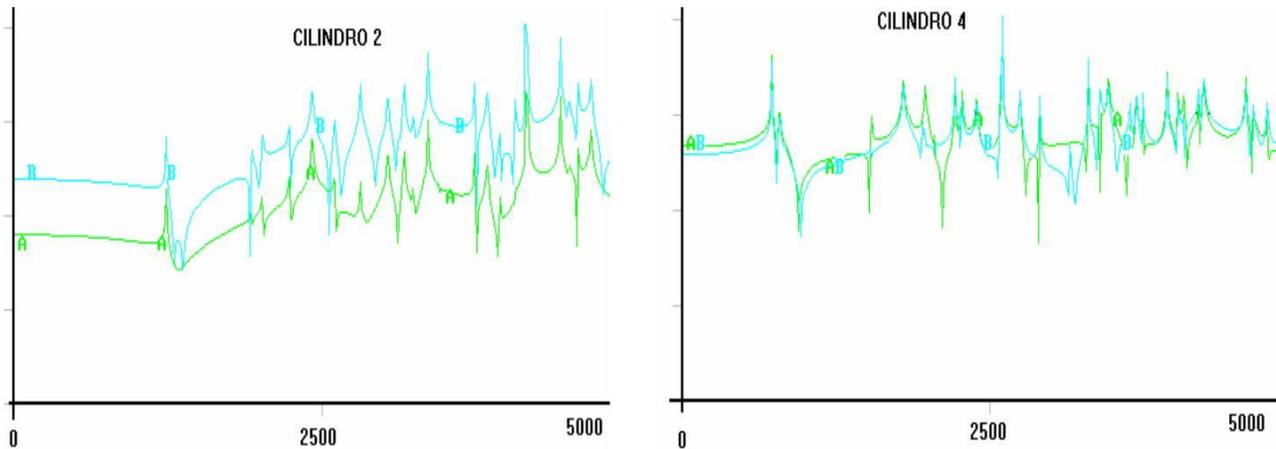
De esta forma se puede analizar un sistema de gran complejidad como el bloque de un motor de gran potencia a partir de secciones mas pequeñas. Algunos resultados se muestran en la figura. Encima se muestra la FRF obtenida por el MEF en unidades de desplazamiento en dB contra frecuencia en Hz; y debajo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

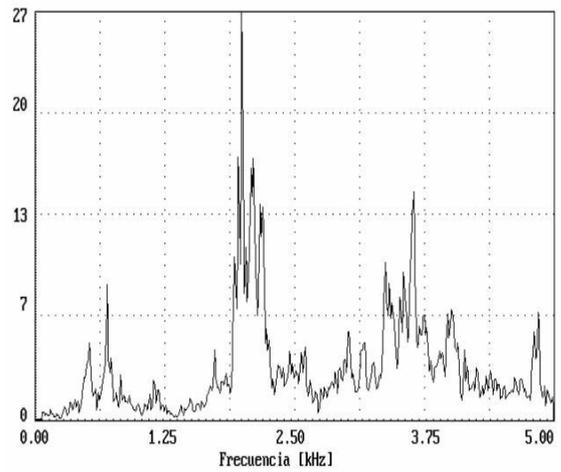
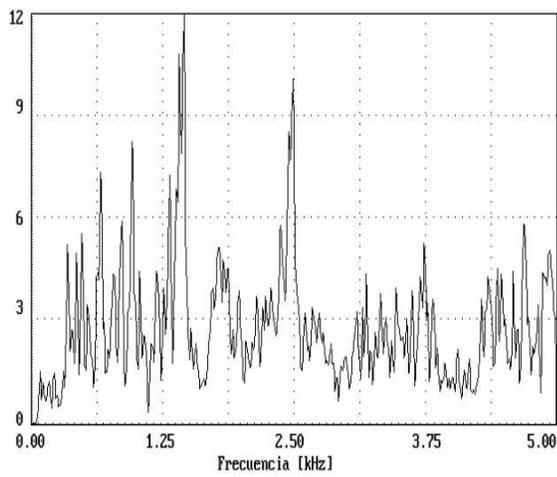
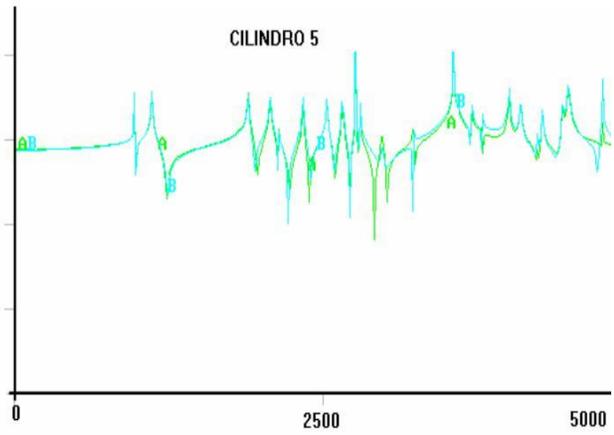
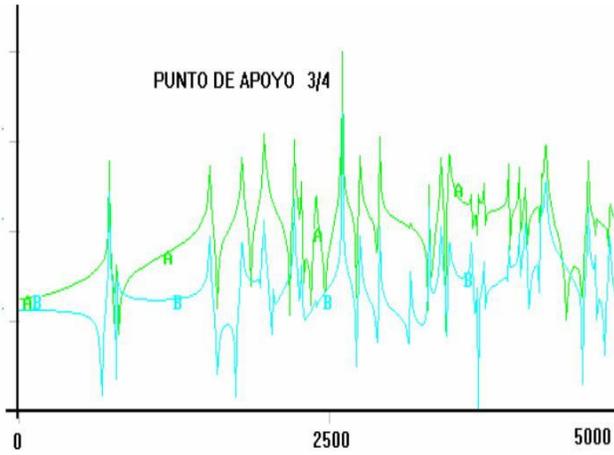
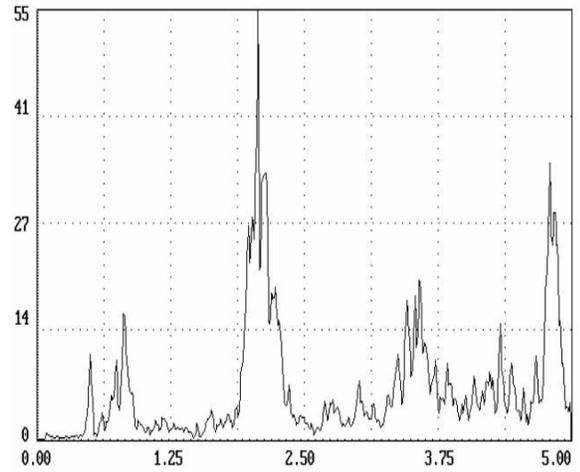
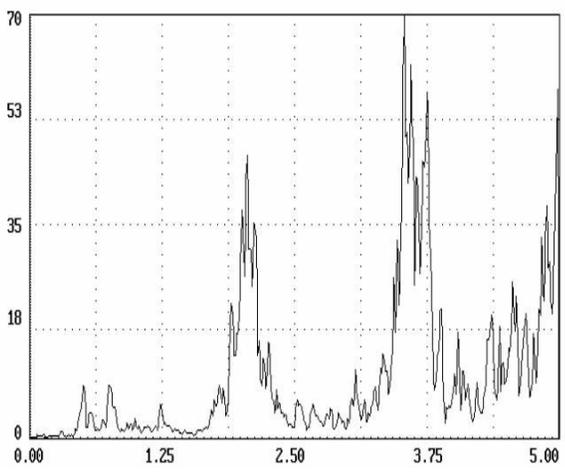
frecuencia. La medición se realizó con el instrumento virtual **SIPROS**.

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:

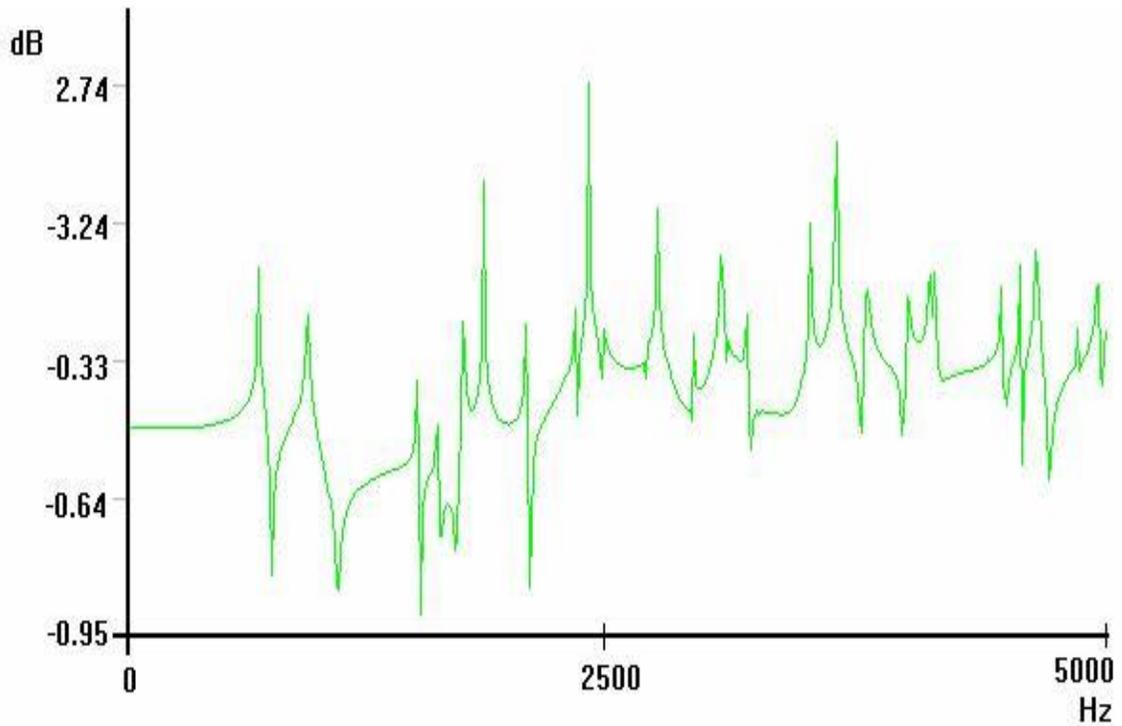


Fig. 9 FRF en el nodo 536, MSC/pal 2

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

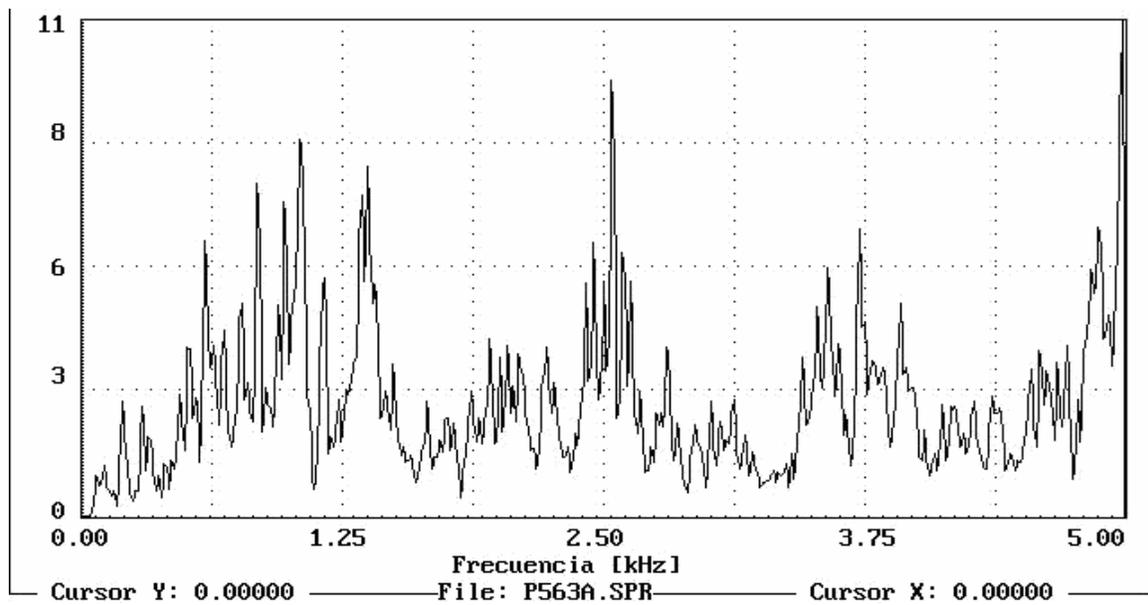


Fig. 10, Densidad espectral de Energía en el punto correspondiente al nodo 536

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			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 4|5 4T y 8T

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

PA 3|4 6T y 6T

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:

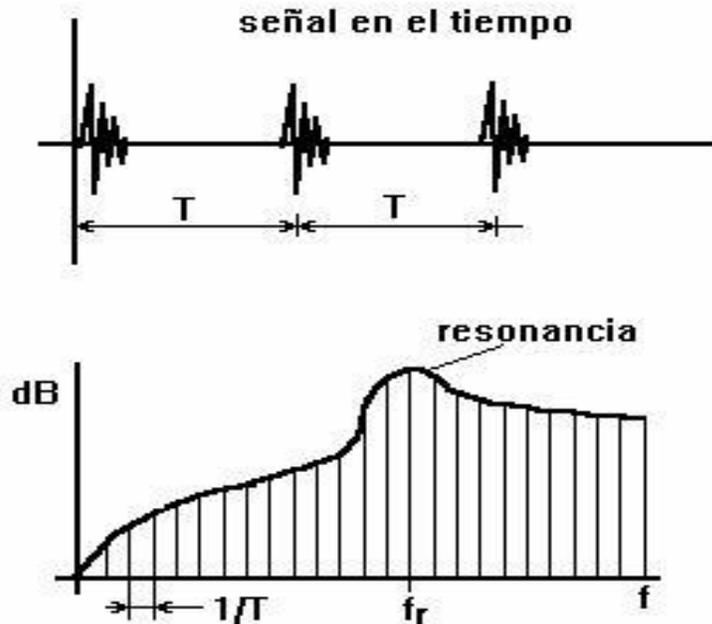


Fig. 11 Espectro de un tren de impulsos

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 más 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 más para identificar las fuentes de las vibraciones en un espectro y explica la presencia de la serie de picos consecutivos. 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.

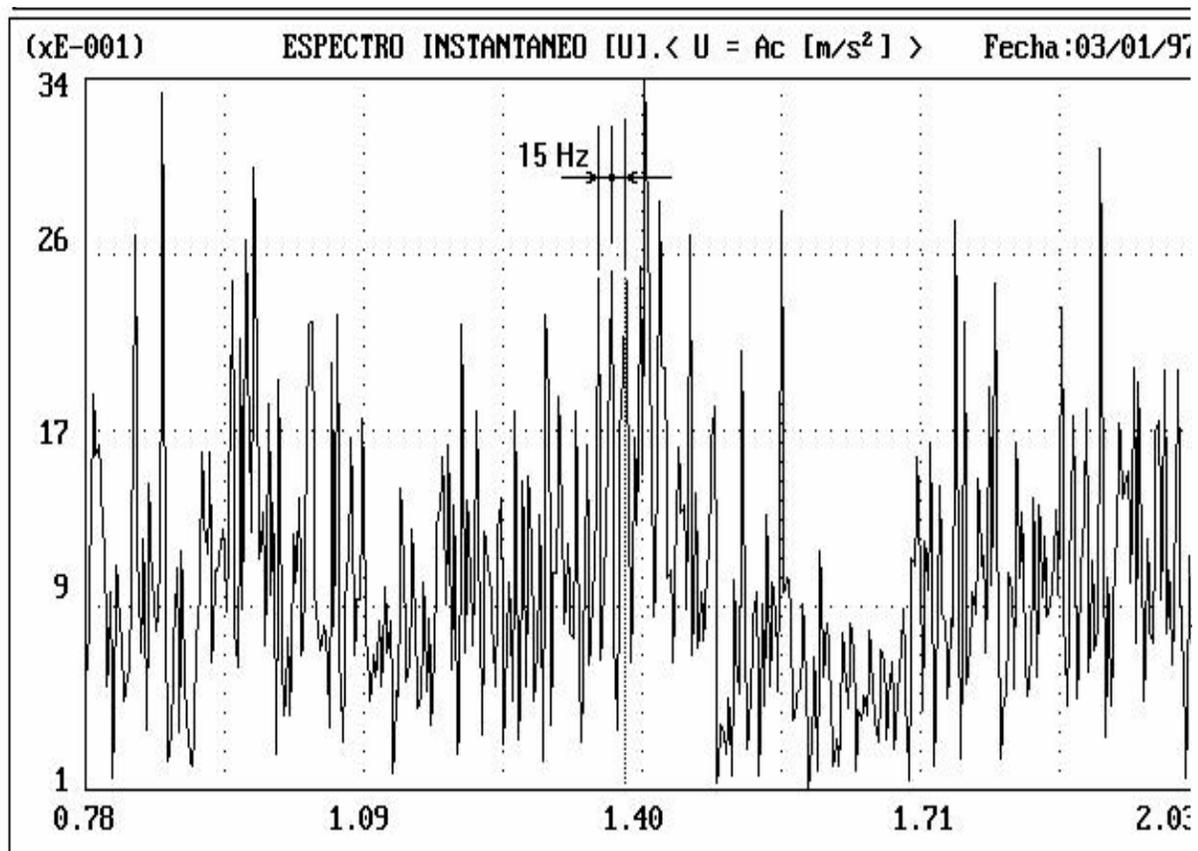


Fig. 12 ZOOM del espectro en el punto de apoyo entre 3 y 4

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 más 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 más 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.; Dynamic 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, Dvigatlestroenie, (9) : 50-55, URSS, 1989.
10. GOLOB I.; Sistema de diagnóstico de los conjuntos vibratorios del MCI, Dvigatlestroenie, (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.

ANEXO 2

Análisis de vibraciones e interpretación de datos

Jesús A. Royo
Gloria Rabanaque
Fernando Torres

DIDYF Universidad de Zaragoza

El análisis de vibraciones, la termografía, el análisis de lubricantes, entre otras son técnicas de mantenimiento predictivo que permiten hallar las causas de posibles fallos anticipándose a la avería.

Para la implantación de un mantenimiento predictivo resulta imprescindible la realización de un programa y una organización que aseguren el seguimiento constante y riguroso de los elementos que componen la empresa.

Programa de mantenimiento predictivo

Los pasos en que se basa el programa de mantenimiento predictivo se pueden explicar de la siguiente forma. El programa de mantenimiento predictivo sigue una secuencia lógica desde que se detecta un problema, se estudia, se encuentra su causa, y finalmente se decide la posibilidad de corregirlo en el momento oportuno con la máxima eficiencia. Los pasos de que consta son tres:

3. *Detección: Reconocimiento del problema.*
4. *Análisis: Localización de la causa del problema.*
5. *Corrección: Encontrar el momento y forma de solucionar el problema.*

Como se ha dicho, la detección consiste en encontrar un problema en la maquinaria. Para ello es necesario un seguimiento constante y riguroso del nivel de vibraciones de una máquina. El intervalo entre mediciones depende de cada equipo y puede variar desde dos meses a una medición continua, según el tipo e importancia en el proceso. Los puntos elegidos para tomar vibraciones son aquellos donde puede ser posible encontrar un defecto que afecte al buen funcionamiento de la maquinaria, serán lugares en los que se alojen rodamientos, ventiladores, engranajes o uniones entre ejes. En los puntos a medir se tomarán valores de velocidad, aceleración o desplazamiento, en función de la situación del punto y de las características de la máquina.

El aparato utilizado será un colector de datos junto con un programa informático que almacene los valores recogidos en las revisiones rutinarias sobre los elementos de la fábrica. A partir de un histórico de datos de los puntos de cada máquina es posible detectar un problema cuando la tendencia de valores aumenta o se modifica notablemente.

El siguiente paso es analizar el problema detectado, una vez que se ha encontrado éste, se identifican sus posibles causas. Este estudio es complicado, depende en cada caso del punto donde aparece el defecto, la posición y el entorno de la máquina. No existen rasgos que caractericen de una forma inequívoca una causa de exceso de vibración, si no que la experiencia, el sentido común y el conocimiento de cada máquina son puntos esenciales.

Por último, el paso a seguir es la corrección del fallo detectado y analizado, así, una vez encontrado un problema y analizado sus causas, es necesario estudiar las acciones a realizar para solucionarlo, a la vez que buscar el momento adecuado para su reparación, intentando que esta sea lo más eficiente posible y que afecte de forma mínima el proceso de producción, aprovechando para ello una parada o una situación en la que la carga de trabajo para la máquina sea menor que en otras.

Organización del programa de mantenimiento predictivo

Un estricto y constante seguimiento de las vibraciones de las máquinas proporciona un aviso previo a un fallo que puede obligar a su paro repentino, con lo que esto puede conllevar desde el punto de vista de producción.

A la vez, este tipo de mantenimiento puede disminuir costes en los cambios de elementos programados y que todavía pueden continuar trabajando por más tiempo. Es por tanto una forma de mejorar la eficiencia de un mantenimiento preventivo.

En la organización del mantenimiento predictivo son importantes los siguientes nueve pasos:

1. Reconocimiento de la planta

En primer lugar, antes de la implantación del mantenimiento predictivo es preciso decidir la necesidad y eficacia en una empresa. Esta decisión estará en función del tipo de máquinas, de la cantidad y de su importancia en el proceso.

2. Selección de las máquinas

Dentro de una fábrica se hará un estudio de vibraciones de acuerdo a un calendario establecido de aquellos equipos que forman parte del proceso de producción de una forma esencial, es decir, de aquellos cuyo fallo provocaría pérdidas importantes

desde el punto de vista de producción, por pérdidas económicas, dificultad y cantidad de tiempo en volver a arrancar.

De igual modo, se seguirá de forma constante la parte de la maquinaria que por su tamaño o valor económico, productivo sean importantes para la empresa.

3. Elección de técnicas óptimas para verificar

Forma de efectuar la verificación, decidir qué, cómo, cuándo, dónde se han de realizar las mediciones.

4. Implantación del predictivo

El programa de implantación del predictivo debe contener:

6. Máquinas a estudiar.
7. Sistema de medición, toma de datos y análisis de los mismos.
8. Datos para comparar.
9. Conocimiento del tipo de mantenimiento y de los medios para tomar datos.

5. Fijación y revisión de datos y límites de condición aceptable

Para fijar un límite según valores que pueden llamarse normales es esencial contar con un histórico de datos obtenido en repetidas mediciones. Un valor medio de los datos obtenidos dará el nivel de vibración aceptable de cada uno de los puntos medidos. Los límites que marcan que un valor sea aceptable serán fijados según este histórico de datos y de la experiencia. Al principio, cuando no se tiene un conjunto de valores que permitan estimar si una vibración está dentro de los límites que marcan su normalidad, la aceptación de un valor se hará mediante las instrucciones del fabricante y con las gráficas de severidad.

6. Mediciones de referencia

Siempre se tendrá una medida de referencia con la que se compararán cada una que se tome para ver si está entre los límites de aceptabilidad.

7. Recopilación, registro y análisis de las tendencias.

Aquí se tratará de detectar un posible defecto en la máquina.

8. Análisis de la condición de la máquina

En este paso se confirmará si existe realmente un fallo y se determinarán sus causas y la evolución que pueden sufrir.

9. Corrección de fallos.

Vibraciones

Definición y características

Para empezar se puede dar una definición y características de la vibración. La vibración es el movimiento de vaivén de una máquina o elemento de ella en cualquier dirección del espacio desde su posición de equilibrio. Generalmente, la causa de la vibración reside en problemas mecánicos como son: desequilibrio de elementos rotativos; desalineación en acoplamientos; engranajes desgastados o dañados; rodamientos deteriorados; fuerzas aerodinámicas o hidráulicas, y problemas eléctricos. Estas causas como se puede suponer son fuerzas que cambian de dirección o de intensidad, estas fuerzas

son debidas al movimiento rotativo de las piezas de la máquina, aunque cada uno de los problemas se detecta estudiando las características de vibración.

Las características más importantes son: frecuencia, desplazamiento, velocidad, aceleración, *spike energy* (energía de impulsos).

La frecuencia es una característica simple y significativa en este análisis. Se define como el número de ciclos completos en un período de tiempo. La unidad característica es cpm (ciclos por minuto). Existe una relación importante entre frecuencia y velocidad angular de los elementos rotativos. La correspondencia entre cpm y rpm (ciclos por minuto-revoluciones por minuto)

www.guemisa.com

identificará el problema y la pieza responsable de la vibración. Esta relación es debida a que las fuerzas cambian de dirección y amplitud de acuerdo a la velocidad de giro. Los diferentes problemas son detectados por las frecuencias iguales a la velocidad de giro o bien múltiplos suyos. Cada tipo de problema muestra una frecuencia de vibración distinta.

La amplitud de la vibración indica la importancia, gravedad del problema, esta característica da una idea de la condición de la máquina. Se podrá medir la amplitud de desplazamiento, velocidad o aceleración. La velocidad de vibración tiene en cuenta el desplazamiento y la frecuencia, es por tanto un indicador directo de la severidad de vibración. La severidad de vibración es indicada de una forma más precisa midiendo la velocidad, aceleración o desplazamiento según el intervalo de frecuencias entre la que tiene lugar, así para bajas frecuencias, por debajo de 600 cpm, se toman medidas de desplazamiento. En el intervalo entre 600 y 60.000 cpm, se mide velocidad, y para altas frecuencia, mayores a 60.000 cpm, se toman aceleraciones.

La velocidad es otra característica importante en la vibración, gráficamente se puede ver en la figura 1.

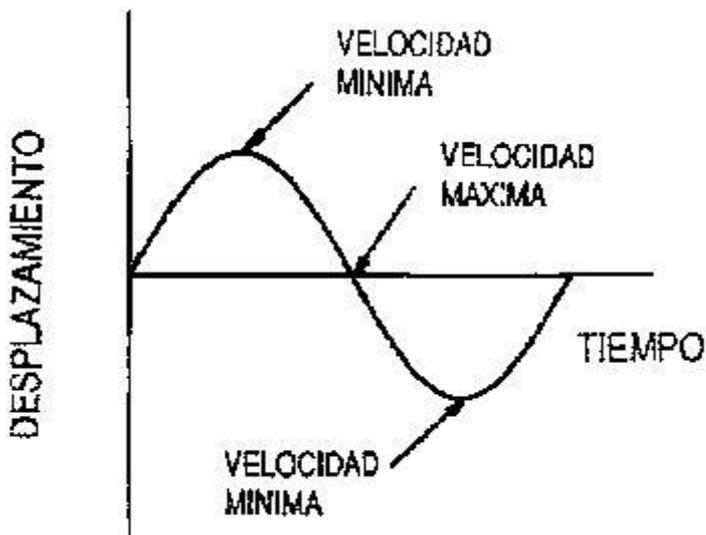


Fig. 1. Gráfica de la velocidad de un objeto que vibra.

Se mide la velocidad de pico mayor de todo el recorrido que realiza el elemento al vibrar. La unidad es mm/s. El cambio de esta característica trae consigo un cambio de aceleración. La velocidad tiene una relación directa con la severidad de vibración, por este motivo es el parámetro que siempre se mide. Las vibraciones que tienen lugar entre 600 y 60.000 cpm se analizan teniendo en cuenta el valor de la velocidad.

La aceleración está relacionada con la fuerza que provoca la vibración, algunas de ellas se producen a altas frecuencias, aunque *velocidad y desplazamiento sean pequeños* En la figura 2, se puede ver la aceleración de vibración.

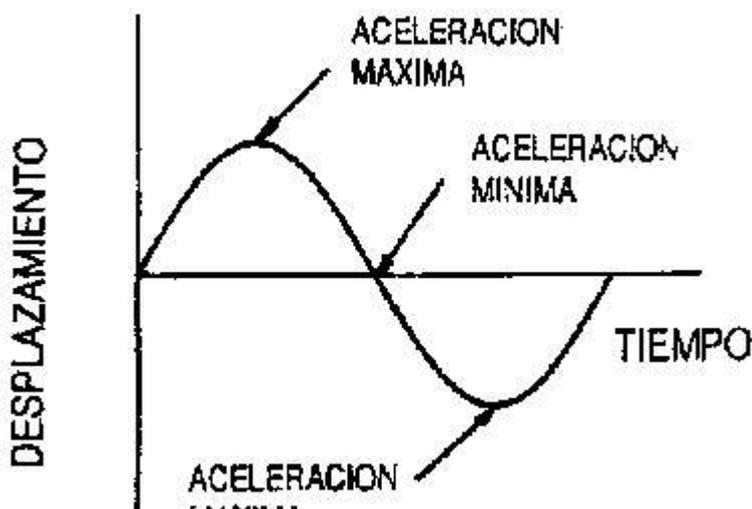


Fig. 2. Gráfica de la aceleración de un objeto que vibra.

www.guemisa.com

El *spike energy* o energía de impulsos proporciona información importante a la hora de analizar vibraciones. Este parámetro mide los impulsos de energía de vibración de breve duración y, por lo tanto, de alta frecuencia.

Pueden ser impulsos debidos a: Defectos en la superficie de elementos de rodamientos o engranajes. Rozamiento, impacto, contacto entre metal-metal en máquinas rotativas. Fugas de vapor o de aire a alta presión. Cavitación debida a turbulencia en fluidos.

Sin este parámetro es muy difícil detectar engranajes o rodamientos defectuosos. Con esta medida se encuentran rápidamente las vibraciones a altas frecuencias provocadas por estos defectos. El valor de *spike energy* es básicamente una medida de aceleración, pero tiene como unidad g-SE.

Severidad de vibración

Un punto importante a la hora de hablar de vibraciones es conocer la severidad de vibración, ella indica la gravedad que puede tener un defecto. La amplitud de la vibración expresa la gravedad del problema, pero es difícil establecer valores límites de la vibración que detecten un fallo.

La finalidad del análisis de vibraciones es encontrar un aviso con suficiente tiempo para poder analizar causas y forma de resolver el problema ocasionando el paro mínimo posible en la máquina. Una vez obtenido un histórico de datos para cada elemento de las máquinas que se estudian, el valor medio refleja la normalidad en su funcionamiento. Desviaciones continuas o excesivas indicarán un posible fallo que será identificado después, teniendo en cuenta la frecuencia a la que se producen las mayores vibraciones.

Cuando no se posee histórico de datos para una máquina, puede analizarse la severidad de vibración teniendo en cuenta las siguientes gráficas (figs. 3 y 4):

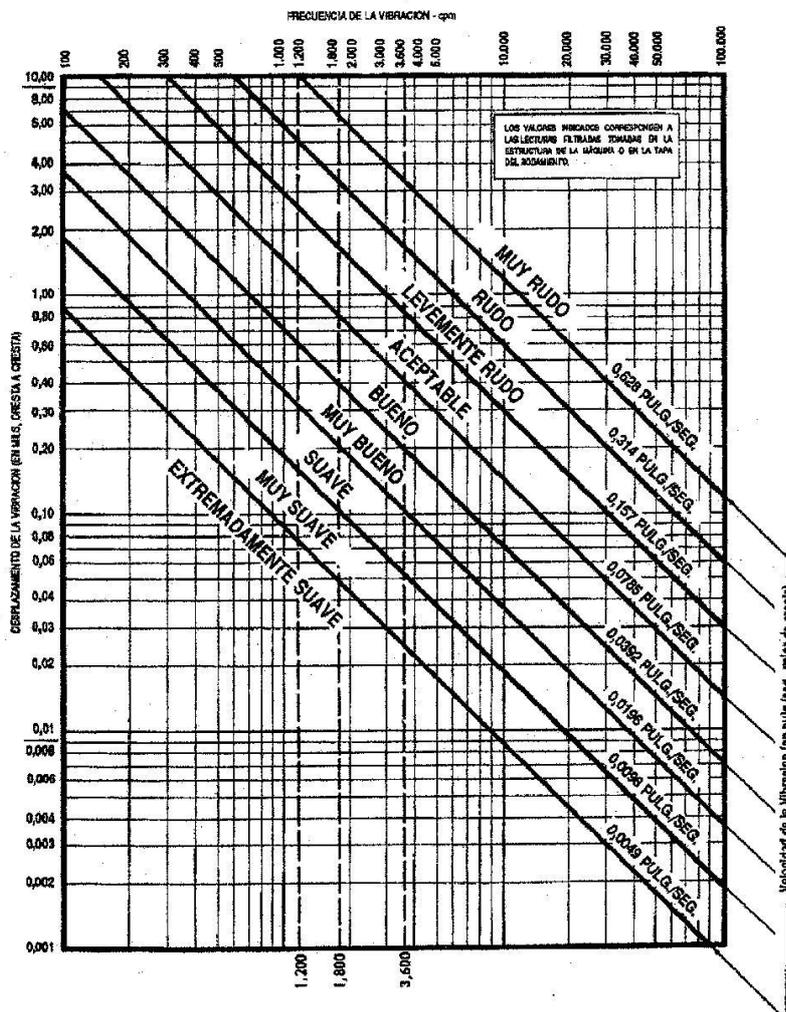


Fig. 3. Gráfica de la severidad de la velocidad y el desplazamiento.

www.guemisa.com

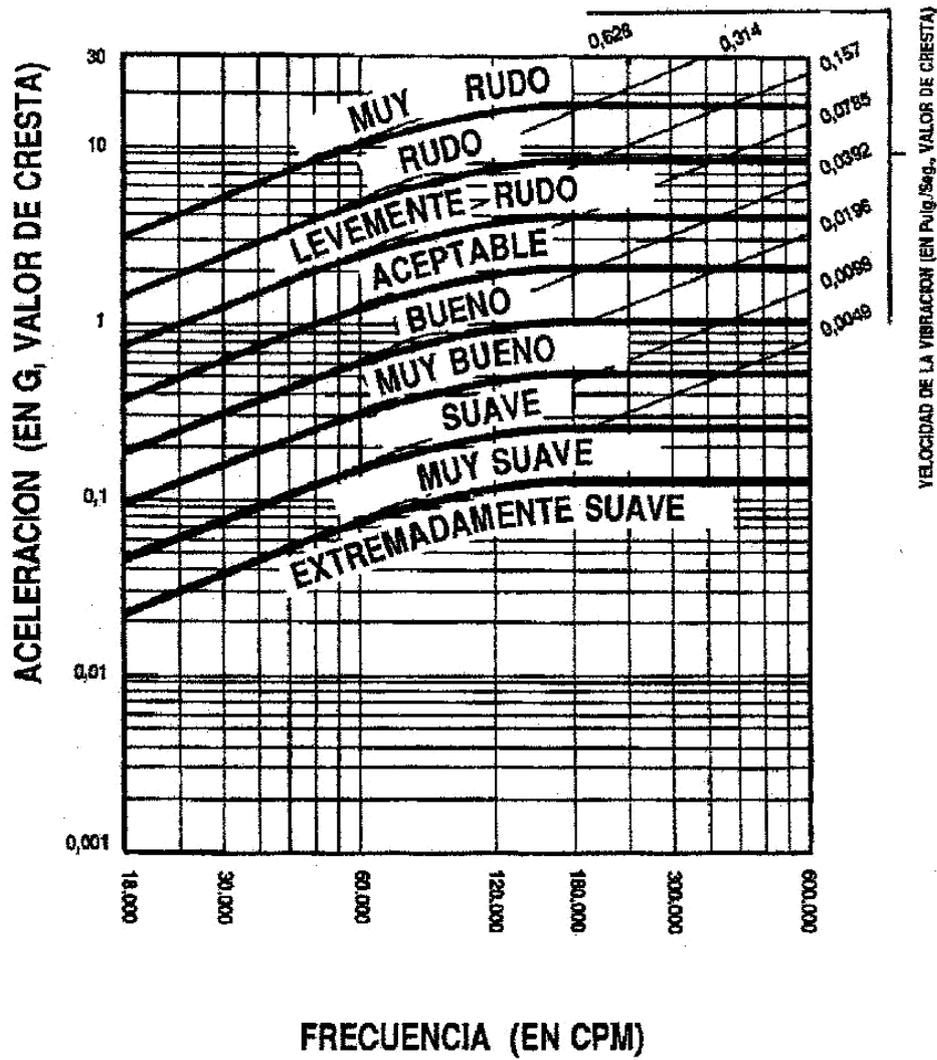


Fig. 4. Gráfica de la severidad de la velocidad de aceleración.

Análisis

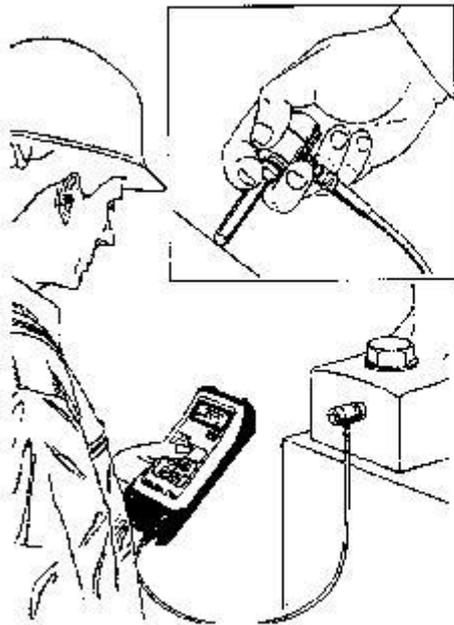
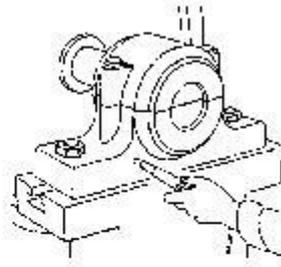


Fig. 5. Toma de datos con transductor.



La esencia del estudio de vibraciones es realizar el análisis de las mismas. El análisis de datos consta de dos etapas: adquisición e interpretación de los datos obtenidos al medir la vibración de la máquina. El fin a alcanzar es determinar las condiciones mecánicas del equipo y detectar posibles fallos específicos, mecánicos o funcionales.

La adquisición de datos es el primer y principal paso a dar para hacer un análisis de vibraciones. Los datos a tomar, desplazamiento, velocidad o aceleración dependerán de la velocidad de la máquina, de acuerdo con su relación equivalente de frecuencia ($\text{rpm}=\text{cpm}$). Así,

para bajas rpm, (bajos cpm), se tomarán datos de desplazamientos. Para velocidades que estén dentro del orden de 600 y 60.000 rpm, se medirán velocidades. Y para los que sean de orden superior, los datos a tomar serán aceleraciones (fig. 5).

Pasos a seguir en la adquisición de datos:

7. Determinación de las características de diseño y funcionamiento de la máquina, como son: velocidad de rotación de la máquina, tipo de rodamiento, engranaje y condiciones del entorno en que esté situada como es el tipo de apoyo, acoplamientos, ruido, etc. También habrá que tener en cuenta las condiciones de funcionamiento como velocidad y cargas entre otras que normalmente afectarán a las mediciones de vibración.

8. Determinación de la finalidad de la vibración que podrá incluir:

Medidas de rutina para detectaren un momento determinado un posible fallo y determinar las causas que lo originan. Medidas para crear un histórico de datos y con él obtener un valor de base, sobre el que estará el valor de vibración que deba

tener la máquina cuando sus condiciones de trabajo sean normales.

www.guemisa.com

Toma de datos antes y después de una reparación, la medida de antes pondrá de manifiesto el problema, elemento defectuoso y será más eficaz así su reparación. Después de la reparación se tomarán medidas que indiquen la evolución del elemento sustituido o la corrección del defecto existente.

4. Selección de los parámetros de medición: desplazamiento, velocidad, aceleración, *spike energy*. Ellos determinarán el transductor a utilizar.

5. Determinación de posición y dirección de las medidas con los transductores, la vibración se tomará generalmente en rodamientos de la máquina o puntos donde sea más probable un fallo por acoplamiento, equilibrio, puntos donde se transmitan las fuerzas vibratorias.

Los tres sentidos principales en una medición son horizontal, vertical y axial. Sentidos radiales son horizontal y vertical, y se toman con eje del transductor a 90° respecto al eje de rotación, como se observa en la figura 6.

6. Selección del instrumento de medición y transductores.

7. Determinación del tipo específico de datos requeridos para la interpretación de las medidas realizadas. Así se ahorrará tiempo a la hora de realizar las medidas y se obtendrá de estas, información más útil en el análisis.

Los datos obtenidos pueden ser: valores de magnitud total, espectro de frecuencias amplitud-frecuencia que indica el tipo de problema existente, amplitud-tiempo para vibraciones transitorias rápidas o vibraciones muy lentas, *spike energy* en rodamientos, engranajes y

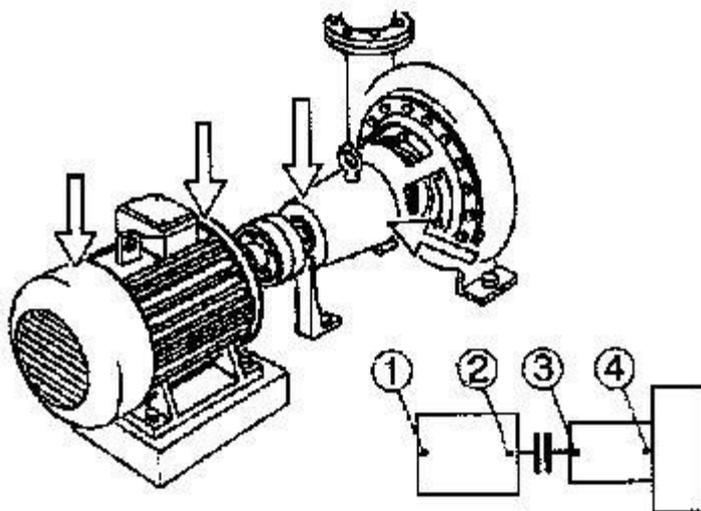


Fig. 7. Puntos de toma de datos de motor y bomba.

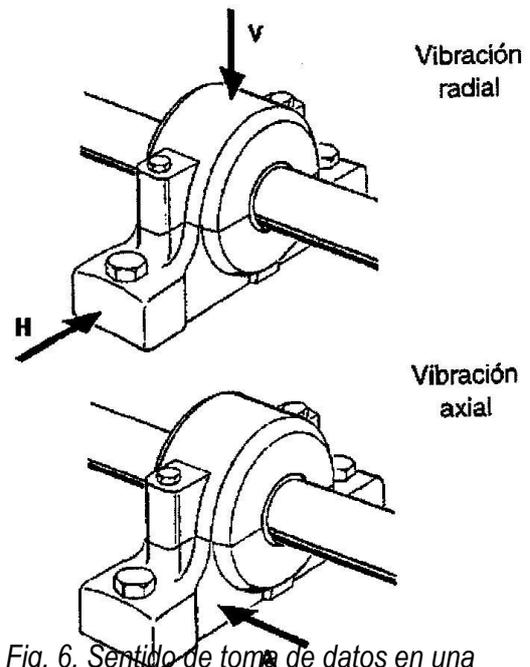


Fig. 6. Sentido de toma de datos en una silla.

problemas de cavitación (fig. 7).

5. Toma de datos. Paso esencial en el análisis, precisa de atención y fiabilidad de las medidas tomadas.

A la hora de la adquisición de datos es importante tener en cuenta:

┌ Secuencias de medición, tomar datos correctos y lo más rápido posible, evitan tiempo perdido.

┌ Lugar de toma de datos siempre será el mismo, con el transductor unido de una forma firme, para la veracidad de los datos.

• Seguimiento de la máquina, es decir, mantener un contacto con los operarios que trabajan con ella y los de mantenimiento, ellos serán las personas que conocen de cerca la máquina.

e) Controlar el entorno exterior de la máquina, aspecto, ruido, etc.

6. Atender tendencias inesperadas. Estar preparado para tomar mas datos, medidas cuando pueda haber signos de algún problema.

7. Mantener sólo datos coherentes, tomados con precisión.

8. Comparar con máquinas similares y en igual forma de trabajo.

Por tanto, se puede decir que la toma de datos es un paso esencial para un buen análisis de vibraciones. Para una buena interpretación de los datos es necesario tener unos datos fiables que hayan sido tomados de una forma metódica y precisa. Así podrá hacerse un diagnóstico de algún problema lo más exacto posible.

www.guemisa.com

Identificación de causas de vibraciones. Interpretación de datos

Una vez obtenidos de una forma metódica y precisa los datos de vibraciones de una máquina donde se ha detectado un problema, es necesario identificar cual ha sido su causa y así buscar la forma y momento de reparación más eficiente, es decir, que elimine el fallo y su coste económico sea el mínimo posible.

Un defecto puede localizarse al comparar las amplitudes de las vibraciones tomadas. Normalmente una máquina que funciona correctamente tiene valores que suelen seguir una línea con tendencia ligeramente ascendente o constante. Cuando en algún momento los valores aumentan o la tendencia asciende de una forma inesperada, se puede pensar en la presencia de algún problema.

Generalmente los valores de amplitud que se comparan son los de velocidad, una vez observado que esta ha aumentado de una forma inesperada, es importante comparar los valores de la energía de impulsos (g), estos valores indicarán la gravedad del problema. Así un fallo puede detectarse al encontrar una tendencia de velocidad ascendente de forma imprevista y unos valores del parámetro g altos. También es posible que existiendo un problema haya valores de *spike energy* altos y de repente disminuyan y poco a poco aumenten, esto puede dar lugar a un fallo total, donde la máquina deje de funcionar. Valores altos de *spike energy* pueden ser indicadores en la mayor parte de los casos de problemas de rodamientos, acoplamientos y en los casos más extraños de problemas hidráulicos.

Generalmente la máxima amplitud de vibración se da en los puntos donde se localiza el problema, aunque muchas veces la vibración es transmitida a otros puntos de la máquina aunque en ellos no se encuentre el problema. El análisis de las gráficas puede indicar el tipo de defecto existente, pero muy pocas veces aparecen problemas únicos y por tanto espectros donde se refleje un defecto claramente. La experiencia y el conocimiento de la máquina son dos factores fundamentales a la hora de identificar la causa que produce una vibración importante.

Es esencial una vez corregido el problema seguir la evolución de la reparación, de esta forma se conocerá si realmente existía el defecto, si estaba situado en el punto con máxima vibración y lo que es más importante, seguir la evolución tras la reparación y asegurarse que el problema ha desaparecido.

El estudio de los datos de vibraciones, de sus espectros es la base para encontrar las causas y la forma de corregir el defecto que ellas indican. Sólo es importante prestar especial atención a las vibraciones que vayan acompañadas de otros efectos como ruido, pérdida de aceite o cualquier fallo, o bien los valores de amplitudes que sean excesivos comparados con otros en funcionamiento correcto, en esos casos se analizará la forma de los espectros que identificarán las causas de los problemas. Los problemas mecánicos más comunes en las máquinas que producen vibraciones son desequilibrio entre ejes, falta de alineación de acoplamientos, defectos en rodamientos y engranajes y problemas eléctricos. A continuación se pueden ver la forma de identificar estos problemas analizando los datos y espectros de vibraciones.

Desequilibrio

Esta es una de las causas más probable de que exista vibración en las máquinas, en casi todos los elementos es fácil encontrar un pico en el gráfico de amplitud frente a frecuencia, que denote un pequeño desequilibrio.

Como se puede ver en el siguiente gráfico (fig. 8) hay un pico en una frecuencia que coincide con la velocidad de giro.

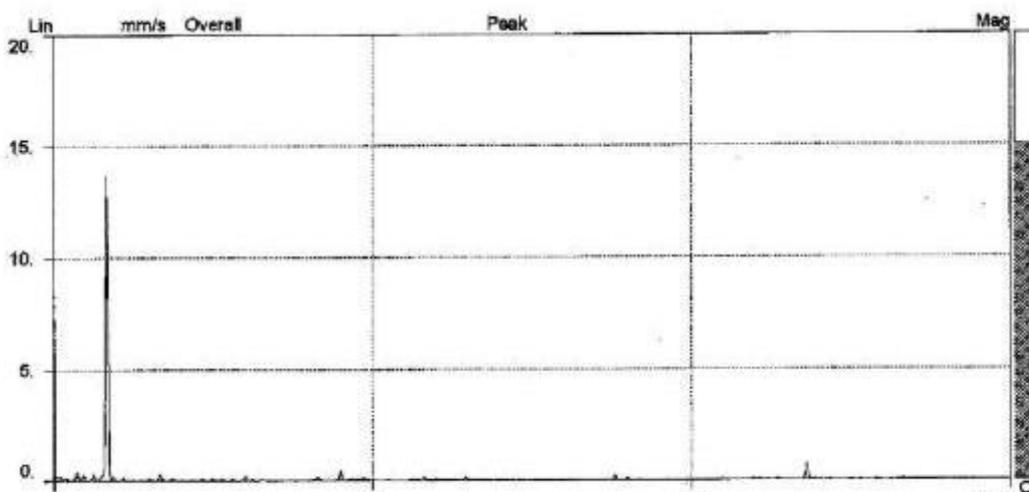


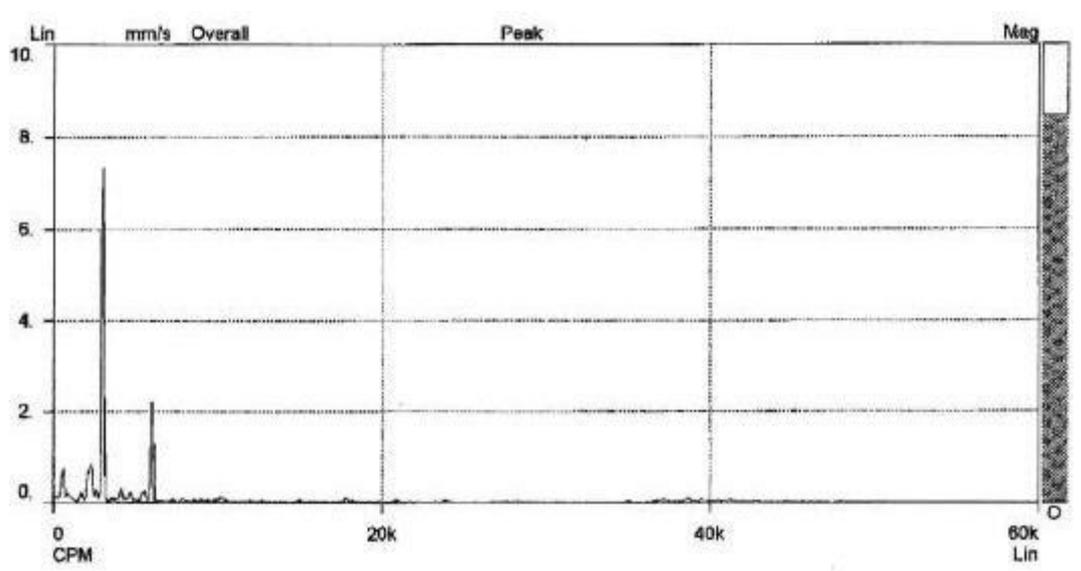
Fig. 8. Espectro de velocidad de un problema de desequilibrio.

www.guemisa.com

Para conocer la cantidad de desequilibrio hay que encontrar la amplitud de la vibración en la frecuencia igual a 1 x rpm. La amplitud es proporcional a la cantidad de desequilibrio. Normalmente, la amplitud de vibración es mayor en sentido radial (horizontal y vertical) en las máquinas con ejes horizontales, aunque la forma de la gráfica sea igual en los tres sentidos.

Como se ha dicho antes, para analizar datos de vibraciones son tan importantes la experiencia y el conocimiento de la máquina como los datos tomados en ella. Cuando aparece un pico en frecuencia igual a 1 x rpm. El desequilibrio no es la única causa posible, la desalineación también puede producir picos a esta frecuencia. Al aparecer vibraciones en esta frecuencia como otras causas posibles están los engranajes o poleas excéntricas, falta de alineamiento o eje torcido si hay alta vibración axial, bandas en mal estado (si coincide con sus rpm), resonancia o problemas eléctricos, en estos casos además del pico a frecuencia de 1 x rpm habrá vibraciones en otras frecuencias.

Desalineación



Es un problema muy común debido a la dificultad que supone alinear dos ejes y sus rodamientos de forma que no se originen fuerzas que produzcan vibraciones.

La forma de vibración de un eje torcido es similar a la de una mala alineación angular.

Para reconocer una vibración debida a una desalineación en la gráfica se pueden ver picos a frecuencias iguales a la velocidad de giro del eje, de dos o tres veces esta velocidad en situaciones donde este problema sea grave. Un ejemplo del espectro de este problema se observa en la figura 9, la forma de la gráfica será similar en las tres direcciones, variando únicamente la amplitud. Igual que en todos los casos, la amplitud es proporcional a la gravedad del defecto, aquí de desalineación. Este fallo puede presentar alta vibración en sentido axial además de radial. Así siempre que exista una alta vibración en axial y radial, y si la axial es mayor que la mitad de la radial puede existir un problema de desalineación o ejes torcidos.

En la figura 10 se pueden ver los tres tipos básicos de desalineación, en paralelo, angular y una combinación de ambos.

La falta de alineación en paralelo, figura 11, produce sobre todo vibración en dirección radial con frecuencia igual al doble de la velocidad de giro del eje.

www.guemisa.com

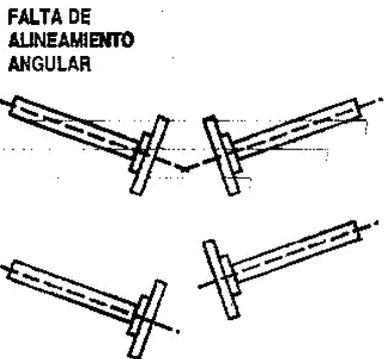
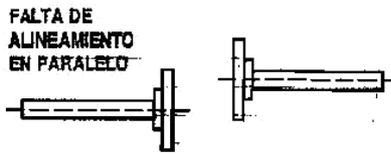


Fig. 10. Tipos de falta de alineación.

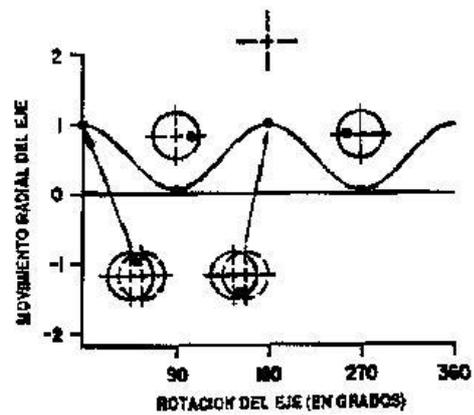
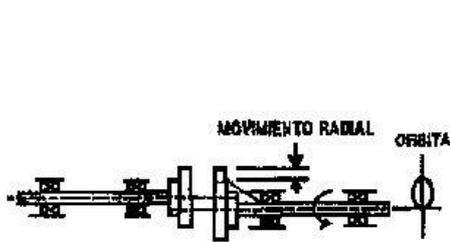


Fig. 11. Falta de alineación en paralelo.

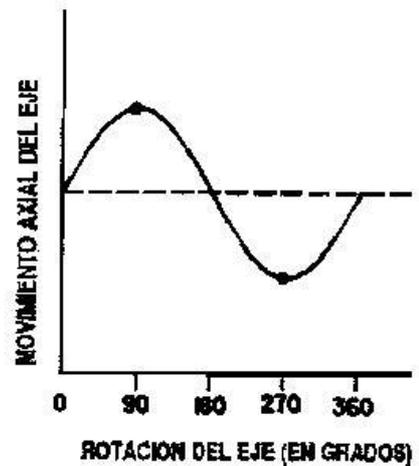
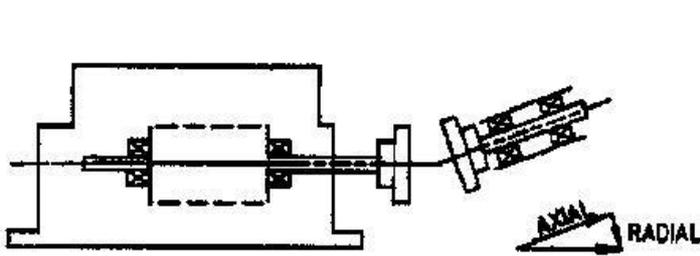


Fig. 12. Falta de alineación angular.

La falta de alineación angular, representada en la figura 12, da vibración en dirección axial en los dos ejes a una frecuencia

igual a 1 x rpm.

Las condiciones de una desalineación no siempre llevan consigo un acoplamiento.

Una desalineación entre eje y su rodamiento, figura 13, es un ejemplo usual de este defecto y que sólo se elimina corrigiendo la colocación del rodamiento.

Un casquillo mal alineado con su eje, como se ve en la figura 13, no crea vibración importante, a menos que además exista un problema de desequilibrio, este defecto sería el que produciría una falta de alineación.

Engranajes

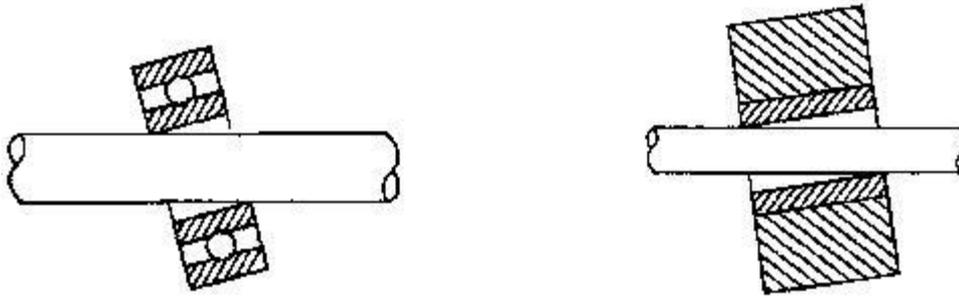


Fig. 13. Rodamiento y casquillo mal alineados respecto al eje.

Este defecto se puede observar al encontrar picos a frecuencias que coinciden con múltiplos enteros de la velocidad de giro del engranaje que falla, además existirá vibración de amplitud menor de forma simétrica a la frecuencia del engranaje. En la figura 14 se pueden observar picos de valor importante a frecuencias que son múltiplos de la velocidad de giro de un piñón, de forma simétrica a estos picos existen otros de valor muy pequeño y separados una distancia igual a la velocidad de giro.

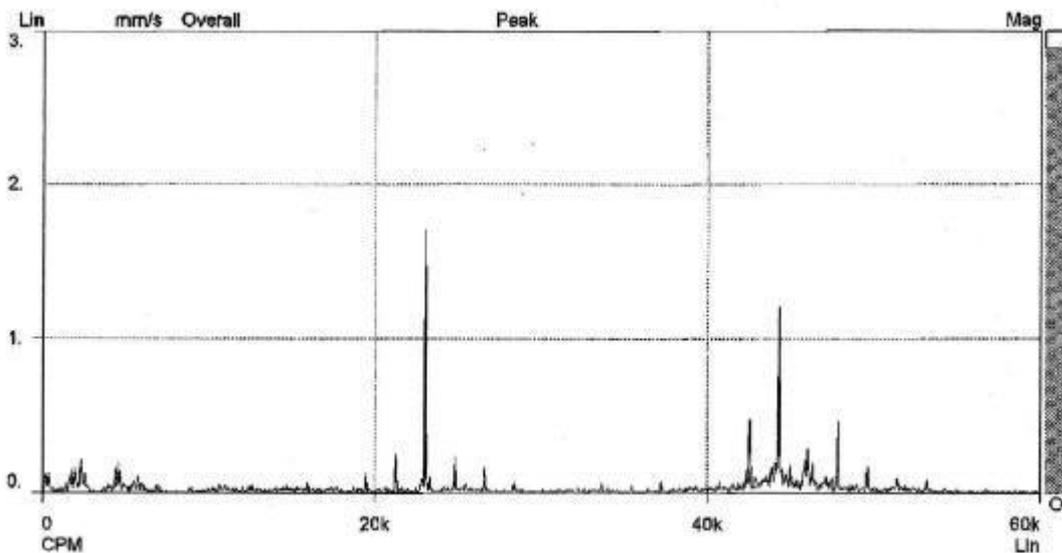


Fig. 14. Espectro de velocidad de un problema de engranaje.

Los problemas de engrane que dan esta vibración son: desgaste excesivo de los dientes, inexactitud de los dientes, fallos de lubricación, elementos extraños entre dientes. Las vibraciones causadas por defectos de engranajes pueden ser detectadas en varios puntos de las máquinas. Esta es una característica que diferencia una gráfica causada por un engranaje con poca carga y la vibración producida por un rodamiento, ya que el diagrama de amplitud frente a frecuencia puede dar lugar a confusión cuando la carga del piñón es baja.

Tanto el fallo de engranaje como el de un rodamiento, llevan consigo también la aparición de ruido.

Problemas eléctricos

La vibración es creada por fuerzas desiguales que pueden ser causadas por la forma interna de elemento. Es complicado reconocer gráficamente este problema, ya que no tiene características que indiquen de forma sencilla que esta es la causa de vibración.

El espectro puede llevar a errores por ser similar a la del desequilibrio, solo que aquí al desconectar la corriente el problema

www.guemisa.com

desaparecerá. Se detectarán picos mayores a distancias iguales a cuatro veces la velocidad de giro si los polos son cuatro, distinguiendo la vibración separada una frecuencia coincidente con la velocidad de giro. En la figura 15 se ve el espectro que da este tipo de problema.

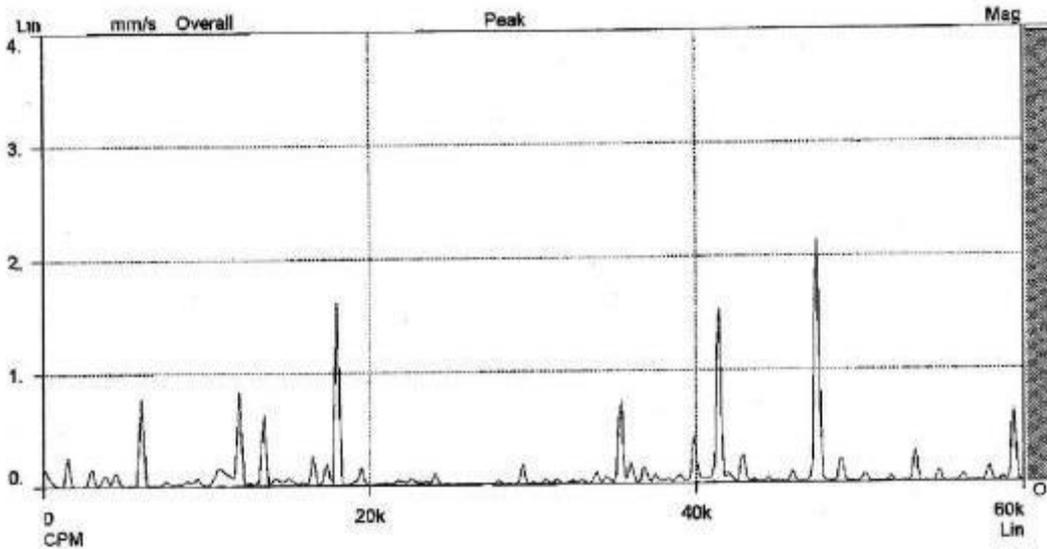


Fig. 15. Espectro de velocidad de un problema eléctrico.

Rodamientos

Fallos en elementos del rodamiento dan vibración a unas frecuencias altas no relacionadas con la velocidad de rotación y de amplitud también aleatoria. A continuación, en las figuras 16 y 17 se pueden observar los espectros de velocidad y aceleración, respectivamente, de un rodamiento de bolas defectuoso.

Es relativamente fácil reconocer este fallo a ver la gráfica de amplitud-frecuencia, ya que se caracteriza por tener muchos picos juntos a altas frecuencias y de amplitud variable que dependerá de la gravedad del problema. La frecuencia a la que se produce la máxima amplitud puede dar una idea del elemento defectuoso del rodamiento. Los defectos en elementos rodantes, pistas de rodamiento o jaula de retención generan fuerzas que se transmiten al alojamiento y estructura que les rodea.

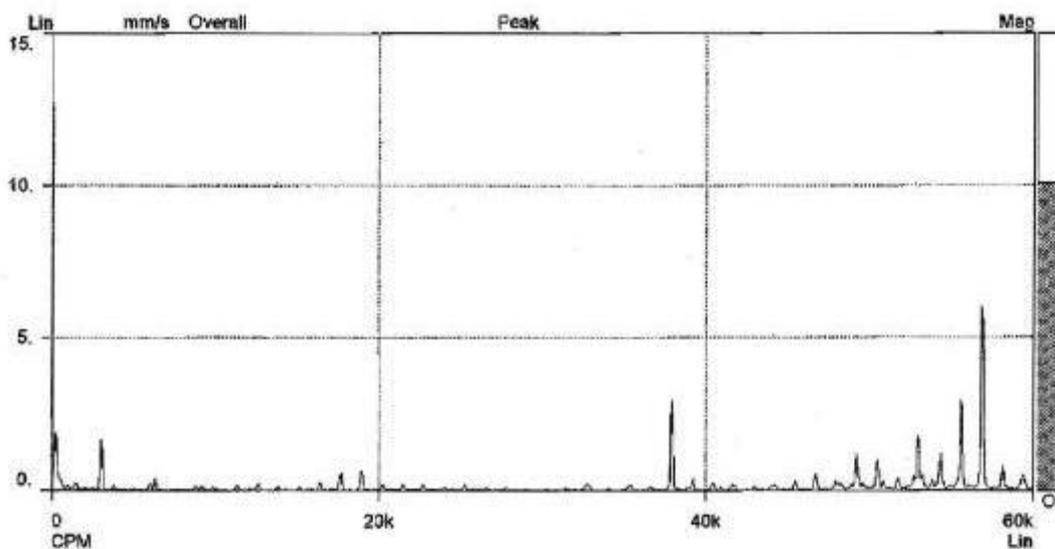


Fig. 16. Espectro de velocidad de un rodamiento defectuoso.

www.guemisa.com

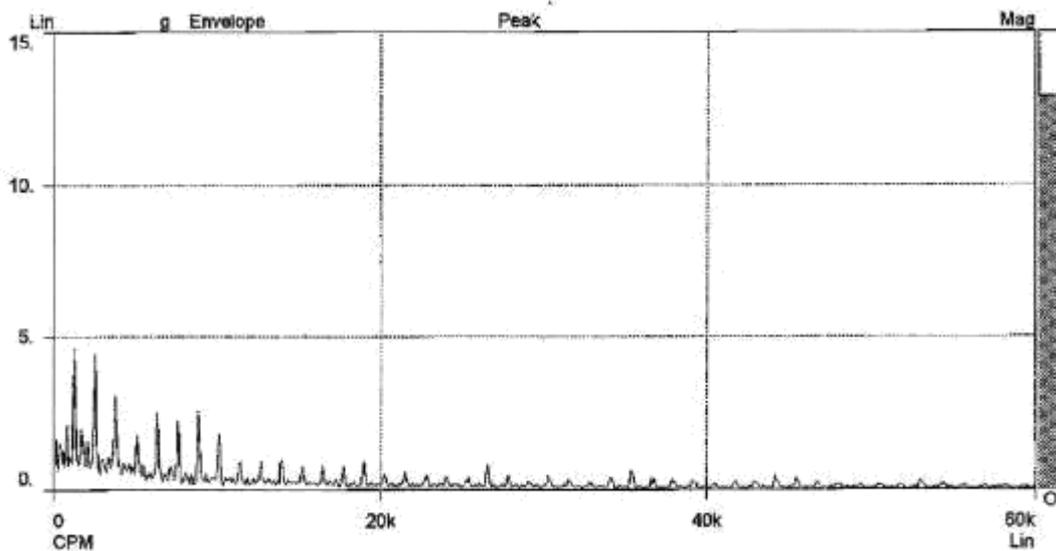
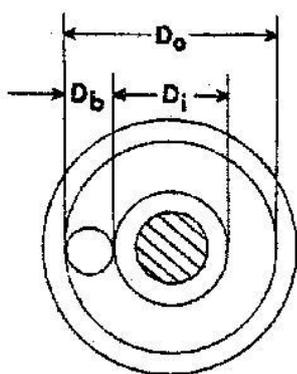


Fig. 17. Espectro del parámetro g de un rodamiento defectuoso.



Nota: Eje en rotación, pista de deslizamiento externa fija

Defecto de la jaula o de una bola $F_{(jaula)} = \frac{D_i}{D_i + D_o} \times rpm$

Defecto de una bola $F_{(bola)} = \frac{D_o}{D_o} \times \frac{D_i}{D_i + D_o} \times rpm$

Defecto de la pista de deslizamiento interna $F_{(int)} = \frac{D_o}{D_i + D_o} \times M \times rpm$

Defecto de la pista de deslizamiento externa $F_{(ext)} = \frac{D_i}{D_i + D_o} \times M \times rpm$

Donde: D_i = diámetro de la pista de deslizamiento interna
 D_o = diámetro de la pista de deslizamiento externa
 D_b = diámetro de la bola
 M = cantidad de bolas en el rodamiento
 rpm = velocidad de rotación del eje
 F = frecuencia del defecto en cpm

Para detectar que tipo de fallo existe se ha de obtener la frecuencia a la que la amplitud es mayor y comparar con las calculadas según las fórmulas dadas en la figura 18.

Cuando esta es la causa de la vibración es importantísimo conocer el valor de *spike energy*, con este parámetro se puede intuir la gravedad del problema. La gráfica que representa g-frecuencia indica que la vibración del rodamiento a alta frecuencia es inestable y generada al azar.

Así el estado de la máquina se identifica según la siguiente tabla:

	Nivel de vibración			
Estado máquina	Desplazamiento	Velocidad	Aceleración	<i>Spike energy</i>
Buenas condiciones	Normal	Normal	Normal	Normal
Rodamiento defectuoso Funcionamiento	Normal	Normal	Normal	Alto
Rodamiento defectuoso Funcionamiento	Normal	Normal	Alto	Alto
Problemas Analizar, parar	Normal	Alto	Alto	Alto
Problemas Analizar, parar	Alto	Alto	Alto	Alto

El fallo de un rodamiento se detecta sólo en la medida realizada en él, es decir, no se transmitirá al resto de los puntos de la máquina. Exteriormente el rodamiento defectuoso se notará por el exceso de ruido.

www.guemisa.com

Los rodamientos son elementos importantes en la máquina y cuyo fallo puede dar problemas más graves, por eso es necesario tener un especial cuidado con ellos. Pueden fallar por errores en el montaje, lubricación inadecuada, defectos internos en la fabricación, corriente eléctrica, desalineación, rodamiento no preparado para la carga que soporta. Estas son las causas más comunes de fallo. Por tanto, el análisis de vibraciones es una técnica, que aunque no exacta, es capaz de encontrar fallos en máquinas, anticipándose a la avería. Las ventajas de realizar este tipo de mantenimiento son la desaparición de fallos repentinos en los equipos estudiados, conocimiento del estado de la máquina en cada momento. Así se disminuyen los costes económicos por reparaciones imprevistas, paro en el proceso de producción, cambios de elementos que todavía pueden seguir funcionando, aumento de la eficiencia y disminución de costes de una parada, además de todo esto, ayuda a mejorar el mantenimiento preventivo a realizar en la fábrica. Detrás de todo esto las ventajas que ofrece este estudio son sobre todo de tipo económico, de seguridad frente a averías repentinas.

A new model for dry and lubricated cylindrical joints with clearance in spatial flexible multibody systems

Qiang Tian · Cheng Liu · Margarida Machado · Paulo Flores

Received: 10 May 2010 / Accepted: 14 September 2010 / Published online: 9 October 2010 © Springer Science+Business Media B.V. 2010

Abstract A new approach to model and analyze flexible spatial multibody systems with clearance of cylindrical joints is presented in this work. The flexible parts are modeled by using absolute nodal coordinate formulation (ANCF)-based elements, while the rigid parts are described by employing the natural coordinate formulation (NCF), which can lead to a constant system mass matrix for the derived system equations of motion. In a simple way, a cylindrical joint with clearance is composed of two main elements, that is, a journal inside a bearing. Additionally, a lubricant fluid can exist between these two mechanical elements to reduce the friction and wear and increase the system's life. For the case in which the joint is modeled as a dry contact pair, a technique using a continuous approach for the evaluation of the contact force is applied, where the energy dissipation in the form of hys-

M. Machado
e-mail: margarida@dem.uminho.pt

P. Flores
e-mail: pflores@dem.uminho.pt

Q. Tian (✉) · C. Liu

Department of Mechanics, School of Aerospace Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China
e-mail: tianqiang_hust@yahoo.com.cn

M. Machado · P. Flores
Department of Mechanical Engineering, University of Minho, Campus de Azurém, 4800-058 Guimarães, Portugal

teresis damping is considered. Furthermore, the frictional forces developed in those contacts are evaluated by using a modified Coulomb's friction law. For the lubricated case, the hydrodynamic theory for dynamically loaded journal bearings is used to compute the forces generated by lubrication actions. The lubricated model is based on the Reynolds equation developed for the case of journal bearings with length-to-diameter ratios up to 1. Using this approach, the misalignment of the journal inside the bearing can be studied. Finally, two demonstrative examples of application are used to provide results that support the discussion and show the validity of the proposed methodologies.

Keywords Clearance cylindrical joint · Absolute nodal coordinate formulation (ANCF) · Natural coordinate formulation (NCF) · Dry contact forces · Lubrication forces · Journal misalignment

1 Introduction

It is well known that the classical dynamic analysis of spatial multibody systems does not take into account factors such as flexibility of the bodies or clearance in the joints [1–3]. In fact, clearances are inevitable and necessary to allow for the assembly and correct functioning conditions of the pair elements. Other reasons for the existence of the clearances in mechanical systems are manufacturing tolerances [4], wear [5],

thermal effects [6], and local deformations [7]. As a consequence, the contact–impact forces developed at the clearance joints can greatly affect the dynamic re-sponses of the system and eventually lead to important deviations from their ideal outcome [8–10]. Moreover, the contact–impact phenomenon causes high-frequency vibration and joint wear, which will further reduce the mechanisms performance and service life.

Over the last few decades a significant number of research works have proposed several approaches to model and analyze multibody systems with clearance joints [11–20]. However, the range of application of most of these works is somewhat restricted in the sense that they are valid for planar multibody systems with dry clearance joints. In the most general case of multi-body systems, the motion allowed is in the spatial domain, as is the case of vehicle models, car suspension, and robotic manipulators. Tian et al. [21] and Flores and Lankarani [22] are among the very few that modeled spatial multibody systems with lubricated spherical joints. In fact, one of the most commonly used solutions to avoid or reduce the metal-to-metal contact within the clearance joints is to include a fluid lubricant between the joint elements. Some relevant research works on multibody systems with lubricated joints for planar

applications have been presented. Roger and Andrews [23] developed a two-dimensional mathematical model for the journal-bearing elements which takes into account the effect of clearance, surface compliance, and lubrication. However, their lubrication model only accounts for the squeeze-film effect. Liu and Lin [24] extended Roger and Andrews' work to include both squeeze-film and wedge-film actions. Ravn et al. [25] proposed a modified force model for the lubricated long bearings in the multibody systems. Schwab et al. [26], basing their work on that of Moes et al. [27], applied the impedance method to model lubricated revolute joints in a slider-crank mechanism. More recently, Flores and co-workers [28], in a very complete paper, compared the effect of different lubrication force models on dynamic response of the rigid multibody systems with lubricated planar revolute joints. Tian et al. [29] extended the work of Flores et al. to include the effect of the flexibility of the bodies in multibody systems including lubricated joints. Stefanelli et al. [30] investigated the dynamic behavior of the rigid rotor system with lubricated cylindrical joints in which the journal misalignment was taken into account. However, this work was only applied to isolated journal-bearing systems.

constrained flexible spatial multibody systems
that include cylindrical

The main goal of this work is to present a new approach for dynamic analysis of flexible spatial multibody mechanical systems that include cylindrical joints with clearance and lubrication effects. In the sequel of this process, the main issues associated with the absolute nodal coordinate formulation (ANCF) and natural coordinate formulation (NCF) are reviewed. In the classical analysis of a cylindrical joint the journal and bearing share the same axis; that is, the cylindrical joint is considered to be ideal or perfect. The inclusion of the clearance separates the two bodies and, therefore, the joint is not ideal anymore. Indeed, from a practical point of view, some amount of clearance is always present in the joints in order to allow the relative motion between the journal and the bearing. When compared with an ideal joint modeled by a set of kinematic constraints, four extra degrees of freedom are added to the system for a model with a cylindrical clearance joint. Hence, an actual cylindrical joint does not impose kinematic constraints as in the ideal case; instead it deals with force constraints. If there is no lubricant, the journal can move freely within the bearing until contact between the two bodies takes place. Thus, for the case of the joints with clearance modeled as a dry contact pair, a technique using a continuous approach for the evaluation of the contact force is applied, in which the energy dissipation in form of hysteresis damping is considered. The friction forces are calculated using a modified Coulomb's friction law. For the lubricated case, the hydrodynamic theory for dynamically loaded journal bearings is used to compute the forces generated by lubrication actions. Both squeeze and wedge hydrodynamic effects are included in the dynamically loaded journal-bearings formulation. In a simple way, the forces built up by the lubricant fluid are evaluated from the state of variables of the system and included into the equations of motion of the multibody system.

The remainder of this paper is organized as follows. In Sect. 2, the main kinematic aspects of the cylindrical clearance joints are presented, which are based on the ANCF and NCF approaches. Section 3 deals with the general methodology used to evaluate the dry contact and lubrication forces produced in the cylindrical joints with clearance, within the framework of the multibody systems formulation. Section 4 introduces an efficient computational strategy for the solution of the equations of motion for

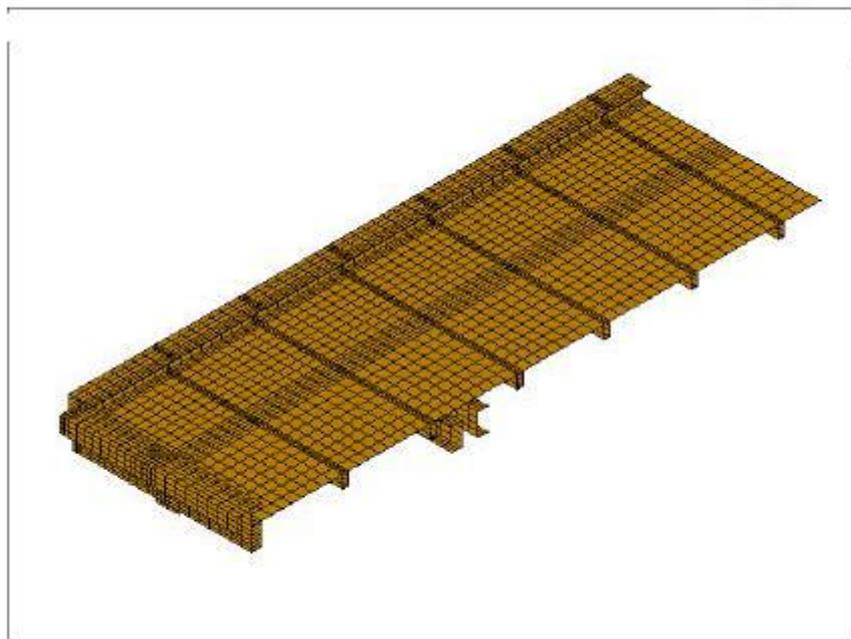
INTRODUCCIÓN AL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS

FINITOS

1.1 INTRODUCCIÓN

El método de los elementos finitos (MEF) ha adquirido una gran importancia en la solución de problemas ingenieriles, físicos, etc., ya que permite resolver casos que hasta hace poco tiempo eran prácticamente imposibles de resolver por métodos matemáticos tradicionales. Esta circunstancia obligaba a realizar prototipos, ensayarlos e ir realizando mejoras de forma iterativa, lo que traía consigo un elevado coste tanto económico como en tiempo de desarrollo.

El MEF permite realizar un modelo matemático de cálculo del sistema real, más fácil y económico de modificar que un prototipo. Sin embargo no deja de ser un método aproximado de cálculo debido a las hipótesis básicas del método. Los prototipos, por lo tanto, siguen siendo necesarios, pero en menor número, ya que el primero puede acercarse bastante más al diseño óptimo.



Discretización con elementos finitos

El método de los elementos finitos como formulación matemática es relativamente nuevo; aunque su estructura básica es conocida desde hace bastante tiempo, en los últimos años ha sufrido un gran desarrollo debido a los avances informáticos. Han sido precisamente estos avances informáticos los que han puesto a disposición de los usuarios gran cantidad de

programas que permiten realizar cálculos con elementos finitos. Pero no hay que llevarse a engaño, el manejo correcto de este tipo de programas exige un profundo conocimiento no solo del material con el que se trabaja, sino también de los principios del MEF. Sólo en este caso estaremos en condiciones de garantizar que los resultados obtenidos en los análisis se ajustan a la realidad.

1.2 BREVE HISTORIA DEL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS

FINITOS

Aunque el nombre del MEF se ha establecido recientemente, el concepto se ha usado desde hace varios siglos. El empleo de métodos de discretizado espacial y temporal y la aproximación numérica para encontrar soluciones a problemas ingenieriles o físicos es conocido desde antiguo. El concepto de ‘elementos finitos’ parte de esa idea.

Para encontrar vestigios de este tipo de cálculos podríamos remontarnos a la época de la construcción las pirámides egipcias. Los egipcios empleaban métodos de discretizado para determinar el volumen de las pirámides. Arquímedes (287-212 a.C.) empleaba el mismo método para calcular el volumen de todo tipo de sólidos o la superficie de áreas. En oriente también aparecen métodos de aproximación para realizar cálculos. Así el matemático chino Lui Hui (300 d.C.) empleaba un polígono regular de 3072 lados para calcular longitudes de circunferencias con lo que conseguía una aproximación al número Pi de 3.1416.

El desarrollo de los elementos finitos tal y como se conocen hoy en día ha estado ligado al cálculo estructural fundamentalmente en el campo aeroespacial. En los años 40 Courant¹ propone la utilización de funciones polinómicas para la formulación de problemas elásticos en subregiones triangulares, como un método especial del método variacional de Rayleigh-Ritz para aproximar soluciones.

Fueron Turner, Clough, Martin y Topp² quienes presentaron el MEF en la forma aceptada hoy en día. En su trabajo introdujeron la aplicación de elementos finitos simples (barras y placas triangulares con cargas en su plano) al análisis de estructuras aeronáuticas, utilizando los conceptos de discretizado y funciones de forma.

El trabajo de revisión de Oden³ presenta algunas de las contribuciones matemáticas importantes al MEF. Los libros de Przemieniecki⁴ y de Zienkiewicz y Holister⁵ presentan

6. “Variational methods for the solution of problems of equilibrium and vibrations, Bulletin of American Mathematical Society”, 49, 1-43. 1943.

7. “Stiffness and deflection analysis of complex structures”. Journal of Aeronautical Sciences, 23, 805-824. 1956.

8. “Some aspects of recent contributions to the mathematical theory of finite elements”. Advances in Computational Methods in Structural Mechanics and Design, University of Alabama Press, Huntsville. 1972.

el MEF en su aplicación al análisis estructural. El libro de Zienkiewicz y Cheung⁶ o Zienkiewicz y Taylor⁷ presenta una interpretación amplia del MEF y su aplicación a cualquier problema de campos. En él se demuestra que las ecuaciones de los EF pueden obtenerse utilizando un método de aproximación de pesos residuales, tal como el método de Galerkin o el de mínimos cuadrados. Esta visión del problema difundió un gran interés entre los matemáticos para la solución de ecuaciones diferenciales lineales y no lineales mediante el MEF, que ha producido una gran cantidad de publicaciones hasta tal punto que hoy en día el MEF está considerado como una de las herramientas más potentes y probadas para la solución de problemas de ingeniería y ciencia aplicada.

Actualmente el método se encuentra en una fase de gran expansión: es ampliamente utilizado en la industria y continúan apareciendo cientos de trabajos de investigación en este campo. Los ordenadores han aportado el medio eficaz de resolver la multitud de ecuaciones que se plantean en el MEF, cuyo desarrollo práctico ha ido caminando parejo de las innovaciones obtenidas en el campo de la arquitectura de los ordenadores. Entre éstas, además de permitir la descentralización de los programas de EF, ha contribuido a favorecer su uso a través de sofisticados paquetes gráficos que facilitan el modelado y la síntesis de resultados. Hoy en día ya se concibe la conexión inteligente entre las técnicas de análisis estructural, las técnicas de diseño (CAD), y las técnicas de fabricación.

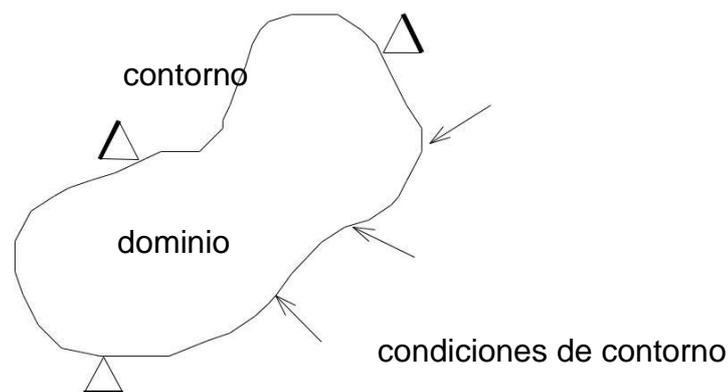
-
10. "Theory of Matrix Structural Analysis", Mc Graw-Hill, New York. 1968.
 11. "Stress Analysis", John Wiley, London. 1966.
 12. "The Finite Element Method in Structural and Continuum Mechanics", Mc Graw-Hill, London. 1967.
 13. "El método de los Elementos Finitos". Mc Graw-Hill. CIMNE. Barcelona .1994.

1.3 CONCEPTOS GENERALES DEL MÉTODO

La idea general del método de los elementos finitos es la división de un continuo en un conjunto de pequeños elementos interconectados por una serie de puntos llamados nodos. Las ecuaciones que rigen el comportamiento del continuo regirán también el del elemento. De esta forma se consigue pasar de un sistema continuo (infinitos grados de libertad), que es regido por una ecuación diferencial o un sistema de ecuaciones diferenciales, a un sistema con un número de grados de libertad finito cuyo comportamiento se modela por un sistema de ecuaciones, lineales o no.

En cualquier sistema a analizar podemos distinguir entre:

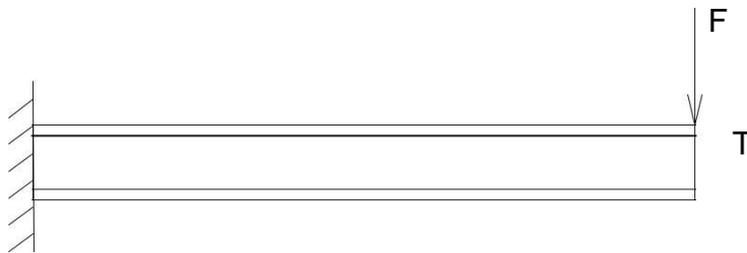
9. Dominio. Espacio geométrico donde se va a analizar el sistema.
10. Condiciones de contorno. Variables conocidas y que condicionan el cambio del sistema: cargas, desplazamientos, temperaturas, voltaje, focos de calor,...
11. Incógnitas. Variables del sistema que deseamos conocer después de que las condiciones de contorno han actuado sobre el sistema: desplazamientos, tensiones, temperaturas,...



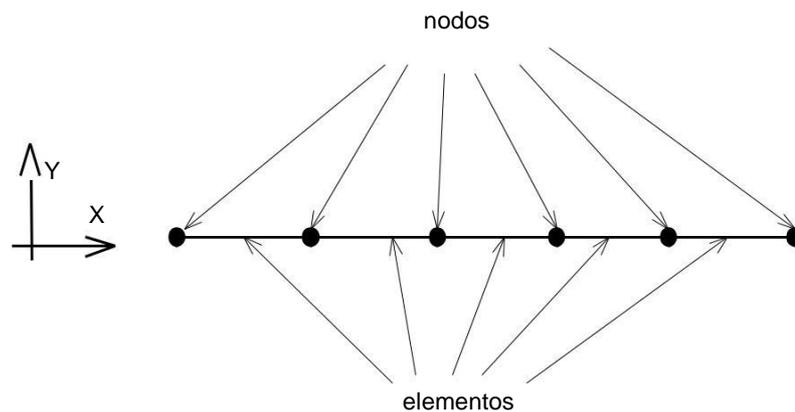
El método de los elementos finitos supone, para solucionar el problema, el dominio discretizado en subdominios denominados elementos. El dominio se divide mediante puntos (en el caso lineal), mediante líneas (en el caso bidimensional) o superficies (en el tridimensional) imaginarias, de forma que el dominio total en estudio se aproxime mediante el conjunto de porciones (elementos) en que se subdivide. Los elementos se

definen por un número discreto de puntos, llamados nodos, que conectan entre si los elementos. Sobre estos nodos se materializan las incógnitas fundamentales del problema. En el caso de elementos estructurales estas incógnitas son los desplazamientos nodales, ya que a partir de éstos podemos calcular el resto de incógnitas que nos interesen: tensiones, deformaciones,... A estas incógnitas se les denomina grados de libertad de cada nodo del modelo. Los grados de libertad de un nodo son las variables que nos determinan el estado y/o posición del nodo.

Por ejemplo si el sistema a estudiar es una viga en voladizo con una carga puntual en el extremo y una distribución de temperaturas tal y como muestra la figura,



el discretizado del dominio puede ser:



Los grados de libertad de cada nodo serán:

8. Desplazamiento en dirección x
9. Desplazamiento en dirección y
10. Giro según z

φ) Temperatura

El sistema, debido a las condiciones de contorno: empotramiento, fuerza puntual y temperatura, evoluciona hasta un estado final. En este estado final, conocidos los valores de los grados de libertad de los nodos del sistema podemos determinar cualquier otra incógnita deseada: tensiones, deformaciones,... También sería posible obtener la evolución temporal de cualquiera de los grados de libertad.

Planteando la ecuación diferencial que rige el comportamiento del continuo para el elemento, se llega a fórmulas que relacionan el comportamiento en el interior del mismo con el valor que tomen los grados de libertad nodales. Este paso se realiza por medio de unas funciones llamadas de interpolación, ya que éstas ‘interpolan’ el valor de la variable nodal dentro del elemento.

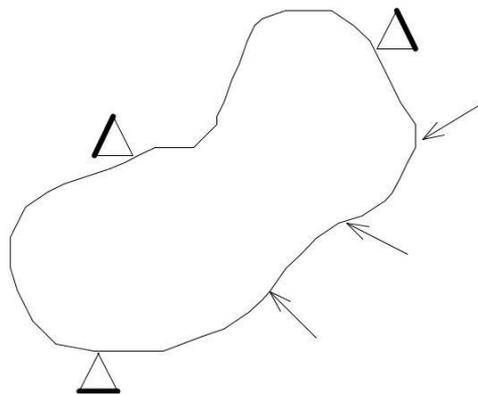
El problema se formula en forma matricial debido a la facilidad de manipulación de las matrices mediante ordenador. Conocidas las matrices que definen el comportamiento del elemento (en el caso estructural serán las llamadas matrices de rigidez, amortiguamiento y masa, aunque esta terminología ha sido aceptada en otros campos de conocimiento) se ensamblan y se forma un conjunto de ecuaciones algebraicas, lineales o no, que resolviéndolas nos proporcionan los valores de los grados de libertad en los nodos del sistema.

1.4 Principios generales aplicados a un continuo elástico

A continuación se muestran algunas de las ideas básicas relacionadas con los fundamentos matemáticos del MEF aplicadas al caso estructural. En el siguiente capítulo se realiza un ejemplo con objeto de aclarar las ideas que se muestran en este capítulo.

1.4.1 Ecuaciones de equilibrio. Principio de los Trabajos Virtuales

Muchos problemas de medios continuos vienen expresados mediante ecuaciones diferenciales y condiciones de contorno sobre la función o funciones incógnita. Ante la dificultad, y en muchos casos la imposibilidad, de encontrar una solución cerrada, se opta por realizar una aproximación, siendo necesaria la expresión integral del Principio de los Trabajos Virtuales (PTV).



Se considera un continuo elástico como el de la figura sometido a unas fuerzas superficiales $\{t\} = \{t_x, t_y, t_z\}^T$ y a unas fuerzas por unidad de volumen $\{X\} = \{X_x, X_y, X_z\}^T$, (las fuerzas por unidad de superficie podrían ser presiones y el peso propio sería una fuerza por unidad de volumen). El vector desplazamientos lo notamos por $\{u\} = \{u, v, w\}^T$. Las deformaciones correspondientes a estos desplazamientos son

$$\{\boldsymbol{\varepsilon}\} = \{\varepsilon_{xx}, \varepsilon_{yy}, \varepsilon_{zz}, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}\}^T$$

y las tensiones debidas a estas deformaciones serán

$$\{\sigma\} = \{\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{zz}, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}\}^T$$

Las ecuaciones de equilibrio para un elemento diferencial de volumen pueden escribirse de la forma

$$\tilde{N}\{\sigma\} + \{X\} = 0$$

donde el vector $\{X\}$ incluye de forma general las fuerzas de inercia $\{X\} = \{X\} - \rho u \&\&$, es decir, consideramos las fuerzas de inercia como fuerzas por unidad de volumen.

Multiplicando esta ecuación por una función de ponderación $\{\delta u\}$ e integrando

$$\int_V \{\delta u\}^T \tilde{N}\{\sigma\} dv + \int_V \{\delta u\}^T \{X\} dv = 0$$

Utilizando la formula de Green⁸ se puede escribir

$$-\int_V \{\delta u\}^T \tilde{N}\{\sigma\} dv + \int_S \{\delta u\}^T \bar{\sigma} n ds + \int_V \{\delta u\}^T \{X\} dv = 0 \quad (1.1)$$

Si se asocia la función de ponderación $\{\delta u\}$ con un desplazamiento virtual, el operador \tilde{N} actuando sobre él será una deformación virtual

$$\{\delta \varepsilon\} = \tilde{N}\{\delta u\}$$

El equilibrio en el contorno exige que se cumpla la relación $\{\sigma\} \times \{n\} = \{t\}$ y sustituyendo en la expresión (1.1)

$$-\int_V \{\delta \varepsilon\}^T \{\sigma\} dv + \int_S \{\delta u\}^T \{t\} ds + \int_V \{\delta u\}^T \{X\} dv = 0 \quad (1.2)$$

⁸ La formula de Green se obtiene a partir de la relación: $\tilde{N}(ab) = a\tilde{N}b + b\tilde{N}a$ y del teorema de la divergencia

$(\int_V \tilde{N} a dv = \int_S a \bar{n} ds)$, que nos permite escribir: $\int_V a \tilde{N} b = \int_V a b \bar{n} ds - \int_V b \tilde{N} a dv$

En la relación anterior es posible introducir la ley de comportamiento de material mediante la matriz elástica con las propiedades de éste, $[C]$, de forma que

$$\{\sigma\} = [C] (\{\varepsilon\} - \{\varepsilon_0\}) + \{\sigma_0\} \quad (1.3)$$

siendo los vectores $\{\varepsilon_0\}^T$ y $\{\sigma_0\}^T$ las deformaciones y las tensiones iniciales respectivamente. Introduciendo la expresión (1.3), suponiendo deformaciones y tensiones iniciales nulas, en la ecuación (1.2), obtenemos

$$\int_V \delta \varepsilon^T [C] \{\varepsilon\} dV = \int_V \delta u^T (f - \rho u) dV + \int_S \delta u^T \{t\} dS \quad (1.4)$$

que constituye la formulación del PTV y relaciona el sistema de cargas real y esfuerzos con el virtual de desplazamientos.

1.4.2 Funciones de interpolación

Discretizado el continuo, la idea es tomar un conjunto de funciones (funciones de interpolación) que definan de manera única el campo de desplazamientos dentro del elemento en función de los desplazamientos en los nodos del mismo. Es decir

$$\{u(x, y, z)\} = [N(x, y, z)]\{U\}$$

Siendo $\{U\}$ el vector con los desplazamientos nodales. Una vez conocidos los desplazamientos en todos los nodos se determinan las deformaciones

$$\{\varepsilon\} = [D]\{u\}$$

donde $[D]$ es el operador diferencial que depende del problema en estudio

Sustituyendo el valor del desplazamiento tenemos que

$$\{\varepsilon\} = [D][N]\{U\} = [B]\{U\}$$

donde se obtiene el valor de las deformaciones en función de los desplazamientos nodales.

Sustituyendo la ecuación anterior en la expresión del PTV (1.4) tenemos

$$6. \quad \int_v \delta[B]^T [C][B] \{U\} dv + \int_s \delta[N]^T \left(\{X\} - \rho[N] \{U\} \right) ds + \int_s \delta[N]^T \{t\} ds = 0$$

Reordenando esta ecuación podemos llegar a un sistema de la forma

$$[M] \{U\} + [K] \{U\} = \{P\}$$

donde se definen:

+ Matriz de masa consistente

$$[M] = \int_v \delta[N]^T \rho [N] dv$$

9. Matriz de rigidez

$$[K] = \int_v \delta[B]^T [C][B] dv$$

• Matriz de cargas nodales consistentes

$$\{P\} = \int_v \delta[N]^T \{X\} dv + \int_s \delta[N]^T \{t\} ds$$

La expresión anterior es general y permite determinar las matrices elementales para cualquier tipo de discretización.

1.4.3 Síntesis de las características globales

Las anteriores matrices se calculan para cada uno de los elementos. Realizando una transformación de coordenadas a las denominadas coordenadas unitarias del elemento, las matrices quedan en función de parámetros puramente geométricos y se facilita la integración numérica. Antes de proceder al ensamblaje de todas las ecuaciones hay que

realizar la transformación a coordenadas globales con el objeto de tener todas las matrices formuladas respecto al mismo sistema de coordenadas.

Una vez que se dispone de las matrices y vectores elementales en coordenadas globales su acoplamiento en el sistema puede realizarse según el llamado método directo, por el que sumamos en cada posición nodal la contribución realizada por los distintos elementos.

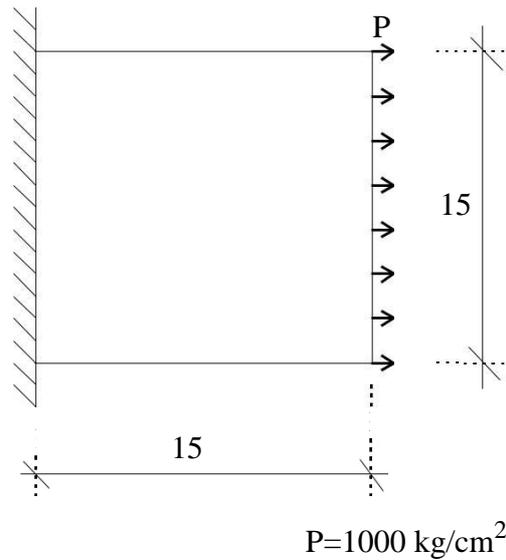
1.4.4 Imposición de condiciones de contorno. Solución

Antes de obtener la solución al sistema de ecuaciones planteado es necesario imponer las condiciones de desplazamientos nodales que sean conocidas. El sistema resultante se puede subdividir en dos términos: uno que contenga los desplazamientos impuestos y otro los incógnita. Resolviendo este sistema tendremos la solución.

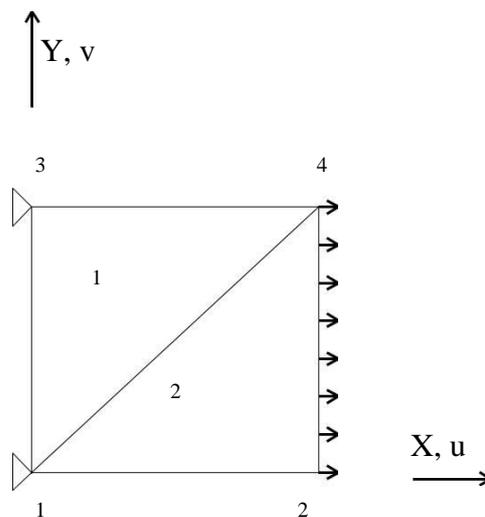
Una vez conocidos los desplazamientos nodales es posible calcular otro tipo de magnitudes (deformaciones, tensiones,...).

1.5 Ejemplo de aplicación

Con objeto de clarificar las ideas del apartado anterior aplicaremos los conceptos allí expuestos a la resolución de un caso. Se trata de obtener las ecuaciones (matriz de rigidez y vectores de cargas y desplazamientos) para resolver el problema elástico en una placa como la de la figura inferior.

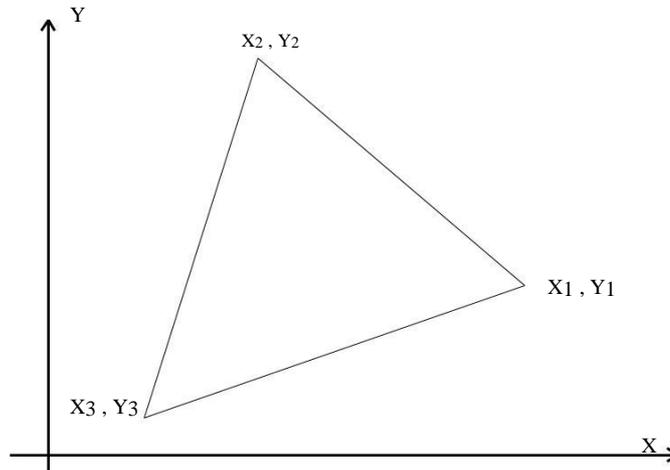


Para ello consideraremos un caso de tensión plana y emplearemos un modelo de tan solo dos elementos, de esta forma la complejidad matemática se reduce y es más claro el proceso a seguir.



1.5.1 Solución teórica

En primer lugar trataremos de obtener las ecuaciones que rigen el comportamiento de un elemento triangular como el de la figura inferior.



Las funciones de interpolación de los desplazamientos dentro del elemento se consideran lineales. Es decir

$$u(x, y) = \alpha + \alpha_1 x + \alpha_2 y$$

$$v(x, y) = \beta + \beta_1 x + \beta_2 y$$

donde u y v son los desplazamientos horizontal y vertical respectivamente. La ecuación anterior puede ser escrita en forma matricial

$$\begin{bmatrix} u \\ v \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha \\ \beta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \alpha_1 & \alpha_2 \\ \beta_1 & \beta_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix}$$

Particularizando las coordenadas y los desplazamientos para cada nodo obtenemos la expresión matricial

$$\begin{array}{ccccccc}
 \hat{u} & \hat{1} & x & & 0 & 0 & \hat{\alpha} \\
 \hat{u}_1 & \hat{u}_1 & \hat{e} & x_1 & y_1 & 0 & 0 \\
 \hat{v}_1 & \hat{v}_1 & \hat{e} & 0 & 0 & 1 & x_1 & y_1 \\
 \hat{u}_2 & \hat{u}_2 & \hat{e} & x_2 & y_2 & 0 & 0 & 0 \\
 \hat{v}_2 & \hat{v}_2 & \hat{e} & 0 & 0 & 1 & x_2 & y_2 \\
 \hat{u}_3 & \hat{u}_3 & \hat{e} & x_3 & y_3 & 0 & 0 & 0 \\
 \hat{v}_3 & \hat{v}_3 & \hat{e} & 0 & 0 & 1 & x_3 & y_3
 \end{array}$$

Esta expresión nos permite obtener los parámetros de las funciones de interpolación en función de los desplazamientos nodales sin más que invertir una matriz. Reordenando los distintos términos podemos escribir

$$\begin{array}{ccc}
 \hat{u} & \hat{1} & x & y & 0 & 0 & 0 \\
 \hat{v} & \hat{1} & \hat{e} & \hat{u} & \hat{v} & \hat{e} & \hat{u} \\
 \hat{v}_1 & \hat{v}_1 & \hat{e} & 0 & 0 & 1 & x_1 & y_1 \\
 \hat{v}_2 & \hat{v}_2 & \hat{e} & 0 & 0 & 1 & x_2 & y_2 \\
 \hat{v}_3 & \hat{v}_3 & \hat{e} & 0 & 0 & 1 & x_3 & y_3
 \end{array}
 \begin{array}{c}
 \hat{u} \\
 \hat{v} \\
 \hat{v}_1 \\
 \hat{v}_2 \\
 \hat{v}_3
 \end{array}
 = \hat{e}
 \begin{array}{c}
 \hat{u} \\
 \hat{v} \\
 \hat{v}_1 \\
 \hat{v}_2 \\
 \hat{v}_3
 \end{array}
 \begin{array}{c}
 \hat{e} \\
 \hat{u} \\
 \hat{v} \\
 \hat{v}_1 \\
 \hat{v}_2 \\
 \hat{v}_3
 \end{array}
 \begin{array}{c}
 \hat{u} \\
 \hat{v} \\
 \hat{v}_1 \\
 \hat{v}_2 \\
 \hat{v}_3
 \end{array}$$

donde

$$[A] = \begin{array}{ccc}
 \hat{e} & x & y \\
 \hat{e} & x_1 & y_1 \\
 \hat{e} & x_2 & y_2 \\
 \hat{e} & x_3 & y_3
 \end{array}$$

Luego ya conocemos la matriz [N] que nos relaciona el campo de desplazamientos en el elemento con los desplazamientos en los nodos

$$[N] = \begin{array}{ccccccc}
 \hat{1} & x & y & 0 & 0 & 0 & \hat{u} \\
 \hat{e} & \hat{e} & \hat{u} & \hat{v} & \hat{e} & \hat{u} & \hat{v} \\
 \hat{e} & 0 & 0 & 1 & x & y & \hat{u} \\
 \hat{e} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \hat{u} \\
 \hat{e} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \hat{u} \\
 \hat{e} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \hat{u} \\
 \hat{e} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \hat{u}
 \end{array}$$

Realizando la inversa de la matriz A, podemos reescribir la matriz N en función de las características geométricas del elemento

$$[N] = \frac{1}{|A|} \begin{array}{ccccccc}
 \hat{1} & N_1 & N_2 & N_3 & 0 & 0 & 0 \\
 \hat{e} & 0 & 0 & 0 & N_1 & N_2 & N_3 \\
 \hat{e} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 \hat{e} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 \hat{e} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 \hat{e} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 \hat{e} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0
 \end{array}$$

donde los valores de N_i vienen dados por

$$\begin{aligned} N_1 &= (x_2 y_3 - x_3 y_2) + x(y_2 - y_3) + y(x_3 - x_2) \\ N_2 &= (x_3 y_1 - x_1 y_3) + x(y_3 - y_1) + y(x_1 - x_3) \\ N_3 &= (x_1 y_2 - x_2 y_1) + x(y_1 - y_2) + y(x_2 - x_1) \end{aligned}$$

La matriz [D] que relaciona deformaciones y desplazamientos es

$$[D] = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial x} & \frac{\partial}{\partial y} \end{bmatrix}$$

Y podemos construir la matriz [B] que nos relaciona las deformaciones con los desplazamientos en los nodos.

$$\{\varepsilon\} = \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma \end{bmatrix} = [D][N]\{U\} = [B]\{U\}$$

Sustituyendo los valores de las distintas matrices

$$[B] = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_1}{\partial x} & \frac{\partial N_2}{\partial x} & \frac{\partial N_3}{\partial x} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{\partial N_1}{\partial y} & \frac{\partial N_2}{\partial y} & \frac{\partial N_3}{\partial y} \\ \frac{\partial N_1}{\partial x} & \frac{\partial N_2}{\partial y} & \frac{\partial N_3}{\partial y} & \frac{\partial N_1}{\partial x} & \frac{\partial N_2}{\partial x} & \frac{\partial N_3}{\partial x} \end{bmatrix}$$

dado que los valores de las funciones N_i son conocidos en función de las coordenadas nodales, es posible determinar la matriz [B] a partir de datos puramente geométricos

$$[B] = \frac{1}{2W} \begin{bmatrix} y_2 - y_3 & y_3 - y_1 & y_1 - y_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & x_3 - x_2 & x_1 - x_3 & x_2 - x_1 \\ x_3 - x_2 & x_1 - x_3 & x_2 - x_1 & y_2 - y_3 & y_3 - y_1 & y_1 - y_2 \end{bmatrix}$$

siendo Ω el área del triángulo.

La matriz de comportamiento $[C]$ que relaciona deformaciones y tensiones, para el caso de tensión plana, viene dada por la relación

$$[C] = \frac{E}{1-\mu^2} \begin{bmatrix} 1-\mu & \nu & 0 \\ \nu & 1-\mu & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\mu}{2} \end{bmatrix}$$

donde E es el módulo de elasticidad y μ el coeficiente de Poisson. Con las matrices definidas o calculadas hasta el momento ya es posible determinar las matrices de rigidez y el vector de cargas de cada uno de los dos elementos del modelo que hemos realizado

$$[K] = \int_{\Omega} [B]^T [C] [B] dv$$

y dado que las matrices están en función de las coordenadas nodales es posible escribir

$$[K] = [B]^T [C] [B] W t$$

siendo t el espesor de la placa.

En la discretización que hemos realizado tenemos dos elementos con las siguientes coordenadas

Elemento	(x1,y1)	(x2,y2)	(x3,y3)
1	(0,0)	(0,15)	(15,15)
2	(0,0)	(15,0)	(15,15)

Luego tenemos que la matriz de rigidez del primer elemento es

$$K_1^e = \frac{E}{(1-\mu^2)2} \begin{bmatrix} \hat{e} & \hat{e} & \hat{e} & \hat{e} & \hat{e} & \hat{e} \\ 0 & 15 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 15 & 0 & 0 & 0 \\ 15 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 15 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 15 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 15 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{u} \\ \hat{u} \\ \hat{u} \\ \hat{u} \\ \hat{u} \\ \hat{u} \\ \hat{u} \end{bmatrix}$$

$$K_1^e = \frac{E}{2(1-\mu^2)} \begin{bmatrix} \hat{e} & \hat{e} & \hat{e} & \hat{e} & \hat{e} & \hat{e} \\ 0 & 0.35 & -0.35 & 0 & 0 & 0.35 & -0.35 \\ \hat{e} & 1.35 & -1 & 0.3 & -0.65 & 0.35 & \hat{u} \\ \hat{e} & & 1 & -0.3 & 0.3 & 0 & \hat{u} \\ \hat{e} & & & 1 & -1 & 0 & \hat{u} \\ \hat{e} & & & & 1.35 & -0.35 & \hat{u} \\ \hat{e} & & & & & 0.35 & \hat{u} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{u} \\ \hat{u} \\ \hat{u} \\ \hat{u} \\ \hat{u} \\ \hat{u} \\ \hat{u} \end{bmatrix}$$

De la misma forma, la matriz de rigidez de elemento 2, vendrá dada por

$$K_2^e = \frac{E}{2(1-\mu^2)} \begin{bmatrix} \hat{e} & \hat{e} & \hat{e} & \hat{e} & \hat{e} & \hat{e} \\ 0 & 15 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 15 & 0 & 0 & 0 \\ 15 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 15 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 15 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 15 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{u} \\ \hat{u} \\ \hat{u} \\ \hat{u} \\ \hat{u} \\ \hat{u} \\ \hat{u} \end{bmatrix}$$

$$K_2^e = \frac{E}{2(1-\mu^2)} \begin{bmatrix} \hat{e} & \hat{e} & \hat{e} & \hat{e} & \hat{e} & \hat{e} \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0.3 & -0.3 \\ \hat{e} & 1.35 & -0.35 & 0.35 & -0.65 & 0.3 \\ \hat{e} & & 0.35 & -0.35 & 0.35 & 0 \\ \hat{e} & & & 0.35 & -0.35 & 0 \\ \hat{e} & & & & 1.35 & -1 \\ \hat{e} & & & & & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{u} \\ \hat{u} \\ \hat{u} \\ \hat{u} \\ \hat{u} \\ \hat{u} \\ \hat{u} \end{bmatrix}$$

Para realizar la superposición de las matrices de rigidez debemos tener en cuenta a qué nodo pertenece cada término. Para ello hay que ver qué nodos son los que definen cada elemento. La siguiente tabla nos indica la relación que existe entre la numeración ‘local’ de cada elemento y la global de la estructura

Elemento	Num. Local	Num. Global
1	1	1
	2	3
	3	4
	1	1

2	2	2
	3	4

y los vectores de desplazamientos nodales para cada uno de los elementos son

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix}_1^e &= \begin{bmatrix} \hat{u}_1 \\ \hat{v}_1 \\ \hat{w}_1 \end{bmatrix} \\ \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix}_2^e &= \begin{bmatrix} \hat{u}_2 \\ \hat{v}_2 \\ \hat{w}_2 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

Sumando los términos de las dos matrices que rigidez correspondientes a los mismos grados de libertad, tenemos que la matriz de rigidez global es

$$[K] = \frac{E}{2(1-\mu^2)} \begin{bmatrix} 1.35 & -1 & -0.35 & 0 & 0 & 0.3 & 0.35 & -0.65 \\ \hat{u}_1 & 1.35 & 0 & -0.35 & 0.35 & -0.65 & 0 & 0.3 \\ \hat{v}_1 & & 1.35 & -1 & 0.3 & 0 & -0.65 & 0.35 \\ \hat{w}_1 & & & 1.35 & -0.65 & 0.35 & 0 & 0 \\ \hat{u}_2 & & & & 1.35 & -0.35 & -1 & 0 \\ \hat{v}_2 & & & & & 1.35 & 0 & -1 \\ \hat{w}_2 & & & & & & 1.35 & -0.35 \\ \hat{u}_3 & & & & & & & 1.35 \end{bmatrix}$$

Sólo falta determinar el vector de cargas para los elementos y componer el mismo. El vector de cargas se determina mediante la expresión

$$16. \quad P] = \int_0^A [N]^T \{t\} da$$

En este caso sólo tenemos cargas sobre el elemento número 2, y el vector de cargas es

$$[P]_2^e = \begin{bmatrix} 1 - \frac{1}{15}x & 0 & 0 \\ \frac{1}{15}(x-y) & 0 & 0 \\ \frac{1}{15}y & 0 & 0 \\ 0 & 1 - \frac{1}{15}x & 0 \\ 0 & \frac{1}{15}(x-y) & 0 \\ 0 & \frac{1}{15}y & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

El vector de cargas global, en el que introducimos las reacciones de los apoyos quedará

$$\{P\} = \begin{Bmatrix} P_{1x} \\ P_{2x} \\ P_{4x} \\ P_{1y} \\ P_{2y} \\ P_{4y} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} R_{1x} \\ R_{3x} \\ R_{3y} \\ R_{1y} \\ R_{3y} \\ R_{1y} \end{Bmatrix}$$

Determinado el vector de cargas ya conocemos las matrices que permiten resolver el sistema

$$[K]\{U\} = \{P\}$$

Siendo {U} el vector de desplazamientos, en el que hemos introducido los que son conocidos (condiciones de contorno), es decir

$$\{U\} = \{0 \quad u_2 \quad 0 \quad u_4 \quad 0 \quad v_2 \quad 0 \quad v_4\}^T$$

Para la resolución del sistema de ecuaciones se puede emplear cualquiera de los métodos numéricos existentes. Además es posible realizar un desacoplamiento de las ecuaciones de forma que obtengamos primero los desplazamientos desconocidos y posteriormente, a partir de éstos, las reacciones. Para el caso que nos ocupa la descomposición de dichos sistemas es

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ v_1 \\ v_2 \end{pmatrix} = \frac{E}{2(1-\mu^2)} \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \hat{u}_1 \\ \hat{u}_2 \\ \hat{v}_1 \\ \hat{v}_2 \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ v_1 \\ v_2 \end{pmatrix} = \frac{E}{2(1-\mu^2)} \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \hat{u}_1 \\ \hat{u}_2 \\ \hat{v}_1 \\ \hat{v}_2 \end{pmatrix}$$

Resolviendo los sistemas anteriores obtenemos como solución

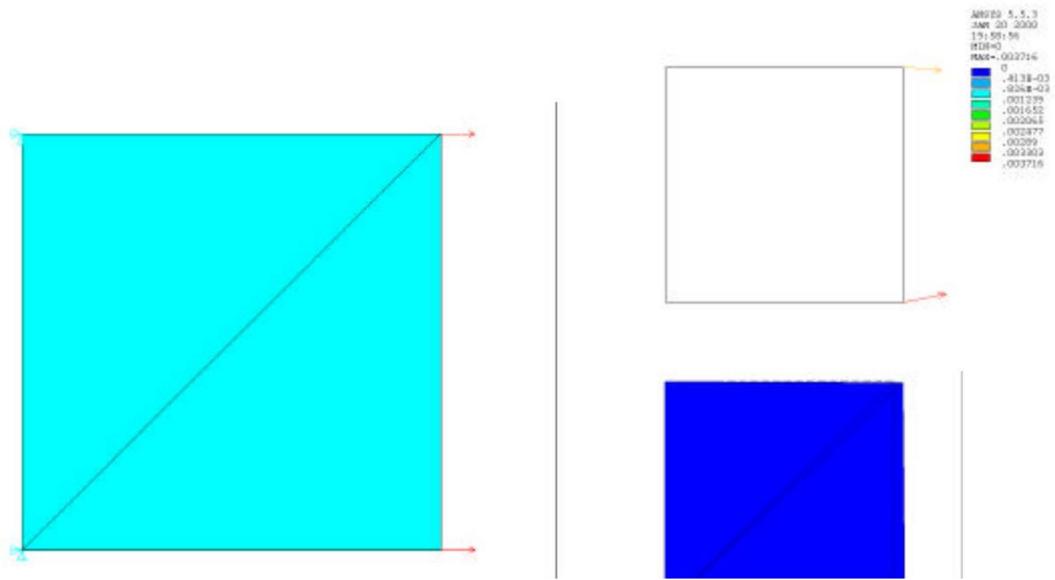
$$\begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ v_1 \\ v_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0.364 \times 10^{-2} \\ 0.316 \times 10^{-2} \\ 0.742 \times 10^{-3} \\ -0.259 \times 10^{-3} \end{pmatrix} \quad \begin{pmatrix} R_{1x} \\ R_{3x} \\ R_{1y} \\ R_{3y} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -3750 \\ -3750 \\ -1198.4 \\ 1198.4 \end{pmatrix}$$

1.5.2 Solución con el programa ANSYS

Resuelto este mismo ejercicio con ANSYS obtenemos los siguientes resultados:

NODE	UX	UY
1	0.00000E+00	0.00000E+00
2	0.36413E-02	0.74187E-03
3	0.00000E+00	0.00000E+00
4	0.31591E-02	-0.25965E-03

NODE	FX	FY
1	-3750.0	-1198.4
3	-3750.0	1198.4



Izq.- Modelo y condiciones de contorno. Der.- Desplazamiento global

1.6 ANTES DE REALIZAR UN CÁLCULO POR EL MEF

Antes de comenzar a resolver un problema mediante cualquier programa de Elementos Finitos conviene reflexionar sobre una serie de puntos.

¿Qué se pretende con el análisis?

Determinar tensiones, obtener distribuciones de temperatura, ver cómo evoluciona el sistema, calcular frecuencias y modos propios, ... Esta pregunta nos determinará el tipo de análisis ha realizar.

¿Cómo va a ser la geometría que vamos a analizar?

Seguramente conocemos la geometría real del problema, pero a la hora de realizar su análisis deberemos simplificarla al máximo en función del objetivo del análisis, ya que la mayoría de los detalles son superfluos y lo único que conllevan es un consumo excesivo de tiempo de cálculo y de espacio de almacenamiento. Para ello deberemos buscar posibles simetrías, antisimetrías, axisimetrías del problema, problemas de tensión o deformación planas, eliminación de detalles superfluos: radios de acuerdo, entallas,... Una vez estudiada la geometría podremos decidir el o los tipos de elementos a utilizar, las características de los mismos, así como las propiedades de el o los materiales (módulo de elasticidad, conductividad,...) a emplear.

¿Qué condiciones de contorno imponemos sobre el sistema a estudiar?

También serán conocidas, pero deberemos estudiar si son o no importantes o influyentes en el tipo de análisis que vamos a realizar (puede darse el caso, por ejemplo, de que nuestro sistema esté sometido a un cambio brusco de temperatura, pero que deseemos realizar un análisis modal para conocer sus frecuencias naturales, en cuyo caso el resultado es independiente de esta condición). Una vez decididas las condiciones de contorno hemos de estudiar la forma de aplicarlas, si representan las condiciones reales del problema, si existe equilibrio (en el caso de que sea un análisis estático),... La imposición de condiciones de contorno apropiadas es una de las decisiones más complejas a la hora de realizar un análisis por elementos finitos.

¿Qué resultados esperamos obtener?

Para poder saber si hemos realizado correctamente el análisis o si representa bien la realidad, deberemos tener una idea de cómo va a responder. Por ejemplo, si estamos analizando una tubería sometida a presión interior y los resultados nos indican que disminuye el radio deberemos pensar que hemos modelado mal el sistema, bien en la aplicación de las cargas, en el mallado, etc.

Una vez estudiados estos puntos estamos en disposición de realizar un Análisis por Elementos Finitos, después de este análisis y a la vista de los resultados conviene repasar los puntos que se han remarcado.

1.7 ÍNDICE

1.1 INTRODUCCIÓN	1
1.2 BREVE HISTORIA DEL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS	3
1.3 CONCEPTOS GENERALES DEL MÉTODO.....	5
1.4 Principios generales aplicados a un continuo elástico	8
1.4.1 Ecuaciones de equilibrio. Principio de los Trabajos Virtuales	8
1.4.2 Funciones de interpolación	10
1.4.3 Síntesis de las características globales.....	11
1.4.4 Imposición de condiciones de contorno. Solución	12
1.5 Ejemplo de aplicación	13
1.5.1 Solución teórica	14
1.5.2 Solución con el programa ANSYS	21
1.6 ANTES DE REALIZAR UN CÁLCULO POR EL MEF	23
1.7 ÍNDICE.....	25

ANEXO 5

9. periodica polytechnica Part failure diagnosis for internal combustion engine using noise and vibration analysis

Transportation
Engineering
38/1 (2010) 53–60
doi: 10.3311/pp.tr.2010-
1.09
web: http://
www.pp.bme.hu/ tr

Periodica Polytechnica
2010

Pál
Bánlaki Zoltán Magosi

RESEARCH ARTICLE

Received 2009-10-01

Abstract

Former practice proves that the vibration and noise caused by rotating or alternately moving parts together with the physical and chemical processes inside an internal combustion engine contain a great amount of information about what happens in-side the machine. The art of extracting useful information from time based vibro-acoustic signals is especially difficult in the case of an operating internal combustion engine because there are many vibration and noise sources and the rotation speed is not constant. The other problem is that the rotational speed is not constant in the case of an internal combustion engine during a single working cycle and in the course of continuous operation. we developed a method to follow the fine details of angular speed fluctuations e. g. because of the activity of single piston. Our purpose was to develop a flexible and improvable measurement system which is usable both for experiments and final tests of several engines. Using the measuring set-up we could exploit the order analysis function together with the analysis of results in the frequency domain.

Keywords

noise and vibration diagnostics · order analysis · internal combustion engine

Acknowledgement

Authors are grateful for the support of GMPTH Szentgotthárd and express their thanks personally to our helpful colleges: Pál Henter, Szilveszter Kulcsár, Csaba Pál, and József Mesics.

Also, many thanks for the the staff of NI Hungary, especially the kind support from Attila Péter, Tamás Sárosi and Márton Litkei.

Pál Bánlaki

Department of Vehicle Manufacturing and Repairing, BME, Bertalan L. u. 2., H-1111 Budapest, Hungary

Zoltán Magosi

General Motors Power Train Hungary, H-9970 Szentgotthárd, Hungary

1 Introduction

Our former experiments and observations confirm that vibration and noise analysis is an effective method to qualify internal combustion engines as one of the measurement processes during the so called cold test. In the course of the cold test an electric motor drives the engine. The noise and vibration data collection can be executed at constant rotation speeds. As a consequence the classic FFT method is usable. The analysis of the spectral image of the engine behavior gives us the possibility to screen the problematic or the doubtful products. Currently the method is highly reliable and effective, and allows assessment of assembly faults, damaged parts and other abnormalities. Several windowing methods render possible the automatic computer based data evaluation and decision making, too. To demonstrate the method and form an initial idea, the figures below (Figs. 1, 2) show the frequency domain spectrum diagrams of a perfect engine and a faulty engine [1].

In many cases even the faulty parts or fault location is determinable based on a formerly collected and assembled fault knowledge base [9]. E.g. the automatic, computer based screening procedure is capable and used in practice to catch deformed plastic covers of incorrect shape, which cause a soft characteristic noise when get in touch eventually with the moving belt underneath.

Naturally, there is a big demand to use noise and vibration diagnosis for analysis of internal combustion engines operating under normal working conditions with fuel. However, if the rotational speed is not constant, the traditional method using data collection on time base (by fixed sample intervals), namely Fourier transformation to switch over to frequency domain followed by information evaluation is not usable. Because of the continuous variation of the base frequency, obtainment of usable results for the frequency domain image is not possible as the so called leakage effect makes the result almost meaningless.

A relative new measurement technique called order analysis is the secret of sorting out all the many signal components that a machine with variations in the rotation speed can generate.

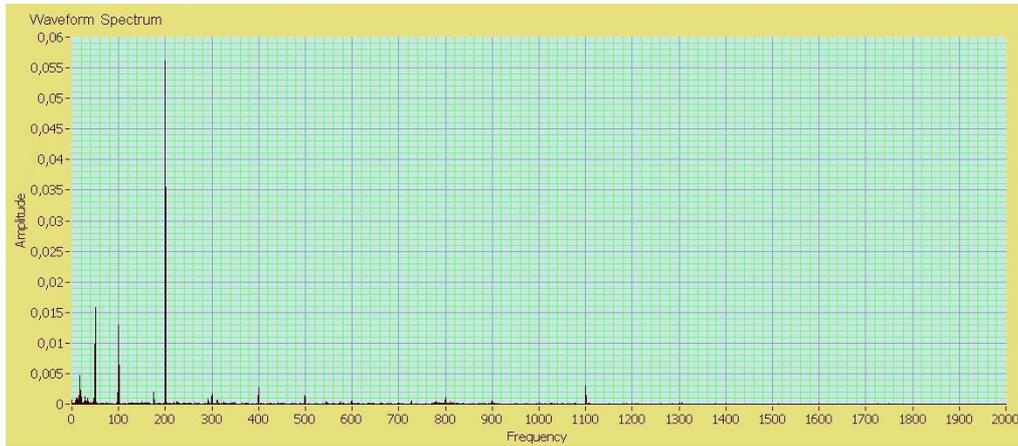


Fig. 1. Noise spectrum of a perfect engine

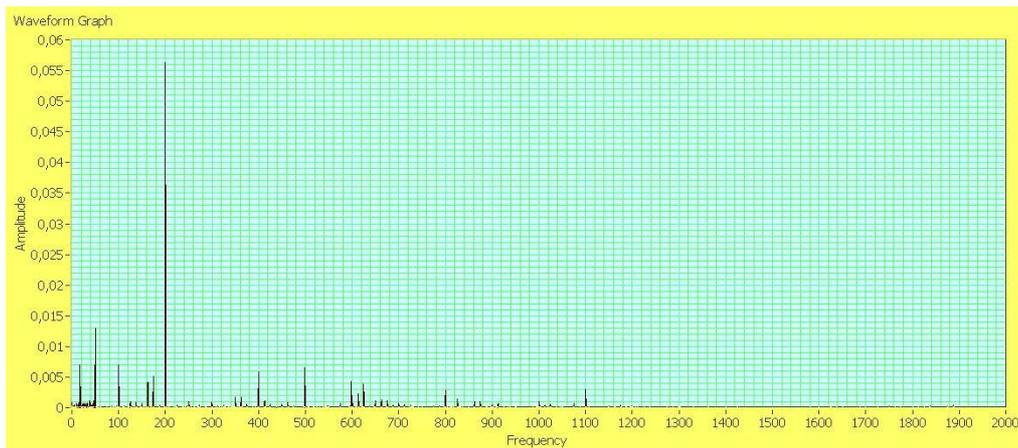


Fig. 2. Noise spectrum of a faulty engine.

2 Order analysis principles and the measuring set-up

The traditional FFT process transforms time domain data to frequency domain, creating a spectrum. Signals that are periodic (repetitive) in the time domain appear as some peaks in the frequency domain. If the angular or rotation speed is not constant, the signals are not really periodic and there will be not well observable peaks in the frequency domain. The new great idea is that instead of collecting data by given time intervals in time domain one must collect by given angular intervals in revolution domain [2], [3]. Using FFT on the collected data results information in order domain. The signals that are periodic in revolution domain appear as peaks in order domain. The key trick is that that the measurement rate tracks the rotational speed of the machine. By this way, e.g. if a vibration peak occurs three times every revolution at the same shaft angle position a peak appears at the third order in the order spectrum.

The figure below (Fig. 3) shows the method and the result of a signal sample collecting in time and by angle difference [10].

Practically, the data sampling by angle position is not a technically easy task. In principle three techniques are commonly usable:

14. Shaft encoders, which are electro-optical devices and can generate even thousands of digital pulses per revolution.

The pulses then can trigger sampling data directly into the data

processing equipment memory.

12. Some device which is tracking the rotation of the shaft and emulates the shaft angle sensor – and gives the necessary sampling trigger pulses.

13. Digital resampling technique. The equipment stores the noise/vibration signal in digital form by fixed time intervals together with the signals of a precise rotation angle sensor. After collecting the primary info, the software devices are suitable to resample the noise/vibration signal from time domain to revolution domain. Probably this method is the

most advantageous for simple experiments because there is no need of angle sensor. However, the numeric algorithm eventually may cause some distortion of the result.

The vibro-acoustic characteristics of engines can be studied from different viewpoints and for a number of purposes. Modern combustion engines belong to sophisticated, complicated and very expanded mechatronic systems. As sound pollution has become an important issue in today's environment, many projects are intended to analyse the noise and vibration generated by vehicle engines [7]. On the other side, one of the most sensitive parameters for monitoring the condition of engine is vibration and noise characteristics. Noise and vibration sources and eventually the related faults can be classified into two groups, namely

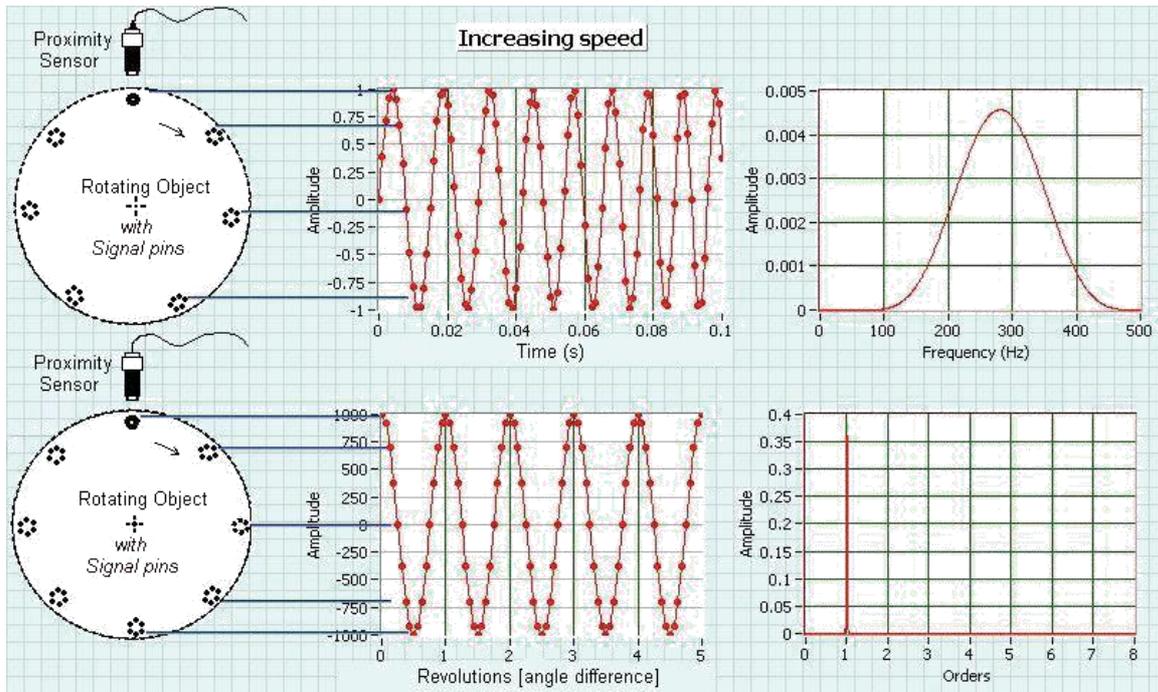


Fig. 3. Sample collecting by constant time intervals and by constant angle intervals.

multiply the resolution of the recent sensor by two or four by HW or SW methods. One

the combustion process and the mechanical movements [4]. Our purpose is to develop new diagnostic methods but we can use the results of projects which basically intended to decrease the generated engine noise level.

3 Our measurement system based on NI devices

We developed a new measurement system which is suitable for noise/vibration diagnostics for internal combustion engines using order analysis. The system may work with or without software signal resampling. The next figure (Fig. 4) shows the system architecture.

We use an NI CompactDAQ based data acquisition and pre-processing system with the suitable I/O modules as a cost effective solution of high technical capabilities. The system is flexible and expandable as we have eight interface module slots in the control unit. We may implement various analog, digital, timer, and counter interface tasks with HW signal pre-processing support and the LabView/LabWindows software functions. Our first tasks were the study of specific parts or sections of the engine. We used professional microphone fixed near to the possible critical noise sources and positioned the three axes vibration sensor by similar considerations. For executing order analysis we need regular angle interval signals – our solution is the usage of a ROD426

incremental rotation sensor with impulses by each 6° angle revolution. It is equal to the crankshaft position sensor signal. However, to indicate the reference angle position three single pulses are missing from series of the crankshaft sensor signal. As a consequence, it seems it is not usable for the order analysis [5]. Later, in some cases we may need angle signals of higher resolution. As the rotation direction is the same every time, we can

engine operation cycle consists of two crankshaft revolution and the camshaft sensor's signal can distinguish the two revolutions during one cycle. Finally, one additional simple and sure possibility is the usage of an ignition sparkle sensor to identify some engine piston working in synchrony with shaft angle position. Optionally we can synchronize our measurement to other events outside, or can give trigger signal e.g. to start video recording for more complex studies (like fast visual observations).

4 Experimental work

At present diagnostics project our basic aim was to detect faults of some parts or sections of the engine. A general criterion as to whether faults and abnormalities can be observed is that they appear as an indetectable difference or unusual parametric value in the measured vibration or acoustic signal. There are many factors that impact the fault information content of the signals including the chosen sensors, the measurement points,

shielding disturbing effects from the near and far environment etc. [6]. We basically focused on the following subjects:

11. where, why and how is vibration or noise generated by the combustion engine,
12. by which way, how does vibration and noise propagate through different materials of parts assembled together,
13. how can we determine the best test positions for the sensors to capture the abnormalities [8].

We concentrated on mechanical faults. Some examples of these faults are problems with the crankshaft, faults in belt drives, e.g. damaged timing belt, camshaft defects, defective or missing connecting rod bearings, cylinder ringing, faults in oil pump, etc. Seeing that all faults which are followable by vibro-acoustic

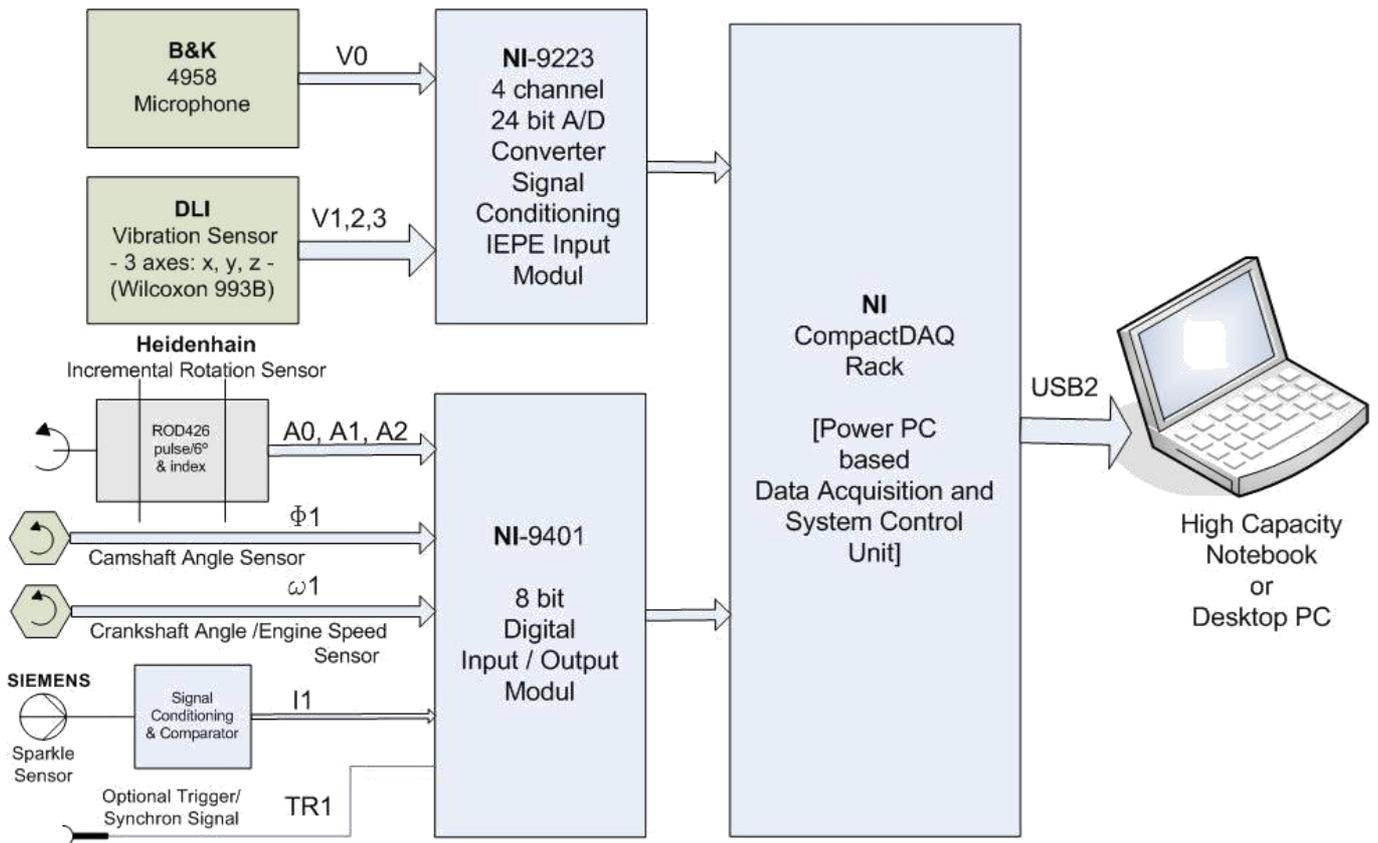
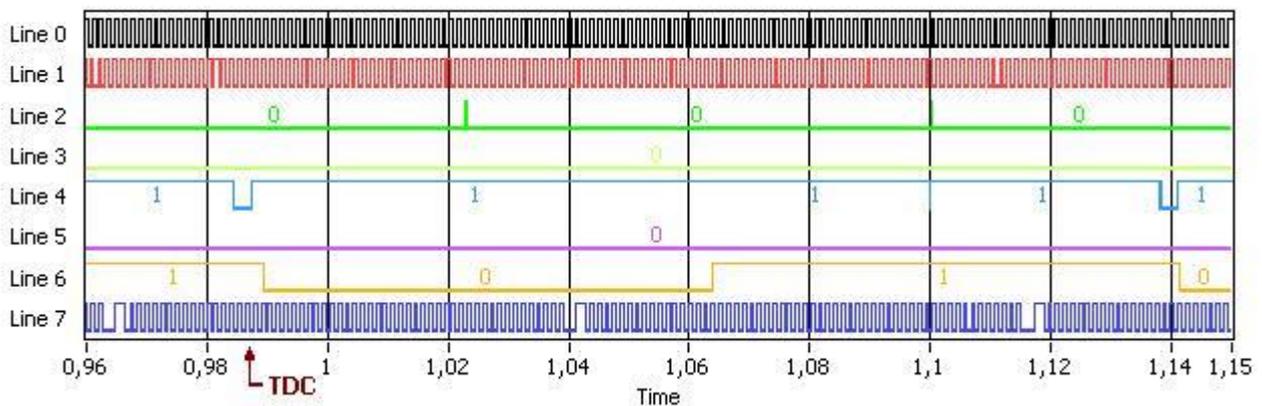


Fig. 4. The newly developed Data Acquisition System architecture

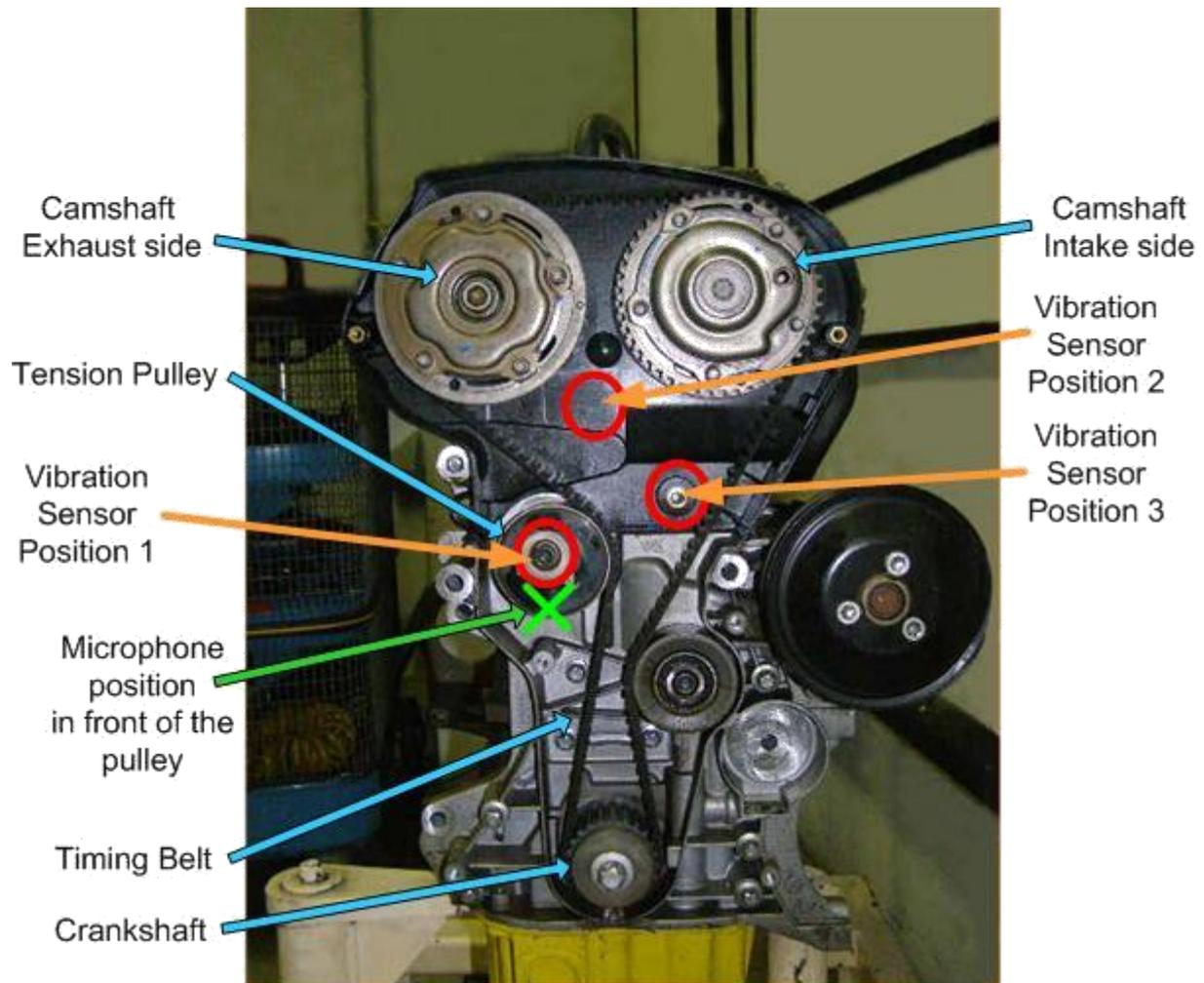
Digital Waveform Graph



Signal marking and remarks:

- Line 7: Engine Crankshaft sensor
- Line 6: Engine Camshaft sensor 1
- Line 5: Engine Camshaft sensor 2 (not connected here)
- Line 4: Ignition Signal, Piston 1
- Line 3: Trigger sensor (not used here)
- Line 2: Heidenhain incremental rotation sensor Index signal (A0)
- Line 1: Heidenhain incremental rotation sensor Angle signal (A1) by each 6° angle movement
- Line 0: Heidenhain incremental rotation sensor Angle signal (A2) by each 6° angle movement with 90° phase shift to A1
- TDC: Top Dead Center (in Line 7, crankshaft pulse position)

Fig. 5. Timing Relations inside the engine



Remarks:

- g) The microphone was fixed on the engine test stand in front of the pulley.
- h) In the case of the vibration sensor we proved three positions. It seems we got the best results at Position 1, using a modified tension pulley fastening screw. At Position 2 we applied a glued support plate. At Position 3 we used a regular screw hole of the engine body.
- i) We connected a flexible shaft coupling among the main central screw of the crankshaft and the Heidenhain incremental angle sensor in front of the crankshaft.

Fig. 6. The front side of the engine with the tension pulley and the measuring positions



Fig. 7. The DLI 3-axes Vibration Sensor and the B&K Precision Microphone

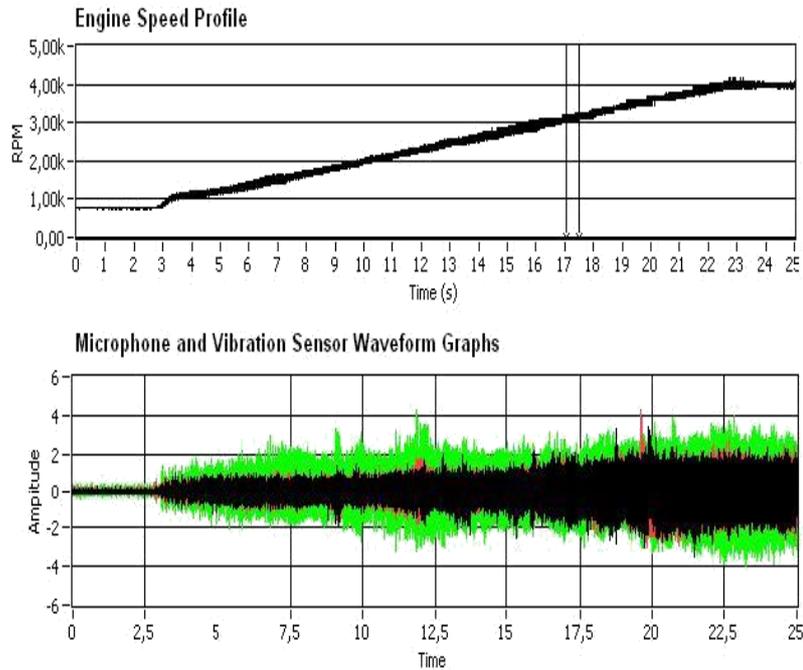


Fig. 8. Typical engine speed profile during run-up and the related vibration and noise signals

– Precision Array Microphone, Type B&K4958 of Bruel&Kjaer

signals are related to excitation events and excitation connected to the combustion process, we made measurements to study the time relations between ignition, crankshaft and camshaft rotation. We used the digital sensors shown in Fig. 4 for this purpose. Some sample results are shown in Fig. 5.

The measurement signals shown above make it possible to study the correlation between rotation parameters (including RPM, angle speed, shaft position, etc), ignition timing, and the vibration or noise signals. The time and other parametric relations between the signals give a great amount of information but the possibilities can be the subject of another study.

After developing the measurement system we started to observe the behaviour of perfect and faulty parts and related symptoms. One project intended to screen tension pulleys with tension spring problems. The tension pulley makes the timing belt tight during the operation of the engine, e.g. during acceleration or deceleration. In some rare cases some pulley springs present resonance effects at some rotation speed(s) which can cause fatigue breaking. First we determined the microphone and the vibration sensor positions.

We used professional sensor devices shown in Fig. 7:

The basic characteristics of the sensors:

- Vibration Sensor, Type Wilcoxon Research 993B (manufactured especially for DLI), 3 axes
- Sensitivity: 25mV/g
- Frequency range: Z axis - 2 –10.000 Hz, X and Y axis - 2 –7.000 Hz
- Interface: IEPE

Sensitivity: 12,5nV/Pa
Frequency range: 10 –20.000
Hz Interface: IEPE, TEDS
Dynamic range 28 – 140dB
Dimensions: 34mm long,
7mm diameter

The selected B&K microphone is practical in our measurements even because of the small dimensions, and it can be used in arrays which can be important in our later experiments.

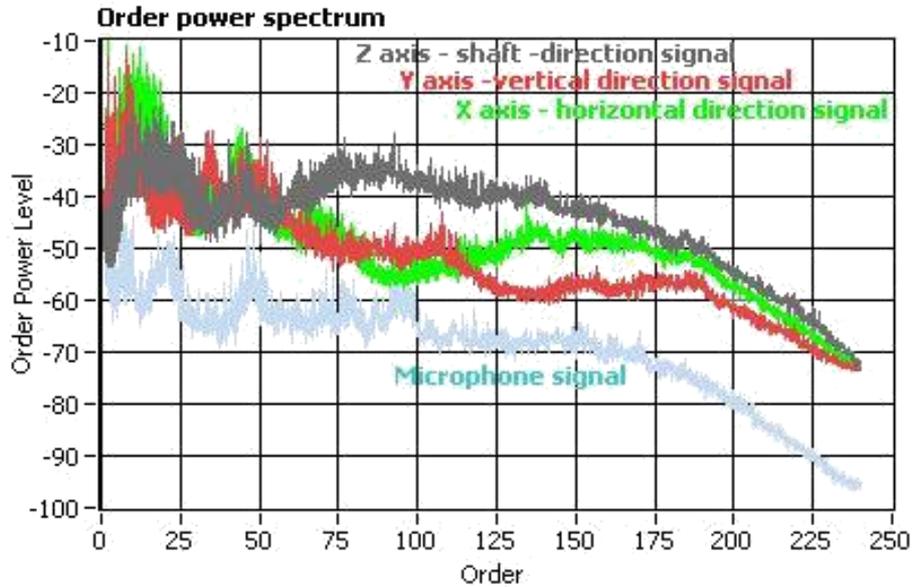
5 Diagnostic results of tension pulley test

We made a great number of measurements testing several pulleys and some engine types. As a result we got a big data base which consists of information about the original time based and processed frequency and order domain information. The tension pulleys tests can demonstrate the system functionality and

capability. In the case of pulley tests first we made screenings by sweeping the rotation speed and observed the critical values. In the other phase we observed the resonance phenomena at the critical working conditions. Some summarized results can be seen in Figs. 8 and 9. We plan to present the results in water-fall diagram too in the next phase of the work. Note: the diagrams below can only demonstrate the results of the measurements. Running the software we can select and magnify parts of the diagrams, select or suspend signals with their colors, which makes the analysis, e.g. detailed data comparison possible or easier.

Especially in the case of the tension pulley, the resonance effect is observable in the order spectrum; however, the study of the frequency domain data is the most efficient method.

Below, in Fig. 10, the phenomena is clearly viewable at about 105Hz as both the microphone and the vibration sensor axes give sharp peak values.



Remarks:

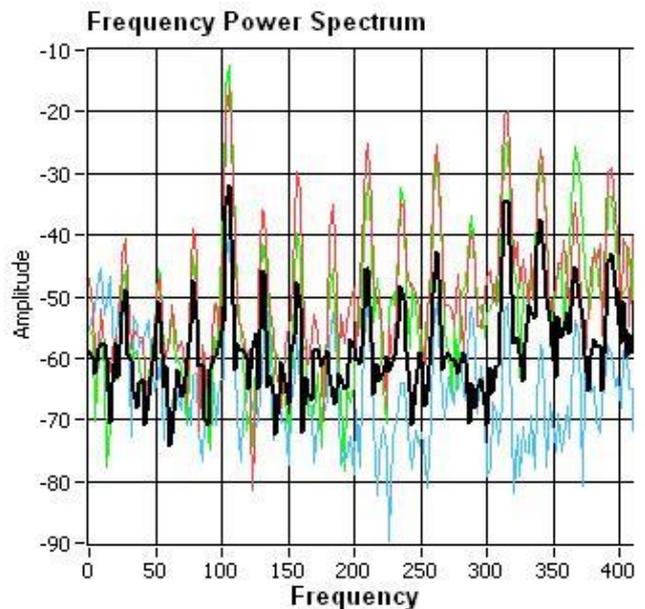
- ┌ The figure shows the full software capability, but for fault diagnosis the results in the left part of the diagram are important
- ┌ The "Order Power" phrase refers to the algorithm method which calculates the order spectrum from the power level of the signal in time.
- ┌ In the diagrams, the color coding (and the related grey scale tint order in black-and-white representation) is:
- Light Blue: microphone
- Green: vibration X axis
- Red: vibration Y axis
- Black or dark grey: vibration Z axis

Fig. 9. The order power spectrum calculated from the signals above

Based on the experimental results we can design screening methods using parameter level windowing procedures to catch the faulty risky parts.

6 Summary

The newly developed complex "custom design" hardware and software system for vibration and acoustic noise analysis verified in practice that it is well suitable for fault diagnostics purposes. The new measurement results acquired using our flexible HW assembly and SW system also verified that modern noise and vibration diagnosis procedures are very sensitive methods. The methods can capture hidden and special problems for which even the most straightforward functional testing is not really adequate. As a result of the research, e.g. we can screen tension pulleys of engine timing belt which have fault risk during operation later because of occasional spring resonance. However, the system capability to show faulty parts is very large and makes it possible to identify risky elements with increasing diagnostic possibilities. The next steps include the enhancement of the hardware capabilities and the usage of more sophisticated software solutions and mathematical procedures. We plan to utilize the system to catch hidden fault connected problems which may be observable in frequency, or in order domain, or which are eventually detectable with combined analysis method only.



Remarks

- The system is capable to provide the frequency spectrum up to 25 kHz. but in this case data in the high frequency interval have low importance

Fig. 10. The frequency power spectrum of a potentially risky part

References

- **Bánlák P, Kulcsár Sz**, Monitoring the Operation of Internal Combustion Engines Using Order Analysis of Noise and Vibration Data, Journal Of Machine Manufacturing XLIX (2009), 142-144.
- 17. **Bruel & Kjaer**, What is order analysis and what is used for, B&K, 1999, available at www.bksv.com.
- 21. _____, Order analysis, B&K, 1999, available at www.bksv.com/.../orderanalysis.aspx.
- 28. **Denton T**, Advanced Automotive Fault Diagnosis, Butterworth-Heinemann (2006), 98-121.
- 5 **Dietse H**, Automotive Sensors, Robert Bosch GmbH, 2005.
- 6 **Dömötör F**, Rezgésdiagnosztika I, Főiskolai Kiadó, Dunaújváros, 2008.
- [**Fantana NE**, Study Regarding Vehicle Noise Analysis, Annales of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, 2007, pp. 447-450.
- 8 **Filep E**, Mechanikai hullámok, Ábel Kiadó, Cluj-Napoca, 1999.
- ì **Nagy I**, Technical Diagnostics I. – Vibration Analysis, Delta3N, 2007.
- 10 National Instruments: Understanding Order Analysis and Resampling, 2007, available at www.ni.com.

ANEXO 6

Fundamentos de Vibraciones Mecánicas. Definiciones y Terminología.

José María Rico Martínez Departamento de Ingeniería Mecánica Universidad de Guanajuato
Carretera Salamanca-Valle de Santiago km 3.5+1.8 E-mail: jrico@ugto.mx

10. Introducción

Estas notas tienen como objetivo proporcionar al lector las definiciones, clasificación y resultados fundamentales de vibraciones mecánicas. El propósito es agilizar el aprendizaje de estos temas que, usualmente, no requieren de conocimientos muy profundos de otras materias.

15. Vibración: Definición y Clasificación.

En esta sección se definirán las vibraciones mecánicas y se clasificarán en base a sus características fundamentales.

Definición 1: Vibración. Es la variación con respecto al tiempo, de la magnitud de un parámetro que define, totalmente o parcialmente, el estado de un sistema –mecánico, eléctrico, económico, biológico–

14. respecto a una referencia específica, cuando la magnitud del parámetro es alternativamente mayor y menor que la de referencia.

Una vibración es, simplemente, una función no monotonía del tiempo, $f(t)$; así pues, en sentido estricto, las funciones constantes; es decir aquellas que

$$f(t) = c \quad \forall t \in I_d, \quad (1)$$

donde I_d es el intervalo de definición de la función, no satisfacen definición 1.¹

Existen ejemplos muy variados de vibraciones:

14. El voltaje de un circuito de corriente alterna.

15. La presión dentro de un tanque de almacenamiento de una compresora durante su llenado y descargado.

16. La presión interna de la cabina de un avión durante un viaje.

17. La distancia que se comprime un resorte en los “amortiguadores” de la suspensión de un automóvil durante el viaje a través de una carretera llena de baches.

18. El valor relativo de la moneda de un país con respecto a la moneda de otro.

19. La temperatura de un paciente afectado de paludismo.

A un cuando muchos de las definiciones y resultados obtenidos en este curso son aplicables a cualquier tipo de sistema –frecuentemente denominado sistema dinámico–, el énfasis en este curso es el estudio de los sistemas mecánicos.

La definición 1 es demasiado amplia y es posible, y conveniente, restringir la definición a clases particulares de vibraciones.

¹En el resto de estas notas, el lector puede emplear como sinónimos las palabras vibración y función.

Particularidades de la medición de presión sonora y vibraciones en grupos electrógenos MAN 18 V48/60 B

Yanexi Cepero- Aguilera, Evelio Palomino- Marín, Yanet Ponce- Toste

Recibido el 7 de octubre de 2010; aceptado el 14 de diciembre de 2010

Resumen

Como parte de las líneas de investigación del Centro de Estudios en Ingeniería de Mantenimiento, se desarrolla un proyecto de investigación encaminado a establecer las pautas para la evaluación de la condición de grupos electrógenos. El presente artículo muestra las particularidades de la medición de sonido y vibraciones sobre un Grupo Electrónico MAN 18 V48/60 B. Se analiza lo indicado en el estándar ISO 3744 concluyéndose con la imposibilidad práctica de su aplicación en el entorno industrial y para grandes máquinas como lo es el caso de los grupos electrógenos MAN 18 V48/60 B. El interés de esta investigación se enfoca al generador del grupo electrónico y por ello no obstante, se efectuaron mediciones de presión sonora orientando el micrófono hacia los cojinetes de este, sobre los cuales también se registraron sus vibraciones siguiendo lo indicado en el estándar ISO 8528-9. El análisis comparativo de los registros espectrales de presión sonora y de vibraciones obligó a convertir los espectros FFT en espectros de ancho de banda proporcional constante. Como resultado fundamental se obtiene la no correlación de las frecuencias espectrales de presión sonora con las de vibraciones y una evaluación preliminar del generador exhibiendo una condición normal.

Palabras claves: nivel de presión sonora, medición de vibraciones, ancho de banda proporcional constante, grupos electrógenos.

Distinctive features for sound pressure level and vibration measurements over engine generator sets type MAN 18 v48/60 b

Abstract

A research project for condition monitoring of engine generator sets is developed as part of main researches at Maintenance Engineering Research Center. Sound pressure level and vibration measurements over an engine generator set MAN 18 V48/60 B are made with the goal of identify those frequencies present in both, sound pressure level and vibration spectra which could give the possibility to use sound pressure level as a symptom parameter because of the continuous feature of this kind of measurement. It is analyzed everything stated in ISO 3744 standard but it was impossible to apply such standard taking in mind the complexity of industrial environment. However, because the research is focused on generator it was registered the sound pressure level near generator bearings. Vibrations were also registered on bearings according to ISO 8528-9 standard. For comparative analysis it was necessary to convert FFT spectra into constant percent bandwidth spectra. As a result, the spectral frequencies could not be correlated in both sound pressure level and vibration spectra and a generator normal condition was found as a preliminary evaluation.

Key words: sound pressure level, vibration measurements, constant percent bandwidth, engine generator sets.

Introducción

Sin dudas, la generación distribuida constituye una alternativa estratégica para garantizar los requerimientos energéticos fundamentales de Cuba y esto presupone programas de mantenimiento que permitan garantizar indicadores de disponibilidad y confiabilidad acordes con las exigencias de este tipo de industria.

La presencia de un motor de combustión interna y de un generador como componentes básicas de un grupo electrógeno, justifican plenamente la aplicación de tecnologías predictivas y de diagnóstico, orientadas a la medición y análisis de vibraciones y sonido, la emisión acústica, el análisis de lubricante y la medición de temperatura, esta última basada preferiblemente en las tecnologías asociadas a la termovisión. [10, 11]

Es por ello que, de acuerdo a las posibilidades que ofrece un artículo de este tipo, se abordarán las pautas para la medición de sonido y vibraciones, con vista en primera instancia, a correlacionar las frecuencias dominantes en ambos registros espectrales, es decir, sonido y vibraciones, dando continuación a una investigación preliminar desarrollada a nivel de laboratorio sobre un simulador mecánico en el que se efectuaron registros de vibraciones y sonido, como resultado de la cual se pudo correlacionar algunas frecuencias significativas e incluso, fue posible cuantificar el ruido de fondo. [5, 8, 9]

Luego entonces, tomando en cuenta las evidentes diferencias que existen entre las condiciones para realizar ejercicios experimentales a nivel de laboratorio y en el entorno industrial, se procedió a efectuar registros de vibraciones y sonido sobre un grupo electrógeno ubicado en un recinto industrial y acompañado de otras seis máquinas de igual diseño y a plena operación, con el objetivo de identificar frecuencias significativas en ambos registros y poder evaluar la efectividad de la presión sonora como síntoma de estado técnico, sobre todo si se toma en cuenta que la medición del sonido producido por una maquinaria representa una medida indirecta de las vibraciones producidas por ésta [10].

Desarrollo

Consideraciones acerca del estándar ISO 3744

El estándar ISO 3744 especifica varios métodos para determinar los niveles de potencia acústica en máquinas, equipos y sus componentes. El cálculo del nivel de potencia sonora está basado en la suposición de que esta magnitud emitida por la fuente es directamente proporcional al nivel cuadrático medio de la presión sonora, promediado en el tiempo y en el espacio. El método descrito en este estándar es válido para la medición de todo tipo de sonido. [1]

De especial interés resulta lo indicado en este estándar para la localización de las posiciones de los micrófonos sobre la superficie de medición, para lo cual será necesario definir un paralelepípedo hipotético de referencia. Las posiciones de los micrófonos se distribuyen entonces sobre la superficie de medición de acuerdo a una superficie hipotética de área “**S**” que envuelva tanto a la fuente como al paralelepípedo de referencia y que limite con los planos (o plano) reflectantes. [1]

La posición de la fuente bajo ensayo, así como la superficie de medición y las posiciones de los micrófonos, se definen en un sistema de coordenadas con los ejes horizontales “**x**” e “**y**” contenidos en un plano definido por la base del paralelepípedo de referencia.

Así mismo, las mediciones se deberán ejecutar de acuerdo a posiciones de micrófono correspondientes a un paralelepípedo rectangular, cuyas caras sean paralelas a las del paralelepípedo de referencia, en este caso, la distancia de medición “**d**”, es la distancia

entre la superficie de medición y el paralelepípedo de referencia. El valor preferible de “**d**” es de **1 metro**.

En la figura 1 se muestran las posiciones del micrófono en la superficie de medición paralelepipedica.

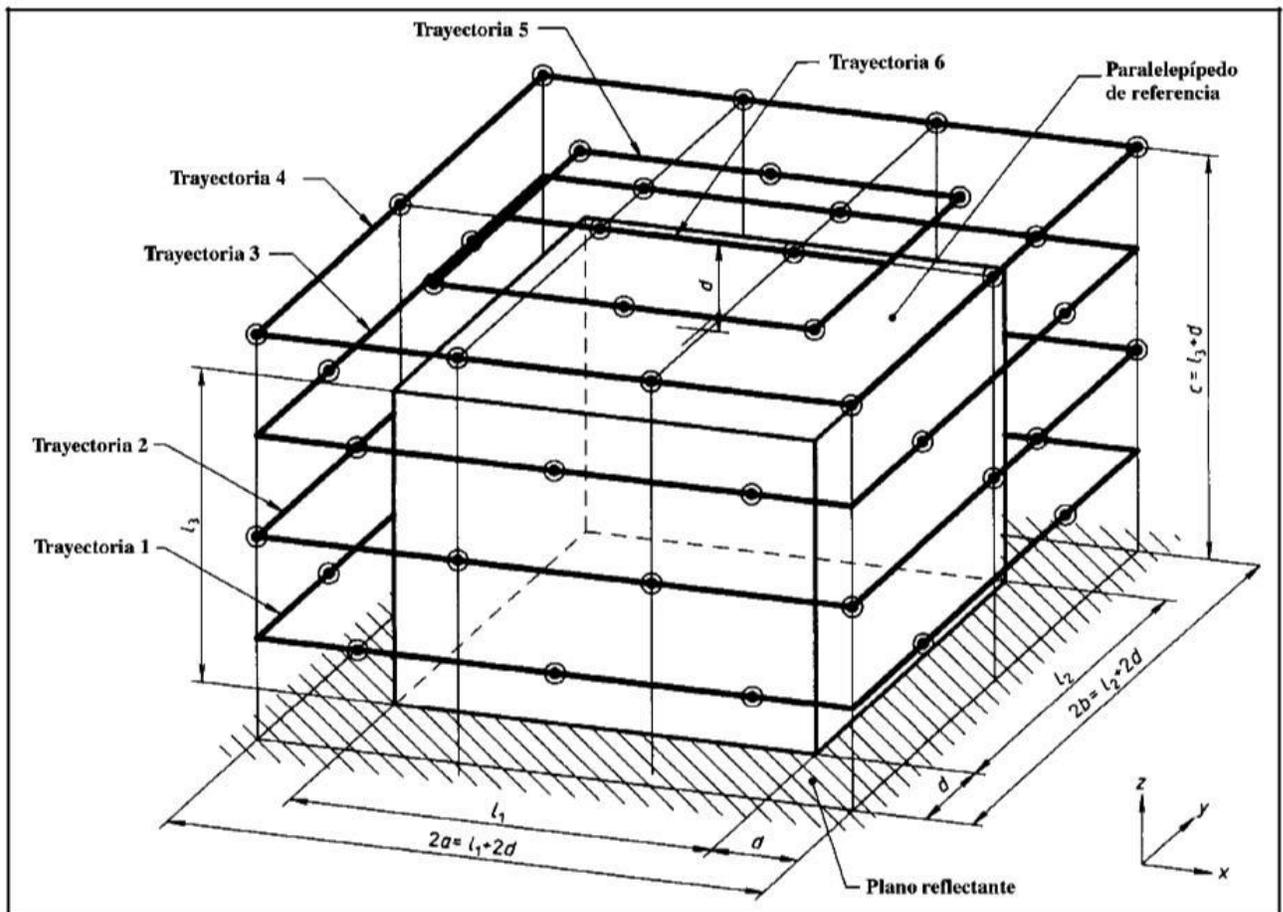


Figura 1. Superficies de medición y posiciones del micrófono para una máquina de gran tamaño

Consideraciones acerca del estándar ISO 8528- 9

En principio, para la planificación de la estrategia de medición de vibraciones en el grupo electrógeno de marras, se consultó con el fabricante de la máquina y con el cliente, indagándose sobre la existencia de algún reporte de pruebas ejecutadas en fábrica o de alguna referencia que pudiese ser utilizada al menos para evaluar la condición del grupo electrógeno en cuanto a vibraciones se refiere.

Sin embargo, no se encontró una referencia suficientemente completa para la ejecución de las mediciones y por ello se acudió al estándar ISO 8528- 9 que aunque no es de obligatorio cumplimiento, sí constituye una referencia importante e incluso legal para efectuar este tipo de medición.

De especial interés resulta el hecho de que el sistema de medición deberá garantizar una exactitud de un **10%** para los valores de desplazamiento, velocidad y aceleración dentro del rango de **10 Hz a 1000 Hz** y una exactitud desde **+10%** hasta **-20%** para mediciones realizadas dentro del rango de **2 Hz a 10 Hz**, lo cual resulta de importancia extrema, pues en no pocos casos el personal que realiza las mediciones no conoce por determinadas razones los rangos de frecuencia de operación correcta del transductor que se emplea y la modificación de estos de acuerdo al tipo de fijación que se utilice, ya sea un perno roscado o el tristemente célebre puntero.[6]

En la figura 2 se muestran los puntos recomendados por el estándar ISO 8528-9 para registrar las vibraciones en grupos electrógenos.

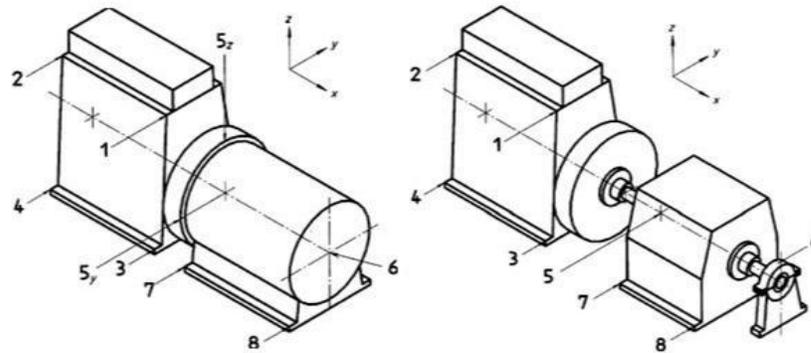


Figura 2. Ubicación de los puntos de medición

Según prevé este estándar, las frecuencias de excitación de los motores de combustión interna que accionan a los generadores, se enmarcan en el rango de entre **2 Hz** a **300 Hz**. Sin embargo, se debe tomar en consideración la influencia de la estructura portante y por ello se sugiere efectuar mediciones en el rango de entre **2 Hz** y **1000 Hz**. En la Tabla C.1 de la página 10 del estándar ISO 8528- 9 se muestran valores de desplazamiento, velocidad y aceleración que deben ser tomados como referencia para evaluar la condición del grupo Eléctrico [6].

Los ejercicios experimentales

Esta investigación se realizó en una Central Termoeléctrica Cubana donde se encuentran instalados Grupos Eléctricos del tipo MAN 18 V48/60 B (observe la figura 3), con una capacidad nominal de generación de 18.4 kW, con una frecuencia de 60 Hz y operando a una velocidad de rotación de 514 rpm.[7]



Figura 3. Grupo eléctrico MAN 18 V48/60 B

De acuerdo al alcance del proyecto inicial de investigación y tomando en cuenta que no son las vibraciones y el sonido los mejores parámetros síntomas para evaluar el estado técnico de motores de combustión interna, se decidió trabajar exclusivamente con el generador, que aunque opera acoplado al motor de combustión interna, es una máquina rotatoria y en este tipo de máquina sí ha quedado demostrada – desde hace más de 40 años – la eficacia de las vibraciones como parámetro síntoma, sólo que en lo que respecta a los objetivos de esta investigación, se intenta además utilizar el sonido para viabilizar los ejercicios de medición.

Atendiendo a lo previsto en el estándar ISO 3744 se definió el paralelepípedo de medición tomando en cuenta desde luego, las dimensiones del generador del grupo eléctrico MAN 18 V48/60 B. Nótese que el generador tiene aproximadamente **5 metros** de largo por **5 metros** de alto, lo cual indudablemente compromete el aspecto práctico de la medición de sonido de acuerdo con este estándar ISO 3744 [7]. Para definir la cantidad de puntos de medición se partió de lo recomendado en el propio estándar ISO 3744, definiendo el

paralelepípedo de medición con dimensiones externas de alrededor de **6 m x 7.4 m x 6.7 m**, según se observa en la figura 4. Los puntos para la ubicación del micrófono fueron definidos a una distancia mutua de **1 metro** aproximadamente.

Figura 4. Dimensiones externas del paralelepípedo de referencia

De manera que, por cada cara del paralelepípedo se tendrán alrededor de 25 puntos de medición y asumiendo que se mediría en las dos áreas laterales del generador y en el área frontal libre de este, se tendría que medir en nada más y nada menos que **75 puntos**. Además de ello, la ubicación del generador en altura desde el piso supera el metro.

Todo esto presupone el empleo de un dispositivo que permita ubicar el micrófono, conjuntamente con el instrumento, en las posiciones indicadas en la figura 4 y prever algún tipo de soporte para el operador del sonómetro, pues la inmensa mayoría de las posiciones supera la altura promedio de un ser humano.

Por tal motivo, los autores realizaron la siguiente valoración, en torno a la viabilidad práctica de la realización de las mediciones de sonido atendiendo a lo indicado en el estándar ISO 3744 y para este caso en específico:

11. Número excesivo de puntos de medición (75 puntos sólo para el generador), sobre todo si se tiene en cuenta que la medición de sonido se previó ser realizada con el ánimo de simplificar el trabajo de localización de fuentes importantes de vibraciones.
12. Imposibilidad práctica de garantizar la ubicación del micrófono en todas y cada una de las 75 posiciones definidas en el paralelepípedo de medición.
13. Excesivo ruido de fondo.

A pesar de estos inconvenientes, se realizó la medición de presión sonora orientando el micrófono hacia los pedestales del generador, tal y como se observa en la figura 5a, precisando que para el pedestal del **Generador Lado Coupling** la distancia desde el micrófono a la superficie del pedestal fue de **400 mm** así como de **200 mm** para el pedestal del **Generador Lado Libre**.

El instrumento de medición empleado fue el Sonómetro **Brüel & Kjær, Observer™ Tipo 2260**. Observe la figura 5b. La configuración de las mediciones se muestra en la Tabla 1.

[4]

Figura 5. Mediciones de sonido en el generador.

a) Medición en el pedestal lado libre. b) Sonómetro *Brüel & Kjær, Observer™* Tipo 2260

Ingeniería Mecánica. Vol. 14. No. 1, enero-abril, 2011. ISSN 1815-5944

44

Tabla 1. Configuración del Sonómetro *Brüel & Kjær, Observer™* Tipo 2260 para la realización de las mediciones de presión sonora en la Unidad No. 2

Ancho de Banda:	1/3 Octava
Pico Máximo:	150,0 dB
Rango:	51,4 -131,4 dB
Medición en Banda Ancha:	16. L
Medidas en octavas:	L
Hora de Calibración:	17/05/2010,
Nivel de Calibración:	10:24:31 94,1 dB
Sensibilidad:	-27,4 dB

Debido a exigencias operativas de la Central Eléctrica no fue posible registrar el ruido de fondo [3] ya que no se logró obtener el permiso necesario para detener la Unidad No.2 objeto de medición, lo cual constituye un inconveniente adicional para la realización de las mediciones de sonido en este tipo de Planta y a la vez un obstáculo real y habitual en el entorno industrial.

En la figura 6 y en la figura 7 se muestra el registro de presión sonora obtenido en el generador del grupo electrógeno No.2 en su **pedestal lado coupling** y en su **pedestal lado libre** respectivamente.



Figura 6. Registros de presión sonora obtenidos en el pedestal lado coupling del generador del grupo electrógeno No.2



Figura 7. Registros de presión sonora obtenidos en el pedestal lado libre del generador del grupo electrógeno No.2

Así mismo y atendiendo a lo previsto por el estándar ISO 8528- 9 se definieron los puntos de medición de vibraciones señalados e identificados en la figura 8. Observe que igualmente se indica el sistema de

referencia, es decir, el eje “y” identifica la dirección radial horizontal, el eje “z” identifica la dirección radial vertical y el eje “x” identifica la dirección axial.

Figura 8. Identificación y ubicación de los puntos de medición.

Para la realización de las mediciones de vibraciones se contó con el Colector Analizador de Vibraciones *Pocket VibrA Pro* de la compañía Canadiense *Hyatt Industries Ltd*. Este equipo está basado en un PDA (*Personal Data Assistant*) industrial que incorpora una tarjeta de adquisición de datos y un software nombrado precisamente *Pocket VibrA Pro*. Observe la figura 9a.

Con el empleo de este instrumento, se tomaron registros espectrales en un rango de 2 Hz a 1000 Hz y se midió simultáneamente aceleración y velocidad de las vibraciones rms, de acuerdo a lo previsto en el estándar ISO 8528-9, empleándose para ello un acelerómetro del tipo C3-250 cuya función respuesta de frecuencias se muestra en la figura 9b y que exhibe una sensibilidad de 250 mili Volt por gravedades.

[10 -12]

Se efectuaron registros espectrales en un total de **36 puntos**, de ellos **24** en el **Motor de Combustión Interna** y **12** en el **Generador**.

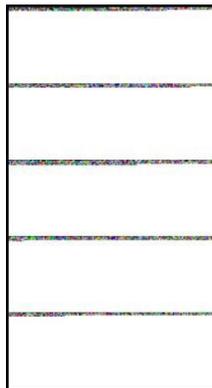


Figura 9. El Colector Analizador de Vibraciones Pocket VibrA Pro

15.

El instrumento. b) Función Respuesta de Frecuencias del acelerómetro C3-250 empleado durante la realización de los ejercicios experimentales.

Discusión de los resultados

Luego de registrados los espectros de presión sonora y de velocidad de vibraciones, se procedió a la comparación de ambos. Sin embargo, se presentaron dos inconvenientes al momento de efectuar las comparaciones. Por una parte, el nivel de presión sonora se expresa en **dB** según la expresión (1) y el espectro de presión sonora se obtiene a través de un filtrado de ancho de banda proporcional constante, en este caso de tercios de octava [3].

$$db = 20 \log \frac{P}{P_0} \quad (1)$$

Siendo “**dB**” el nivel de presión sonora, expresado en decibel, “**P**” la presión sonora que se desea expresar en decibel y “**P₀**” el valor de presión correspondiente al umbral auditivo, **20 μPa**. [3]

Por otro lado, los espectros de vibraciones tienen sus amplitudes expresadas en términos de velocidad de vibraciones en milímetros por segundo y son obtenidos a través de la FFT (*Fast Fourier Transform*) que como

se conoce, es un algoritmo optimizado de la Transformada Discreta de Fourier. Esta última se puede apreciar en las expresiones (2) y (3) en sus formas directa e inversa respectivamente. [10]

$$A(k) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} a(n) \cdot e^{-j \frac{2\pi kn}{N}} \quad (2)$$

$$a(n) = \sum_{k=0}^{N-1} A(k) \cdot e^{j \frac{2\pi kn}{N}} \quad (3)$$

para $n=0, 1, \dots, N-1$; $k=0, 1, \dots, N-1$.

Siendo “**N**” el número de muestras discretas de un segmento de la señal vibroacústica. En el caso particular de las vibraciones como señales a procesar, $a(n)$ es real y $A(k)$ es compleja.

De la expresión (2) se puede inferir que de la FFT se obtienen espectros de ancho de banda constante y por ello, los espectros de estas dos magnitudes físicas se hacen incomparables en el formato en que ambos se obtienen de los instrumentos de medición, particularmente en el eje de frecuencias.

De aquí, que haya sido necesario expresar en **Pascal** los niveles de **Presión Sonora** para mitigar el efecto de la escala logarítmica del **decibel** y convertir los espectros de vibraciones en espectros de ancho de banda proporcional constante, de manera que ambas escalas de amplitudes fuesen expresadas en magnitudes físicas primitivas y las escalas de frecuencia fuesen similares, en términos de tercios de octava [3]. A manera de ejemplo, se muestran en la Figura los registros espectrales de velocidad de las vibraciones expresado en **mm/s rms** y de presión sonora expresado en **Pascal**, ambos obtenidos en el punto “**5y**”.

La conversión de la escala en **decibel** a **Pascal** se logró empleando la forma inversa de la definición original del **decibel** según se aprecia en la expresión (4).

$$P = P_0 \cdot 10^{\frac{dB}{20}} \quad (4)$$

Así mismo, el contenido de cada banda de ancho porcentual constante en los espectros de vibraciones fue obtenido empleando la expresión (5), toda vez que la ponderación aplicada durante la obtención de los registros espectrales de vibraciones fue del tipo Hanning (Ponderación para el procesamiento digital de señales, que lleva el nombre de su inventor *Julio von Hann*).[2]

$$A_{CPB} = 0.8165 \sqrt{\sum_{i=1}^n A_i^2} \quad (5)$$

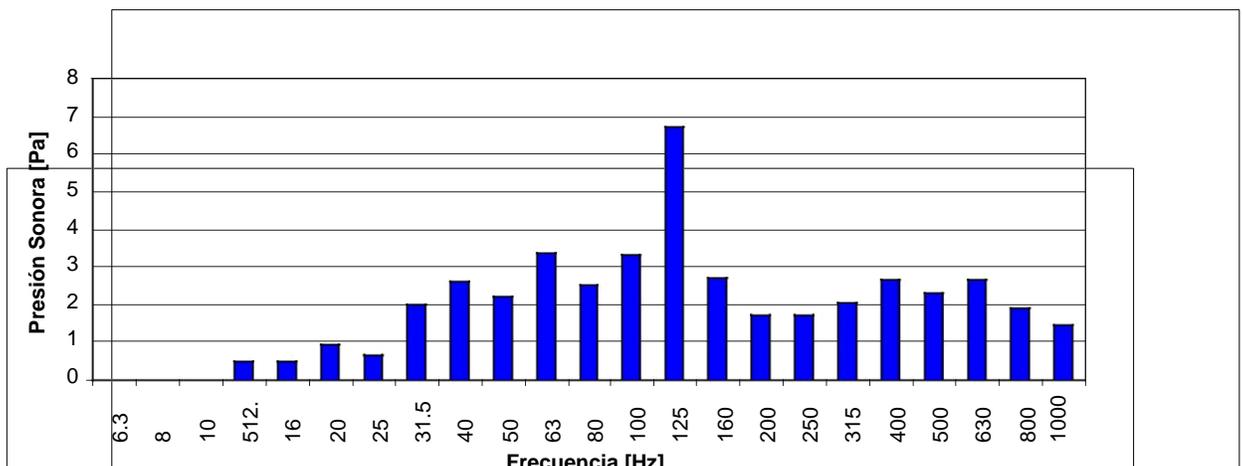
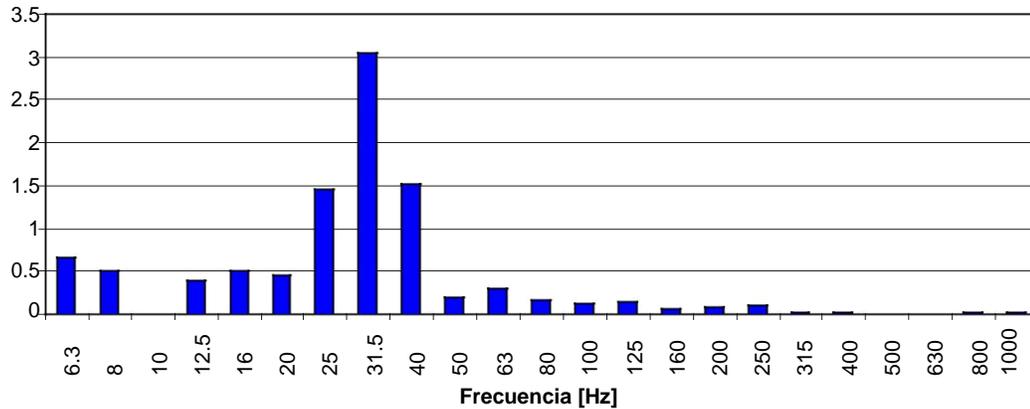


Figura 10. Espectros de vibración y presión sonora registrados en el generador, pedestal lado *coupling*, orientación horizontal (5y)

En total fueron registrados 6 espectros de vibraciones en *milímetros por segundo*, tres por cada pedestal del generador, así como dos espectros de *presión sonora* con el micrófono orientado en el plano horizontal.

Para el análisis comparativo de los espectros de presión sonora y vibraciones se tuvieron en cuenta sólo las mediciones de vibraciones realizadas en la orientación horizontal, por haber sido orientado el micrófono también en la dirección horizontal, es decir, según el eje “y” indicado en el estándar ISO 8528-9.

De todo este análisis se pudo concluir con lo siguiente:

Generador, cojinete lado *coupling*

Las vibraciones exhiben un comportamiento significativo en las bandas de **25 Hz**, **31.5 Hz** y **40 Hz** aunque, de acuerdo a lo indicado en la Tabla C.1 de la página 10 del estándar ISO 8528-9, las amplitudes están muy por debajo de lo dado como Alerta y Alarma, toda vez que por ejemplo, para la banda dominante de **31.5 Hz** se obtiene una amplitud de **3.046 mm/s** lo cual está muy por debajo de lo indicado en este estándar. Observe la Figura 10.

Así mismo, en cuanto a la Presión Sonora, se observa claramente que la frecuencia dominante es de **125 Hz** y no se observa correspondencia significativa alguna con las componentes de vibraciones. Observe la Figura 10.

No obstante, en la propia figura 10 se observa que en el espectro de Presión Sonora se tienen componentes en las bandas que resultan significativas en el espectro de vibraciones, pero no se puede afirmar que son correspondientes con las componentes de Presión Sonora.

Generador, cojinete lado libre

En este caso y de acuerdo al lo mostrado en la figura 11, las vibraciones exhiben un comportamiento significativo en las bandas de **31.5 Hz y 40 Hz** aunque, de acuerdo a lo indicado en la Tabla C.1 de la página 10 del estándar ISO 8528-9, las amplitudes también están muy por debajo de lo dado como Alerta y Alarma. Observe por ejemplo en la figura 11, que para la banda dominante de **31.5 Hz** se obtiene una amplitud de **1.69 mm/s** lo cual está muy por debajo de lo indicado en este estándar.

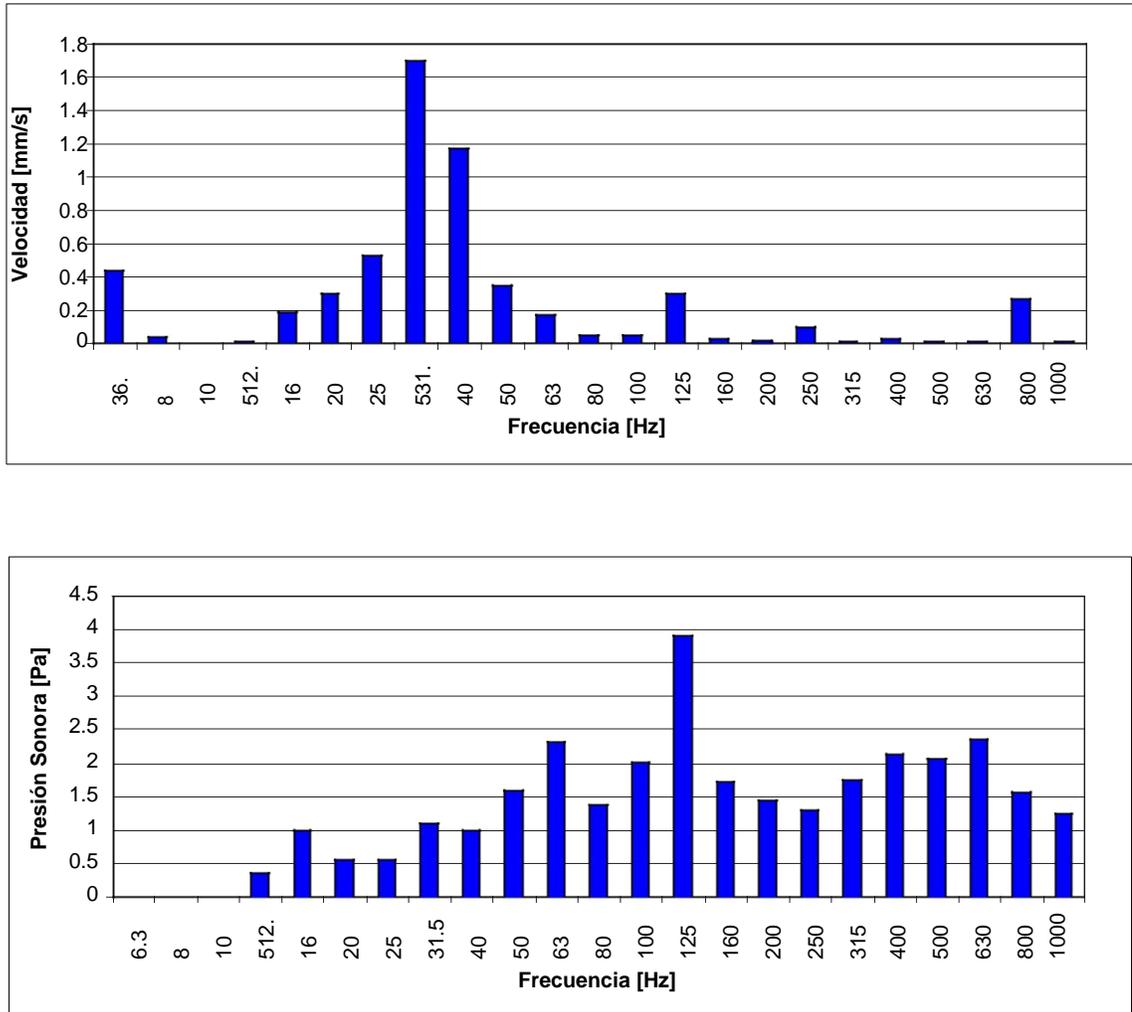


Figura 11. Espectros de vibración y presión sonora registrados en el generador, pedestal lado libre, orientación horizontal (6y).

Por su parte, la Presión Sonora exhibe la frecuencia dominante a **125 Hz** y no se observa correspondencia significativa alguna con las componentes de vibraciones. Vea la Figura 11. Sin embargo, en el espectro de Presión Sonora se tiene componentes en las bandas que resultan significativas en el espectro de vibraciones, sin que esto garantice el poder afirmar que son correspondientes con las componentes de Presión Sonora. Observe la Figura 11. A continuación, en la Tabla 2 se resumen los Niveles Totales RMS registrados en el Generador.

Tabla 2. Niveles Totales de Vibraciones RMS, expresados en milímetros por segundos

Punto	Orientación	Nivel Total [mm/s] RMS
5	y	3.90
	z	0.65
	x	1.64
6	y	2.27
	z	0.50
	x	0.68
7	y	1.68
	z	0.83
	x	0.25
8	y	1.34
	z	0.68
	x	0.27

De acuerdo con la Tabla 2 y tomando en cuenta lo indicado en la Tabla C.1 de la página 10 del estándar ISO 8528-9, se puede aseverar que en ningún caso se supera el nivel de **10 mm/s RMS**, válido como nivel de alerta para Generadores instalados directamente al fundamento sin que medie un sistema de aislamiento de vibraciones.

Conclusiones

- j) Luego de estudiado el estándar ISO 3744 y después de evaluar *in situ* las condiciones prácticas para la realización de los ejercicios experimentales de registro de Presión Sonora en el generador del grupo electrógeno MAN 18 V48/60 B, se evidenció la imposibilidad práctica real de satisfacer los requerimientos de este estándar sobre todo atendiendo la cantidad de puntos que presupone el llamado paralelepípedo de medición.
- k) Del análisis de los espectros vibroacústicos se puede concluir que no existe correspondencia entre las frecuencias dominantes de los espectros de Presión Sonora y de Vibraciones, toda vez que en los registros de vibraciones, convertidos a espectros de ancho de banda porcentual constante, resultan significativas las bandas de **25 Hz, 31.5 Hz y 40 Hz** y sin embargo, en los registros de presión sonora, sólo resulta significativa la banda de **125 Hz**.
- l) En general, el generador exhibe niveles de vibraciones por debajo de lo indicado como nivel de alarma en el estándar ISO 8528-9, no encontrándose en los registros espectrales de vibraciones, evidencias de algún defecto con características significativas dado por la ausencia, en primera instancia, de armónicos significativos.
- m) El hecho de que como resultado del análisis de las mediciones efectuadas, tanto en vibraciones como en presión sonora, no se haya evidenciado correlación alguna entre las componentes espectrales, esto no significa que tal correlación no exista físicamente para otros tipos de máquinas o para máquinas similares a la estudiada, pero obteniendo registros espectrales, por ejemplo, de intensidad sonora.
- n) Los resultados obtenidos no son definitivos y constituyen sólo un punto de partida para continuar esta investigación e incluso, para extenderla a otros tipos de máquinas.

Referencias

- 7. AENOR. Acústica. *Determinación de los niveles de potencia sonora de fuentes de ruido utilizando presión sonora. Método de ingeniería para condiciones de campo libre sobre un plano reflectante*. UNE-EN ISO 3744. España: AENOR. 1996.

8. BERRY, J. *Proven method for specifying both 6 spectral alarm bands as well as narrowband alarm envelopes using today's predictive maintenance software systems*. USA: Technical Associates of Charlotte Inc., 1992.
9. BRÜEL & KJÆR. *Measuring sound*. Denmark: K. Larsen & Son A/S. 1984. p. 44.
10. BRÜEL & KJÆR. *Modular precision sound analyzer – 2260 Observer™* [Consultado el: mayo de 2010].
Disponible en: <http://www.bksv.co.uk/Support/UKFaq/2260%20Observer.aspx>
11. ELÍAS GÓMEZ, D. "Procesamiento y análisis de registros espectrales y de presión sonora con vistas al monitoreo de la condición en Grupos Electrónicos". Tesis de Diploma. Cuba: CEIM-CUJAE, 2009. p. 54.

- ∫ ISO. *Reciprocating internal combustion engine driven alternating current generating sets. Part 9: Measurement and evaluation mechanical vibrations*. ISO 8528-9. First edition. Switzerland: ISO. 1995.
- ∫ MAN B&W Diesel A/S. *Stationary Engine. Programme*. 2nd edition. Germany: MAN B&W Diesel A/S, 2006. Reg. No. 39 66 13 14.
- ∫ MBA, D. “Acoustic Emissions and monitoring bearing health”. UK: *Tribology Transactions*. vol. 46 n^o. 3, 2003. p. 447-451. ISSN: 1547-397X
- ∫ MBA, D. y RAO, B.K.N. “Development of Acoustic Emission Technology for Condition Monitoring and Diagnosis of Rotating Machines; Bearings, Pumps, Gearboxes, Engines and Rotating Structures”. USA: *The Shock and Vibration Digest*, 2006. vol. 38, n^o. 1, p. 3-16. ISSN: 0583-1024
- ∫ PALOMINO, E. *Elementos de medición y análisis de vibraciones en máquinas rotatorias*. 5^a edición. CUBA: CUJAE, 2007. ISBN 959-261-043-6.
- ∫ PALOMINO, E. *Monitoreado y predicción: actualidad industrial*. 2^a Edición. CUBA: CUJAE, 2010. ISBN 978-959-261-319-5.
- ∫ TORRES, F. y ROYO, J. A. “Análisis de vibraciones e interpretación de datos”. España: *Mantenimiento: Ingeniería Industrial y de Edificios*. 2000. n^o. 136, p 39-48. ISSN 0214-4344.

Evelio Palomino- Marín^I, Yanexi Cepero- Aguilera^I, Yanet Ponce - Toste^{II}

I. Centro de Estudios en Ingeniería de Mantenimiento. CEIM.

Instituto Superior Politécnico “José Antonio Echeverría” – CUJAE

Calle 114 #11901 e/119 y 127. Marianao. La Habana. CP 19390. Cuba

Teléfono: +(537) 266 3644

E-Mail: epalomino@ceim.cujae.edu.cu , ycepero@ceim.cujae.edu.cu

10. Instituto “Carlos J. Finlay”. Avenida 27 y Calle 198, No.19805. La Lisa. Ciudad de la Habana. CUBA. Teléfono: +(537) 208 0987

ANEXO 7

Diagnostico de un motor de gasolina de cuatro cilindros mediante el análisis de vibraciones

Diagnostic of a four cylinder gasoline engine using vibration analysis

Jairo Andrés-Grajales, Juan Fernando-López, Héctor Fabio-Quintero

Universidad Tecnológica de Pereira, Facultad de Ingeniería Mecánica. Pereira, Colombia

RESUMEN

Este trabajo presenta el análisis de vibraciones de un motor de combustión interna, operando con diferentes mezclas de combustible, para identificar condiciones de operación con falla, utilizando un banco de pruebas y la falla estudiada fue el "*misfire*". Tres mezclas de combustible fueron probadas: E8, E20 y E30. Aplicando la transformada rápida de Fourier a las señales, se compararon las condiciones de operación normal y con falla entre combustibles, buscando componentes de frecuencia característicos para evaluar la validez de los estudios realizados hasta ahora en gasolina pura. Los resultados muestran que el comportamiento utilizando las diferentes mezclas de combustible es similar al reportado con gasolina pura, y los componentes de frecuencia que diferencian la condición normal y con falla también están presentes en las mezclas de combustible. Se extrajeron características estadísticas de las señales en el dominio de la frecuencia para simplificar el proceso de identificación.

X
by Counterflix

Palabras clave: motor de combustión interna, vibraciones, detección de fallas, problema de encendido, mezclas gasolina-etanol.

ABSTRACT

This paper presents the vibration analysis of an internal combustion engine, using different fuel blends, to identify fault operating conditions. A purpose built engine test bench was used and the fault studied was misfire. Three fuel blends were used: E8, E20 and E30. Fast Fourier transform was applied to the signals. A comparison between normal and faulty operating conditions was carried with every fuel used, looking for characteristic frequency components, to assess the validity of past studies on misfire performed on pure gasoline. The results show that the behavior using the different fuel blends is similar to the one reported on pure gasoline, and that the frequency components that differentiate normal and faulty conditions are also present on the fuel blends. Statistical characteristics were extracted from the signals in the frequency domain to simplify the identification process.

Key words: internal combustion engine, vibration, fault detection, misfire, ethanol-gasoline blends.

INTRODUCCIÓN

En la industria actual el mantenimiento predictivo juega un papel muy importante. Con el uso continuo, las máquinas desarrollan fallas y problemas de operación, razón por la cual estos defectos deben ser detectados con precisión antes que causen daños en las partes o falla catastrófica de la máquina [1]. Uno de los componentes fundamentales de muchas plantas industriales es el motor de combustión interna. Con el fin de reducir las emisiones contaminantes y la dependencia en las reservas de petróleo del mundo, se han estado utilizando combustibles alternativos como reemplazo total o parcial (mezclas de combustible) de la gasolina, principalmente el etanol. Mezclas de 85 % de contenido de etanol y mayores se utilizan en motores específicamente diseñados para operar con etanol, mientras que mezclas de alrededor de 10 % son usadas en motores diseñados para gasolina, pero se busca incrementar este último porcentaje por lo que se requiere investigar los efectos de mezclas mayores en estos motores. Los efectos de las mezclas etanol-gasolina (E5, E10) y metanol-gasolina (M5, M10) en el desempeño de un motor de un vehículo operando en un dinamómetro de chasis a diferentes velocidades y cargas fueron estudiados en [2], encontrándose que con las mezclas se incrementa el consumo específico de combustible, y la presión del gas en el cilindro comenzaba a incrementarse más tarde que en la gasolina. En [3] se estudia el desempeño y las emisiones de un motor de encendido por chispa utilizando mezclas de metanol, con el acelerador al máximo, a diferentes velocidades, los resultados muestran que el desempeño mejoró con el uso de metanol, las emisiones de CO y HC se redujeron con el incremento en el contenido de metanol mientras que las emisiones de CO₂ y NO_x se incrementaron.

X
by Counterflix

Se han realizado diversos trabajos en el monitoreo de condición de motores de combustión interna. La medición principal utilizada es la presión en el cilindro [4], porque provee la mayor cantidad de información del proceso de combustión, pero es un método costoso (sensores de alto costo y se requieren modificaciones en el motor para su instalación) y es invasivo, razones por las que se han realizado desarrollos en el uso de sensores menos intrusivos. Algunos han tenido un buen desempeño, como es la medición de la velocidad angular [5, 6], análisis de aceite [7], temperatura superficial, emisiones de escape, etc., pero el principal interés está en el uso de sensores basados en la medición de la aceleración, como los acelerómetros [8, 9], sensores acústicos [10] y de golpeteo [11]. Estos han tenido buen desempeño y amplio desarrollo en el monitoreo de condición de máquinas rotativas [12], pero han tenido dificultades al aplicar métodos tradicionales de análisis a las condiciones particulares de los motores de combustión interna, principalmente debido a la naturaleza no estacionaria de las señales medidas. Sin embargo, se ha realizado un amplio trabajo en esta área. En [9] se presenta una metodología para el diagnóstico no intrusivo de un motor diesel *common-rail* basado en el análisis de la vibración medida en un acelerómetro utilizando el PSD, *power spectral density*, determinando la presencia de bandas de frecuencia significativas. Se propone en [1] un método de monitoreo de condición para un motor diesel basado en un sistema de redes neuronales multi-red de tres niveles para estimar carga, presencia de falla y tipo o ubicación de la falla basado en la vibración medida con un acelerómetro y las temperaturas del escape en cada cilindro. En [13] se realiza un diagnóstico no-lineal de falla en motores diesel usando varias técnicas de análisis de señales y métodos para enfrentar las dificultades inherentes a las vibraciones en estas máquinas. Un método de diagnóstico se propone en [10] basado en el análisis de las señales de vibración y de las emisiones acústicas, realizando el promedio de varios ciclos para calcular la energía del fenómeno con el *rms*. Los parámetros de combustión se determinaron en [5] a partir de la medición de la velocidad angular, utilizando redes neuronales. Estos trabajos han sido realizados sin considerar la influencia de las mezclas

alcohol-gasolina como combustible en las características de la vibración. El trabajo realizado en [14], mostró, en gasolina normal, que cuando se presenta una anomalía como el *misfire*, la composición espectral de la señal de vibración de un motor cambia, y aparecen picos diferentes a los de la frecuencia de combustión.

El presente estudio se realizó para evaluar los efectos de utilizar diferentes mezclas de gasolina y etanol como combustible en la composición espectral de la señal de vibración del motor, en condiciones de falla, en este caso *misfire* simulado en el cilindro cuatro. Este trabajo mostró que las mismas frecuencias características y picos reportados en gasolina pura se presentan en las mezclas etanol-gasolina E8 (combustible comercial), E20 y E30, al realizar las pruebas en condiciones de *misfire*. Y que ciertas características estadísticas pueden ser extraídas de las señales en ciertas bandas en el dominio de la frecuencia, para simplificar el proceso de identificación.

MÉTODOS Y MATERIALES

Montaje experimental

La [figura 1](#) presenta el banco de pruebas experimental usado, el cual consiste de un motor de combustión interna de dos litros, cuatro cilindros y encendido por chispa, montado en una estructura móvil que permite un fácil acceso a los componentes del motor y simplifica el monitoreo de condición, en términos de fugas y temperaturas. Las mediciones se realizaron utilizando ocho instrumentos diferentes: Tres acelerómetros (uno ubicado verticalmente en la parte superior del motor, uno longitudinal al eje del cigüeñal montado en el bloque cerca al cilindro número uno y uno en una dirección normal al eje del cigüeñal montado en el bloque entre los cilindros dos y tres), un sensor de emisiones acústicas, un sensor de golpeteo, un *encoder*, un sensor de chispa de ignición y un sensor de presión ubicado en el cilindro número uno. Las señales de todos los instrumentos se alimentaron a dos módulos de adquisición de señales, un NI 9223 (tres canales de entrada analógica +/- 30V) y un NI 9234 (cuatro canales de entrada analógica +/- 5V), montados en un chasis (NI cDAQ 9174). Este módulo envía los datos a través de conexión USB a un computador portátil, que permite el almacenamiento y posterior procesamiento de la información. Se realizaron pruebas para establecer velocidades estables del motor para las mediciones y asegurar condiciones confiables de funcionamiento en los largos periodos de prueba.

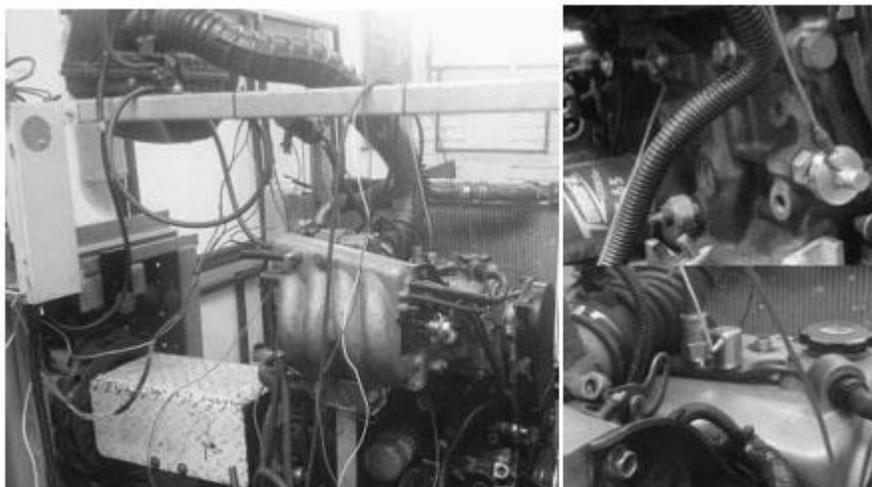


Fig. 1. Montaje experimental

Procedimiento de prueba

Como se explicó anteriormente, se ha utilizado principalmente el etanol como sustituto de la gasolina, y dado que los motores diseñados para operar con etanol no son tan comunes en el comercio, se estudian las mezclas de gasolina y etanol, incluyendo la mezcla comercializada en estaciones de servicio y dos mezclas superiores que se han propuesto como posibilidad de incremento del porcentaje de etanol, y que aún son estudiadas para determinar sus efectos en los motores. Los combustibles utilizados durante las pruebas fueron:

- E8: Combustible comercialmente, mezcla de ocho por ciento de etanol con gasolina.
- E20: Mezcla de veinte por ciento de etanol con gasolina.
- E30: Mezcla de treinta por ciento de etanol con gasolina.

Aprovechando las ventajas del banco de pruebas, el motor y el fácil acceso a sus componentes, se realizaron mediciones en dos condiciones de operación diferentes:

- Normal: Los cuatro cilindros funcionando, utilizando el ángulo de avance estándar del distribuidor.
- *Misfire* del pistón: *Misfire* simulado, desconectando el cable de alta de la bujía, utilizando el ángulo de avance estándar del distribuidor.

La recolección de datos se realizó a tres velocidades diferentes: 1500, 1700 y 2000 rpm, para cada condición, operando con cada combustible presentado anteriormente, y guardando la información de los ocho instrumentos al mismo tiempo. Tres grupos de datos fueron obtenidos en cada velocidad constante. Haciendo uso de los equipos de adquisición de datos la frecuencia de muestreo que se utilizó fue 51.2 kHz/canal, y las mediciones se realizaron por dos segundos, para cada juego de datos.

Análisis aplicado

Los análisis utilizados en este estudio son ocho características estadísticas:

Root mean square (RMS)

Skewness

Media aritmética,

Energía

Kurtosis

Valor máximo

Desviación estándar

Valor mínimo

Extraídas a partir de las señales en diferentes dominios y bandas de frecuencia de esta forma:

- Señales en el dominio del tiempo.
- Transformación de la señal al dominio de la frecuencia:
 - Espectro completo.
 - Bandas de frecuencia:
 - 0-0.9 veces la frecuencia de combustión.
 - 0.6-0.9 veces la frecuencia de combustión.
 - 0-1.25 veces la frecuencia de combustión.

- 1,25-2,25 veces la frecuencia de combustión.
- 2,75-4,25 veces la frecuencia de combustión.
- 0-7 veces la frecuencia de combustión.

RESULTADOS

Las pruebas comenzaron con la preparación del motor, lo cual implicaba llevar el motor a una temperatura estable de funcionamiento y mantener una operación confiable. Hecho esto, se instaló el sensor de presión y comenzaron las mediciones. Comenzando con el combustible comercial E8, se tomaron las tres mediciones para 1500 rpm, 1700 rpm y 2000 rpm, posteriormente se desconectó la bujía del cilindro número cuatro y se repitió el proceso para la falla simulada. Una vez terminadas las pruebas, se retiró el combustible del tanque y se drenó del sistema, antes de utilizar una mezcla diferente. El proceso completo se repitió para las mezclas de combustible E20 y E30. Una de las mediciones del acelerómetro vertical se muestra en la [figura 2](#).

X
by Counterflex

Para ver las señales en el dominio de la frecuencia, se utilizó la transformada rápida de Fourier. Se compararon estas nuevas señales para identificar diferencias en los componentes de frecuencia en las condiciones de operación probadas, y ver si las diferencias seguían presentes al utilizar las diferentes mezclas. En primer lugar se comparan las vibraciones en la dirección transversal, la cual ha sido reportada como la que provee la información más significativa [14].

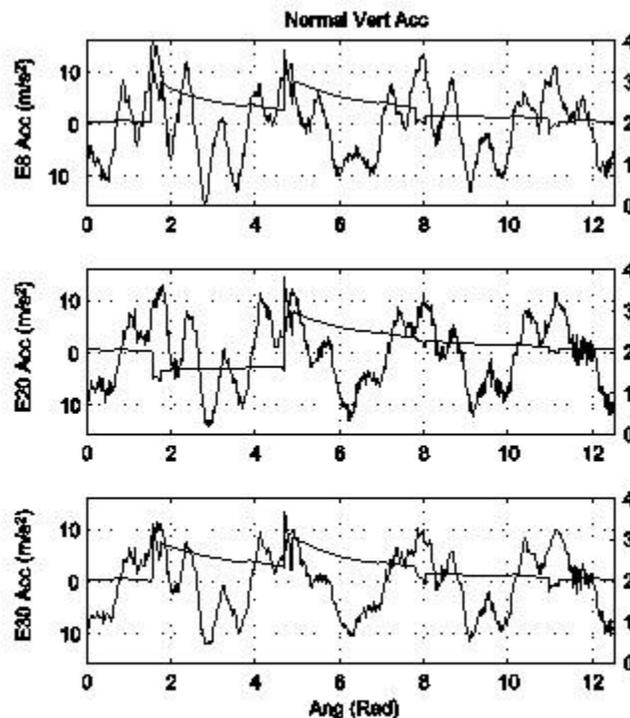


Fig. 2. Aceleración vertical, condiciones de operación normal en los tres combustibles, detección de chispa en el segundo eje

La [figura 3](#) muestra las señales en el dominio de la frecuencia de los tres combustibles en condiciones de operación normal y de falla, a 1500 rpm. Considerando la velocidad de 1500 rpm, en un motor de cuatro cilindros y cuatro tiempos, la frecuencia de combustión (CF) es 50 Hz, y la frecuencia de revolución o de velocidad (RF) es 25 Hz.

Como muestra la [figura 3](#), en condiciones normales los picos más altos son CF y RF, con un pico a 2 veces CF. Este comportamiento aparece en los tres combustibles, sin diferencias significativas entre ellos. De acuerdo con [14], debería observarse un único pico en CF, por lo cual nuestros resultados deben reflejar condiciones diferentes, relacionadas con algún desbalance que produce el pico en RF, además de posibles diferencias en los apoyos del motor. Bajo condiciones de falla también se presentan picos en CF, RF y 2 CF pero esta vez el pico en RF es mucho mayor. Más interesante es el hecho que se tiene un nuevo pico alrededor de 0,75 CF (relacionado con el hecho que tres de los cuatro cilindros están funcionando), así como en 1,25 CF y 1,5 CF, proveyendo diferencias significativas entre condiciones normal y de falla. Estos comportamientos aparecen en todos los combustibles de la misma forma, aunque nuevamente sin diferencias notables entre los combustibles (para separar los combustibles). Esto es similar a los resultados presentados en [14] para la desconexión de una bujía, con diferencias que pueden ser atribuidas al montaje del motor, movimientos y deformaciones estructurales y accesorios montados. En todas las señales mostradas en la [figura 3](#), entre 400 y 700 Hz, se observan varios picos, en lo que parece ser una respuesta de resonancia de la estructura que soporta el motor, dado que aparece en prácticamente todas las mediciones de vibración realizadas. Se encontraron resultados similares a 1700 rpm, como puede verse en la [figura 4](#) y a 2000 rpm.

Comparando las señales de la aceleración vertical no se obtuvieron diferencias significativas entre condiciones de operación normal y de falla, en una comparación estrictamente visual, tal y como es mencionado en [14], como puede ser visto en la [figura 5](#). El pico en CF aparece claramente en ambas condiciones, pero la única diferencia visible es un muy ligero incremento en el pequeño pico en RF en condiciones de falla. Nuevamente no se encontraron diferencias notables entre los combustibles utilizados en las pruebas.

La misma comparación realizada en las señales de aceleración longitudinal, tampoco mostró diferencias significativas entre las condiciones de operación.

Para tratar de simplificar el proceso de identificación se extrajeron varias características estadísticas de las señales de vibración, en el dominio del tiempo y en el dominio de la frecuencia, en el espectro completo y en varias bandas de frecuencia. Como muestran los resultados del análisis visual de las gráficas, las características estadísticas que revelaron claramente las diferencias entre las condiciones fueron las extraídas de las bandas de frecuencias bajas, en particular frecuencias menores a 1 CF. Las características de la aceleración transversal en la banda de frecuencia 0,6-0,9 CF se muestran en la [figura 6](#):

Esta banda (0,6-0,9 CF) fue seleccionada basándose en los resultados de las comparaciones previas entre las transformaciones en el dominio de la frecuencia. Con todas las características estadísticas utilizadas se revelaron con claridad las diferencias entre las condiciones de operación en todas las mezclas de combustible y todas las velocidades probadas, utilizando la señal de vibración transversal, con los parámetros de prueba dados (sin carga, 1500, 1700 y 2000 rpm, motor de cuatro cilindros). La [figura 6](#) muestra el valor máximo. Como muestran los resultados, el valor máximo, para la banda de frecuencia 0,6-0,9 CF es considerablemente mayor en condiciones de falla, que el de condiciones normales, y una separación clara puede ser establecida.

Otro resultado notable es que en la banda de frecuencia 0-0,9 CF en la aceleración transversal se separaron claramente las condiciones normal y de falla en las tres mezclas de combustible a 1500 y 1700 rpm, pero no a 2000 rpm, con las características de valor máximo, rms, media aritmética, desviación estándar y energía. Todas las otras

características en todos los diferentes dominios probados arrojaron resultados insatisfactorios ya que o no mostraban diferencia alguna o solo lo hacían en condiciones específicas (sólo a una velocidad y un solo combustible).

Inesperadamente, las características estadísticas extraídas de la señal de vibraciones verticales lograron diferenciar las condiciones normal y de falla en las tres velocidades probadas como puede verse en la [figura 7](#). Los mejores resultados se obtuvieron en la banda de frecuencia 0-0,9 CF, pero solo el valor máximo logró separar las condiciones normal y de falla en las tres velocidades y los tres combustibles probados. Estos resultados muestran que el valor máximo en la banda 0-0,9 CF son considerablemente más bajos en condiciones de operación normal, que aquellos de la condición de falla de *misfire* simulado, en los parámetros de prueba dados (sin carga, 1500, 1700 y 2000 rpm, motor de cuatro cilindros). Todas las otras características en todos los dominios probados arrojaron resultados insatisfactorios.

Al igual que con la comparación de la transformación en el dominio de la frecuencia, la señal de vibraciones longitudinales no proveyó diferencias significativas entre las condiciones probadas, o solo mostraba diferencias a ciertas velocidades y/o con ciertos combustibles.

DISCUSIÓN

En el análisis en el dominio de la frecuencia, las frecuencias excitadas durante la operación normal corresponden a la frecuencia de combustión (CF) y sus armónicos, resultados esperados debido a la forma en que el motor de combustión interna de cuatro tiempos funciona, y en este caso dado que es un motor de cuatro cilindros, corresponde a dos veces la frecuencia de revolución (RF), que también aparece en los análisis. De acuerdo con la literatura los picos esperados se presentan en CF y sus armónicos. La presencia del pico en RF en los resultados de las pruebas realizadas, evidencia un problema en el banco de prueba relacionado con desbalance de los componentes, en particular el dinamómetro acoplado al motor añade una inercia considerable, y podría ser la causa de los picos en RF. Lo mismo puede decirse de las pruebas con falla simulada, donde los componentes de frecuencia esperados, de acuerdo con la literatura, eran los picos en CF y sus armónicos con un nuevo pico mayor a los anteriores en 0,75 CF (debido a las nuevas condiciones no armónicas en la naturaleza de la vibración con solo tres de los cuatro cilindros operando y tres de cuatro combustiones en un período de dos ciclos), y dichos picos aparecieron en los resultados de este trabajo claramente pero el pico en RF se convirtió en aún más grande. La vibración no armónica se hizo evidente en los picos en 1,25 y 1,5 CF que estaban ausentes en operación normal del motor, y que también fueron reportados en la literatura.

A diferencia de los resultados obtenidos en trabajos previos como [14], en este trabajo se experimentó con el uso de combustibles diferentes a la gasolina pura para evaluar la validez del método bajo estas condiciones diferentes. La adición del etanol en la mezcla de combustible con gasolina provee características de combustión diferentes, en particular las diferencias en la velocidad y potencia de la combustión además las diferencias en condiciones de operación, al considerar la presencia de oxígeno adicional en la mezcla. Los resultados muestran que los mismos componentes de frecuencia excitados con gasolina pura en condiciones de falla son excitados al utilizar las tres mezclas etanol-gasolina probadas (E8, E20 y E30), aun considerando que el motor utiliza un carburador que no compensa por las condiciones del combustible. Además en el presente trabajo se realiza un aporte adicional al método con la extracción de características estadísticas en ciertas bandas de frecuencia que permiten una mejor clasificación de los resultados, facilitando la identificación de las condiciones de falla a partir del análisis de las señales, sin tener que recurrir a la inspección visual de los espectros.

La principal limitación del presente experimento se encuentra en la falta de un control más preciso de la velocidad de operación del motor, el cual fue realizado de forma manual mediante la manipulación del acelerador, lo cual genera resultados con mayor variación, en particular al utilizar el dominio de la frecuencia

CONCLUSIONES

Se realizó un ensayo experimental, en el cual se aplicaron problemas de operación simulados a un motor de combustión interna, de encendido por chispa, utilizando diferentes mezclas etanol-gasolina como combustible, para recolectar información de cuatro sensores principalmente: *Encoder* y tres acelerómetros (vertical, transversal y longitudinal).

En el análisis tiempo frecuencia de las señales obtenidas, se identificaron los componentes de frecuencia que diferencian la condición de operación del *misfire* en cada una de las mezclas consideradas. Estos picos característicos se encontraron en la señal en dirección transversal.

Las señales de vibración no mostraron diferencias claras entre las tres mezclas de combustible probadas.

La extracción de las características estadísticas de las señales obtenidas, y analizadas en varias bandas en el dominio de la frecuencia, permitió la comparación cuantitativa de las condiciones de operación normal y de falla en las tres velocidades y en las tres mezclas de combustible probadas.

Las vibraciones longitudinales no proveyeron diferencias significativas entre las condiciones con los análisis aplicados, solo funcionando en condiciones muy particulares.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen a Colciencias por su apoyo a través de los programas Joven Investigador 2014 y convocatoria 669-2014, que financiaron, respectivamente, los proyectos Determinación de la condición de operación de máquinas industriales por medio del análisis de vibraciones. Casos de estudio: motores de combustión de interna y máquinas hidráulicas y Diseño y desarrollo de un sistema prototipo en línea para el diagnóstico de motores de combustión interna diesel en servicio con base en vibraciones mecánicas. Aplicación a los sistemas de transporte público masivo, mediante Contrato FP 44842 - 161 - 2005 que hicieron posible este trabajo.

REFERENCIAS

1. Porteiro J, Collazo J, Patiño D, et al. Diesel engine condition monitoring using a multi-net neural network system with nonintusive sensors. *Applied Thermal Engineering*. 2011;31(17-18):4097-105. ISSN 1359-4311.
2. Eyidogan M, Necati Ozsezen A, Canakci M, et al. Impact of alcohol-gasoline fuel blends on the performance and combustion characteristics of an SI engine. *Fuel*. 2010;89(10):2713-20. ISSN 0016-2361.

3. Babazadeh Shayan S, Seyedpour SM, Ommi F, et al. Impact of Methanol-Gasoline Fuel Blends on the Performance and Exhaust Emissions of a SI Engine. *International Journal of Automotive Engineering*. 2011;1(3):219-27. ISSN 2008-9899.
4. Chandroth GO, Sharkey AJC, Sharkey NE. Cylinder pressures and vibration in internal combustion engine condition monitoring. In: *Comadem 99 12th International Congress and Exhibition on Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management*; Sunderland, United Kingdom: University of Sunderland; 1999.
5. Tagliatalata F, Lavorgna M, Mancaruso E, et al. Determination of combustion parameters using engine crankshaft speed. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2013;38(2):628-33. ISSN 0888-3270.
6. Charchalis A, Dereszewski M. Processing of Instantaneous Angular Speed Signal for Detection of a Diesel Engine Failure. *Mathematical Problems in Engineering*. 2013;20(13):7. ISSN 1563-5147. DOI 10.1155/2013/659243.
7. Jiang R, Yan X. Condition monitoring of diesel engines. In: *Complex System Maintenance Handbook*; London, UK: Springer London; 2008.
8. Antoni J, Daniere J, Guillet F. Effective vibration analysis of IC engines using cyclostationarity. Part I – A methodology for condition monitoring. *Journal of Sound and Vibration*. 2002;257(5):815-37. ISSN 0022-460X.
9. Arnone L, Boni M, Manelli S, et al. Block Vibration Measurements for Combustion Diagnosis in Multi-Cylinder Common Rail Diesel Engine. *SAE Technical Paper*. 2009 (0646):8. ISSN 0148-7191. DOI 10.4271/2009-01-0646.
10. Arroyo J, Muñoz M, Moreno F, et al. Diagnostic method based on the analysis of the vibration and acoustic emission energy for emergency diesel generators in nuclear plants. *Applied Acoustics*. 2013;74(4):502-8. ISSN 0003-682X.
11. Vulli S, Dunne JF, Potenza R, et al. Time-frequency analysis of single-point engine-block vibration measurements for multiple excitation-event identification. *Journal of Sound and Vibration*. 2009;321(3-5):1129-43. ISSN 0022-460X.
12. Li Y, Tse PW, Yang X, et al. EMD-based fault diagnosis for abnormal clearance between contacting components in a diesel engine. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2010;24(1):193-210. ISSN 0888-3270.
13. Wang X, Liu C, Bi F, et al. Fault diagnosis of diesel engine based on adaptive wavelet packets and EEMD-fractal dimension. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2013;41(1-2):581-97. ISSN 0888-3270.
14. Ben Ari J, de Botton G, Itzhaki R, et al. Fault detection in internal combustion engines by the vibration analysis method. *SAE Technical Paper* 1999. ISSN 0148-7191. DOI 10.4271/1999-01-1223.

ANEXO 8

Diferencia entre un sensor de detonación y sensor de oxígeno

Sensores de picado y sensores de oxígeno, o sensores de O₂, funcionan como dispositivos sensores que detectan las variaciones en el rendimiento de un motor de automóvil. Golpee sensores supervisan el ciclo de combustión del motor, la determinación de si el combustible está quemando limpio y eficiente, o quema demasiado pronto, por "escuchar" o la detección de vibraciones audibles golpes durante el encendido del cilindro. Los sensores de oxígeno, que se montan en el sistema de escape, detectar los niveles de oxígeno sin quemar en los gases de emisión después de la combustión. Ambos dispositivos transmiten información a la ECM, o módulo de control del motor, para ajustar el suministro de combustible a los cilindros o modificar el tiempo de encendido. Existen diferencias básicas entre la función de golpe y sensores de oxígeno. Golpee Construcción Sensor y Ubicación y mapa

sensor de detonación es una pequeña tapa o el componente de tipo tapón que por lo general tiene un extremo roscado que se enrosca en el bloque del motor cerca de los lugares de cilindro o la válvula, ya menudo se colocan en la parte trasera del motor. Un sensor de detonación incorpora un pequeño cristal piezoeléctrico y la resistencia de derivación dentro de su estuche, diseñado para recoger minutos o pesadas vibraciones golpe en el cilindro o cilindros. Esta información se transmite a la ECM a través de cables conectados al sensor.

De Knock Sensor Teoría y Operación

detonaciones durante el funcionamiento del motor es el resultado de pre-ignición. Pre-encendido pasa si el combustible tiene un nivel equivocado octanaje, el momento incorrecto, la quema de combustibles desigual y, en algunos casos, puede ser causada por los puntos calientes en el interior del cilindro. El pequeño elemento de detección de tipo de micrófono en el interior del sensor de detonación lee cualquier característica de combustión anormal a través de la vibración, y envía una señal eléctrica a la ECM. El ECM reacciona al disminuir el tiempo de encendido en pequeños incrementos, por lo general dos grados a la vez, hasta que las vibraciones o golpes se reducen y se eliminan. Las señales de vibración pueden ser inaudibles para el oído humano, por lo sensores de picado muy sensible.

Oxygen Sensor Construcción y Ubicación y mapa

Un sensor de oxígeno es un pequeño tubo -como componente que se enrosca en el colector de escape o tubo colector en la parte delantera del convertidor catalítico. Algunos vehículos pueden tener múltiples sensores de oxígeno - hasta cuatro - situado en frente del convertidor catalítico y algunos colocan detrás de él en el tubo de escape. El sensor tiene un elemento de dióxido de circonio, contacto calentador, elemento calentador y el conector del cable con los cables que conducen a la ECM de detección. El sensor de oxígeno está sellado contra la humedad y la contaminación en el interior de un sólido shell-como la cubierta.

Oxygen Sensor Teoría y Operación

El sensor de oxígeno detecta la cantidad de oxígeno sin quemar después los gases de combustión han dejado los cilindros. Una mezcla de aire-combustible demasiado rica contiene menos oxígeno, mientras que demasiado pobre una mezcla de aire-combustible tiene más oxígeno. El sensor envía esta información a la ECM, que ajusta la relación aire-combustible a través del sistema de inyección de combustible del vehículo para promover más suave y más uniforme encendido del cilindro, así como emisiones más limpias para el r

endimiento pico en el convertidor catalítico. Dado que la lectura del nivel de oxígeno puede depender de la presión barométrica, temperatura del aire, temperatura del refrigerante, la carga del motor y el flujo de aire, los ajustes de la ECM están en constante fluctuación para compensar, flip-flop de más delgado a más rica, o más rica a las condiciones más magras.

diferencias del sensor y el fracaso

El sensor de detonación utiliza un dispositivo de escucha para detectar pequeñas vibraciones en el encendido del cilindro, y envía la información a la ECM, que inicia pequeños ajustes de tiempo de encendido. Por otro lado, el sensor de oxígeno relés de información basada en la relación entre el combustible a aire que está siendo entregado a los cilindros a través de un elemento de detección. Sensores de detonación defectuosos pueden permitir el aumento de los ruidos de pre-ignición, misfires, resulta contraproducente y aceleración áspera o desigual. Sensores de oxígeno defectuosos pueden permitir que una mezcla de combustible rica fija, lo que resulta en el kilometraje pobre de gas, las emisiones nocivas excesivas y un fallo estructural del convertidor catalítico. Demasiado condiciones combustible ricos pueden hacer que un vehículo a fallar una prueba de smog, y muestra un código de diagnóstico en el tablero.

ANEXO 9

Un **cilindro es** una superficie cilíndrica que se forma cuando una recta llamada **generatriz** gira alrededor de otra recta paralela, **eje**. Otra forma de definirlo es: el cuerpo geométrico generado por un rectángulo cuando girar uno de sus lados.

Existen diferentes **tipos de cilindro**:

1. Cilindro **rectangular**: si el eje del cilindro es perpendicular a las bases.
2. Cilindro **oblicuo**: si el eje no es perpendicular a las bases.

Elementos del cilindro

- **Eje**: lado AD de la imagen. El eje de un cilindro es el lado fijo alrededor del que gira el rectángulo
- **Bases**: las bases de un cilindro son aquellos círculos que se generan al girar los lados AB y DC, estos círculos son perpendiculares al eje. A su vez, los lados AB y DC son el **radio** de su círculo y del cilindro.
- **Generatriz**: es el lado que engendra el cilindro BC, opuesto al eje AD.
- **Altura**: la altura de un cilindro es la distancia entre las bases ADy es igual que el eje AD.

2. VIBRACION.

ANEXO 10

Que es Vibración?

En su forma más sencilla, una vibración se puede considerar como la oscilación o el movimiento repetitivo de un objeto alrededor de una posición de equilibrio. La posición de equilibrio es la a la que llegará cuando la fuerza que actúa sobre él sea cero. Este tipo de vibración se llama vibración de cuerpo entero, lo que quiere decir que todas las partes del cuerpo se mueven juntas en la misma dirección en cualquier momento.

El movimiento vibratorio de un cuerpo entero se puede describir completamente como una combinación de movimientos individuales de 6 tipos diferentes. Esos son traslaciones en las tres direcciones **ortogonales** x, y, y z, y rotaciones alrededor de los ejes x, y, y z. Cualquier movimiento complejo que el cuerpo pueda presentar se puede descomponer en una combinación de esos seis movimientos. De un tal cuerpo se dice que posee seis grados de libertad. Por ejemplo un barco se puede mover desde adelante hacia atrás (ondular) desde abajo hacia arriba () y de babor hacia tribor (). También puede rodar en el sentido de la longitud (rodar), girar alrededor del eje vertical, (colear) y girar alrededor del eje babor-tribor (arfar)

Supongamos que a un objeto se le impide el movimiento en cualquiera dirección excepto una. Por ejemplo un **péndulo** de un reloj solamente se puede mover en un plano. Por eso, se le dice que es un **sistema con un grado único de libertad**. Otro ejemplo de un sistema con un grado único de libertad es un elevador que se mueve hacia arriba y hacia abajo en el cubo del elevador.

La vibración de un objeto es causada por una fuerza de **excitación**. Esta fuerza se puede aplicar externamente al objeto o puede tener su origen a dentro del objeto. Mas adelante veremos que la proporción (**frecuencia**) y la magnitud de la vibración de un objeto dado, están completamente determinados por la fuerza de **excitación**, su dirección y frecuencia. Esa es la razón porque un análisis de vibración puede determinar las fuerzas de excitación actuando en una máquina. Esas fuerzas dependen del estado de la máquina, y el conocimiento de sus características e interacciones permite de diagnosticar un problema de la máquina.

ANEXO 11

Sistema de distribución

http://www.youtube.com/watch?v=MYfIBZHV_wo

Se llama distribución, al conjunto de piezas que regulan la entrada y salida de los gases en el cilindro para el llenado y vaciado de éstos, en el momento preciso. Cuanto mayor es la cantidad de aire que penetra en el cilindro, mayor será la potencia que desarrolla el motor, por eso es fundamental el sistema de distribución que es el encargado regular los tiempos del funcionamiento del motor. Cuanto más rápido gira un motor, más difícil resulta llenar los cilindros, puesto que las válvulas abren y cierran mucho más deprisa. Lo ideal es que la válvula de admisión se abra un poco antes del inicio de la carrera de admisión, y la de escape un poco antes de iniciarse la carrera de escape, para ayudar así al vaciado y llenado de los cilindros. El inconveniente proviene de que el momento óptimo de apertura de las válvulas es diferente para cada régimen del motor, por lo que resulta imprescindible sacrificar rendimiento en todos los regímenes de giro para obtener un resultado aceptable también en todos los regímenes de giro.

Los elementos que forman el sistema de distribución, son:

- Elementos interiores. Estos elementos son las válvulas de admisión y las válvulas de escape. Válvulas Son las encargadas de abrir o cerrar los orificios de entrada de mezcla o salida de gases quemados en los cilindros.

Válvula, se distinguen dos partes: cabeza y cola. La cabeza, que tiene forma de seta, es la que actúa como verdadera válvula, pues es la que cierra o abre los orificios de admisión o escape. La cola o vástago, (prolongación de la cabeza) es la que, deslizándose dentro de una guía, recibirá en su extremo opuesto a la cabeza el impulso para abrir la válvula. Las válvulas se refrigeran por las guías, principalmente, y por la cabeza. Las válvulas que más se deterioran son las de escape, debido a las altas temperaturas que tienen que soportar 1000° C.

Algunas válvulas, sobre todo las de escape, se refrigeran interiormente con sodio. Debe tener una buena resistencia a la fatiga y al desgaste (choques). Debe presentar igualmente una buena conductividad térmica (el calor dilata las válvulas) y buenas propiedades de deslizamiento. La cabeza o tulipa de admisión es de mayor diámetro que la de escape, para facilitar el llenado.

Muelles. Las válvulas se mantienen cerradas sobre sus asientos por la acción de un resorte (muelle). Los muelles deben tener la suficiente fuerza y elasticidad para evitar rebotes y mantener el contacto con los elementos de mando. Debe asegurar la misión de la válvula y mantenerla plana sobre su asiento. El número de muelles puede ser simple o doble.

Guías de válvula. Debido a las altas velocidades, el sistema de distribución es accionado muchas veces en cortos periodos de tiempo. Para evitar un desgaste prematuro de los orificios practicados en la culata por donde se mueven los vástagos de las válvulas y puesto que se emplean aleaciones ligeras en la fabricación de la culata, se dotan a dichos orificios de unos casquillos de guiado G, llamados guías de válvula, resistentes al desgaste y se montan, generalmente, a presión en la culata. Las guías permiten que la válvula quede bien centrada y guiada.

La guía de válvula debe permitir un buen deslizamiento de la cola de la válvula, sin rozamiento. Si existiera demasiada holgura entre la guía y el cuerpo de una válvula de admisión, entraría aceite en la cámara de compresión, debido a la succión del pistón, produciendo un exceso de carbonilla en dicha cámara, y si fuera en una válvula de escape, el aceite se expulsará por el tubo de escape. Asientos de válvulas Son unos arillos postizos colocados a presión sobre la culata para evitar el deterioro de ésta, por el contacto con un material duro como el de la válvula, su golpeteo, y a la corrosión debido a los gases quemados. El montaje de los asientos se hace a presión mediante un ajuste (frío-calor), y cuando estén deteriorados se pueden sustituir.

- Elementos exteriores

Son el conjunto de mecanismos que sirven de mando entre el cigüeñal y las válvulas. Estos elementos son: árbol de levas, elementos de mando, empujadores o taqués y balancines. Según el sistema empleado, los motores a veces carecen de algunos de estos elementos.

Árbol de levas. Es un eje que controla la apertura de las válvulas y permite su cierre. Tiene distribuidas a lo largo del mismo una serie de levas, en número igual al número de válvulas que tenga el motor.

El árbol de levas o árbol de la distribución, recibe el movimiento del cigüeñal a través de un sistema de engranajes. La velocidad de giro del árbol de levas ha de ser menor, concretamente la mitad que la del cigüeñal, de manera que por cada dos vueltas al cigüeñal (ciclo completo) el árbol de levas dé una sola vuelta. Así, el engranaje del árbol de levas, tiene un número de dientes doble que el del cigüeñal. El árbol de levas lleva otro engranaje, que sirve para hacer funcionar por la parte inferior a la bomba de engrase, y por la parte superior al eje del distribuidor. Además tiene una excéntrica para la bomba de combustible en muchos casos. Según los tipos de motores y sus utilizaciones, las levas tienen formas y colocaciones diferentes.

Elementos de mando. El sistema de mando está constituido por un piñón del cigüeñal, colocado en el extremo opuesto al volante motor y por otro piñón que lleva el árbol de levas en uno de sus extremos, que gira solidario con aquél. En los motores diesel se aprovecha el engranaje de mando para dar movimiento, generalmente, a la bomba inyectora. El acoplamiento entre ambos piñones se puede realizar por alguno de los tres sistemas siguientes: Transmisión por ruedas dentadas. Cuando el cigüeñal y el árbol de levas se encuentran muy separados, de manera que no es posible unirlos de forma directa, se puede emplear un mecanismo consistente en una serie de ruedas dentadas en toma constante entre sí para transmitir el movimiento.

Los dientes de los piñones pueden ser rectos, éstos son ruidosos y de corta duración o en ángulo helicoidales bañados en aceite en un cárter o tapa de distribución, siendo éstos de una mayor duración. En el caso de dos ruedas dentadas, el cigüeñal y el árbol de levas giran en sentido contrario y, si son tres, giran el cigüeñal y árbol de levas en el mismo sentido.

Transmisión por cadena. Igual que en el caso anterior, este método se utiliza cuando el cigüeñal y el árbol de levas están muy distanciados. Aquí se enlazan ambos engranajes mediante una cadena. Para que el ajuste de la cadena sea siempre el correcto, dispone de un tensor consistente en un piñón o un patín pequeño, generalmente de fibra, situado a mitad del recorrido y conectado a un muelle, que mantiene la tensión requerida. En este sistema se disminuye el desgaste y los ruidos al no estar en contacto los dientes. Es poco ruidoso.

Transmisión por correa dentada. El principio es el mismo que el del mando por cadena, sólo que en este caso se utiliza una correa dentada de neopreno que ofrece como ventaja un engranaje más silencioso, menor peso y un coste más reducido, lo que hace más económico su sustitución. Es el sistema más utilizado actualmente, aunque la vida de la correa dentada es mucho menor que el de los otros sistemas. Si se rompiera ésta, el motor sufriría grandes consecuencias. Estos piñones se encuentran fuera del motor, por lo que es un sistema que no necesita engrase, pero sí la verificación del estado y tensado de la correa. En la figura, indica los tornillos para el tensado de la correa.

Taqués. Son elementos que se interponen entre la leva y el elemento que estas accionan. Su misión es aumentar la superficie de contacto entre estos elementos y la leva. Los taqués, han de ser muy duros para soportar el empuje de las levas y vencer la resistencia de los muelles de las válvulas. Para alargar la vida útil de los taqués, se les posiciona de tal manera, que durante su funcionamiento realicen un movimiento de rotación sobre su eje geométrico. Los taqués siempre están engrasados por su proximidad al árbol de levas. La ligereza es una cualidad necesaria para reducir los efectos de inercia.

ANEXO 12

RESUMEN

El trabajo trata sobre el cálculo de los parámetros dinámicos y respuestas de la carcasa de una caja de traspaso perteneciente a un equipo automotor pesado, bajo la acción de rigurosas condiciones de trabajo. Se determinan sus frecuencias naturales, las respuestas de frecuencias ante cargas horizontales y las respuestas ante cargas de impacto vertical y horizontal. Se determinan los puntos más peligrosos de la compleja configuración del sistema analizado y se hacen recomendaciones para su mejor diseño. Todo a través de programas profesionales de dibujos gráficos y de elementos finitos.

Palabras claves: simulación, diseño mecánico, dinámica de sistemas, método de elementos finitos.

ABSTRACT

The work is a study of dynamic parameters and responses of a velocity transfer box structure, belonging to a heavy auto motor vehicle, under the action of rigorous work conditions. Their natural frequencies, frequencies and impacts responses are determined. The most dangerous points in the complex analyzed system are determined and recommendations are made for their best design. Everything through professional software of graphics draw and finite elements.

Key words: simulation, mechanical design, system dynamics, finite element method.

INTRODUCCIÓN

En el trabajo se hace un estudio completo de los parámetros dinámicos y principales respuestas de la carcasa de una caja de traspaso, perteneciente a un equipo automotor pesado, surgidas durante su explotación bajo rigurosas condiciones de trabajo. Se considera que estas producen 2 tipos de cargas de impacto fundamentales:

- Una caída libre del vehículo de 2 metros de altura.
- Un impacto horizontal.

El objetivo es determinar la resistencia y rigidez de la carcasa o estructura de la caja de traspaso, durante su trabajo en conjunto con la operación del vehículo. Las dos cargas de impacto a analizar realmente son aplicadas a todo el vehículo durante su explotación, pero aquí se analizarán sus efectos en la caja de traspaso, que constituye el objeto de análisis, es decir se verán los efectos de estas cargas sobre la caja de traspaso solamente. Las principales respuestas que se considerarán son los desplazamientos y los esfuerzos según el criterio de resistencia de *Huber - Mises*. Con ellos se harán los análisis de resistencia y rigidez propuestos.

El material de la carcasa de la caja de traspaso es aluminio fundido, con las siguientes propiedades determinadas por ensayos realizados.

- Límite de rotura: $s_R = 170$ MPa.
- Módulo de elasticidad: $E = 0.71 \cdot 10^5$ MPa.
- Coeficiente de Poisson: 0.33.
- Densidad: $2\ 700$ kg/m³.

Los análisis dinámicos que se realizan en este trabajo son los siguientes.

- Determinación de las frecuencias naturales y sus correspondientes modos de vibración. Determinación de estas importantes características dinámicas del conjunto, fundamentales en todo análisis dinámico y que constituyen sus principales características dinámicas.
- Función respuesta de frecuencias. El cual ayuda a la comprensión de los fenómenos dinámicos del conjunto.
- Respuestas ante una carga de impacto vertical, producto de una caída libre del vehículo desde 2 m. de altura.
- Respuestas ante carga de impacto horizontal sobre el vehículo, con un valor de 2 000 N.

SOFTWARE Y MÉTODOS

En la [figura 1](#) se muestra el modelo gráfico de la caja de traspaso de fundición cubana, base de los modelos de elementos finitos a desarrollar, el cual sigue con bastante fidelidad la carcasa original. En el modelo de la [figura 1](#) se han hecho algunas simplificaciones necesarias para la posterior construcción de los modelos de elementos finitos. Pues según es conocido, para estos modelos se requiere cumplir algunos requerimientos no compatibles con los modelos gráficos detallados que actualmente son posibles obtener con los modernos software de dibujo disponibles.

Se considerarán además 2 masas adicionales a la carcaza:

Masa de los elementos internos: 75.4 kg. (engranajes, rodamientos, árboles).

Masa del motor de arranque: 126.5 kg.

Con estas consideraciones se procede a construir varios modelos de elementos finitos de la carcaza, como el mostrado en la [figura 2](#), [4, 5, 10, 11, 15]. Están contruidos con elementos tipo *Shell* 181, de tipo isoparamétricos con funciones de forma de 2do. orden, de formas planas triangulares y con 3 nodos por elemento con los 6 grados de libertad (DOF) posibles en el espacio, en cada nodo. Cada uno de los modelos desarrollados tiene sus apoyos a tierra (el chásis del vehículo) en las zonas señaladas en la [figura 4](#), con un total de,

16 231 elementos.

8 473 nodos.

50 622 grados de libertad, DOF.

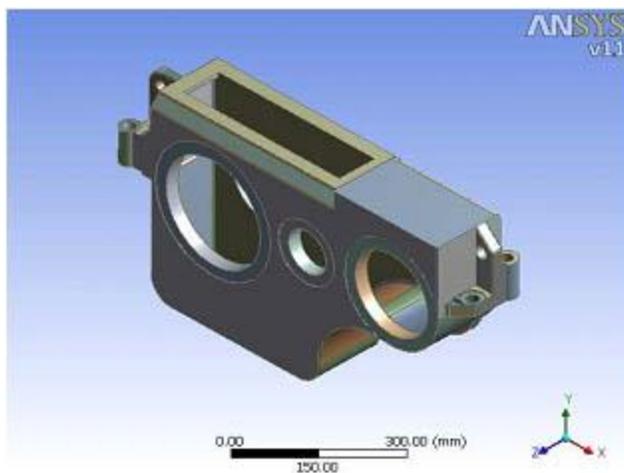


Tabla 1. Frecuencias naturales.

No.	Frecuencias naturales Hz
1	48.385
2	57.943
3	76.170
4	106.50

Figura 1. Modelo gráfico de la carcaza

Frecuencias naturales

En la [tabla 1](#) se muestran las 4 primeras frecuencias naturales de la caja de traspaso, calculadas a través del primer modelo de elementos finitos desarrollado [9, 10]. Mientras que en la [figura 3](#) se muestra el modo de vibración correspondiente a la frecuencia número 21. De este modo se tienen las primeras frecuencias naturales y modos de vibración del sistema, importantes características dinámicas. Dado el gran volumen y tiempo de trabajo que se requeriría para estos análisis dinámicos en modelo tan complejos, se recurrió al empleo del método de Análisis Dinámico Reducido, que considera solo los principales grados de libertad del modelo, los denominados *Master Degree of Freedom* o MDOF. Habiéndose seleccionado un total de 120 MDOF, a través de un algoritmo especial.

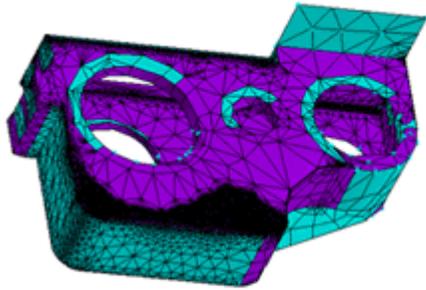


Figura 2. Modelo de Elementos Finitos

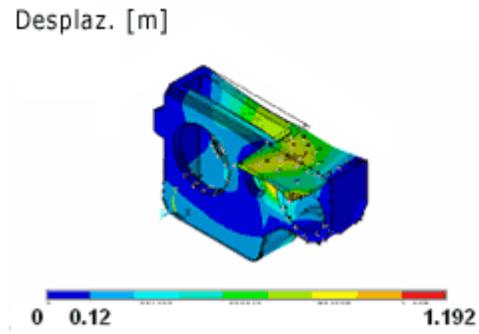


Figura 3. Modo de Vibración no. 21: 295.47 Hz. Desplazamientos totales [m].
 $F_z = 2 (0.5 \cos \Omega t) [N]$

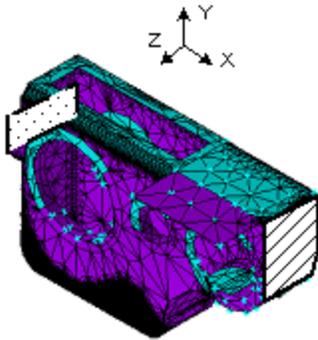


Figura 4. Ubicación de los apoyos en el modelo

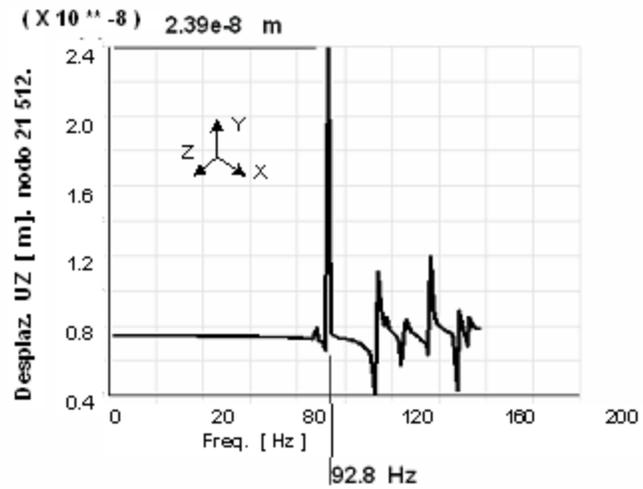


Figura 5. Función Respuesta de Frecuencias. Desplazamiento vertical (Z) del nodo 21 512. [m]

2.1. VIBRACIONES DEL MOTOR.

ANEXO 13

RESUMEN

El trabajo trata sobre el cálculo de los parámetros dinámicos y respuestas de la carcasa de una caja de traspaso perteneciente a un equipo automotor pesado, bajo la acción de rigurosas condiciones de trabajo. Se determinan sus frecuencias naturales, las respuestas de frecuencias ante cargas horizontales y las respuestas ante cargas de impacto vertical y horizontal. Se determinan los puntos más peligrosos de la compleja configuración del sistema analizado y se hacen recomendaciones para su mejor diseño. Todo a través de programas profesionales de dibujos gráficos y de elementos finitos.

Palabras claves: simulación, diseño mecánico, dinámica de sistemas, método de elementos finitos.

ABSTRACT

The work is a study of dynamic parameters and responses of a velocity transfer box structure, belonging to a heavy auto motor vehicle, under the action of rigorous work conditions. Their natural frequencies, frequencies and impacts responses are determined. The most dangerous points in the complex analyzed system are determined and recommendations are made for their best design. Everything through professional software of graphics draw and finite elements.

Key words: simulation, mechanical design, system dynamics, finite element method.

INTRODUCCIÓN

En el trabajo se hace un estudio completo de los parámetros dinámicos y principales respuestas de la carcasa de una caja de traspaso, perteneciente a un equipo automotor pesado, surgidas durante su explotación bajo rigurosas condiciones de trabajo. Se considera que estas producen 2 tipos de cargas de impacto fundamentales:

Una caída libre del vehículo de 2 metros de altura.

Un impacto horizontal.

El objetivo es determinar la resistencia y rigidez de la carcasa o estructura de la caja de traspaso, durante su trabajo en conjunto con la operación del vehículo. Las dos cargas de impacto a analizar realmente son aplicadas a todo el vehículo durante su explotación, pero aquí se analizarán sus efectos en la caja de traspaso, que constituye el objeto de análisis, es decir se verán los efectos de estas cargas sobre la caja de traspaso solamente. Las principales respuestas que se considerarán son los desplazamientos y los esfuerzos según el criterio de resistencia de Huber - Mises. Con ellos se harán los análisis de resistencia y rigidez propuestos.

El material de la carcasa de la caja de traspaso es aluminio fundido, con las siguientes propiedades determinadas por ensayos realizados.

- **Límite de rotura:** $\sigma_R = 170 \text{ MPa}$.
- **Módulo de elasticidad:** $E = 0.71 \cdot 10^5 \text{ MPa}$.
- **Coefficiente de Poisson:** **0.33**.

- Densidad: 2 700 kg/m³.

Los análisis dinámicos que se realizan en este trabajo son los siguientes.

Determinación de las frecuencias naturales y sus correspondientes modos de vibración. Determinación de estas importantes características dinámicas del conjunto, fundamentales en todo análisis dinámico y que constituyen sus principales características dinámicas.

Función respuesta de frecuencias. El cual ayuda a la comprensión de los fenómenos dinámicos del conjunto.

Respuestas ante una carga de impacto vertical, producto de una caída libre del vehículo desde 2 m. de altura.

Respuestas ante carga de impacto horizontal sobre el vehículo, con un valor de 2 000 N.

SOFTWARE Y MÉTODOS

En la figura 1 se muestra el modelo gráfico de la caja de traspaso de fundición cubana, base de los modelos de elementos finitos a desarrollar, el cual sigue con bastante fidelidad la carcasa original. En el modelo de la figura 1 se han hecho algunas simplificaciones necesarias para la posterior construcción de los modelos de elementos finitos. Pues según es conocido, para estos modelos se requiere cumplir algunos requerimientos no compatibles con los modelos gráficos detallados que actualmente son posibles obtener con los modernos software de dibujo disponibles. Se considerarán además 2 masas adicionales a la carcasa:

Masa de los elementos internos: 75.4 kg. (engranajes, rodamientos, árboles).

Masa del motor de arranque: 126.5 kg.

Con estas consideraciones se procede a construir varios modelos de elementos finitos de la carcasa, como el mostrado en la figura 2, [4, 5, 10, 11, 15]. Están construidos con elementos tipo Shell 181, de tipo isoparamétricos con funciones de forma de 2do. orden, de formas planas triangulares y con 3 nodos por elemento con los 6 grados de libertad (DOF) posibles en el espacio, en cada nodo. Cada uno de los modelos desarrollados tiene sus apoyos a tierra (el chasis del vehículo) en las zonas señaladas en la figura 4, con un total de,

16 231 elementos.

8 473 nodos.

50 622 grados de libertad, DOF.

Frecuencias naturales

En la tabla 1 se muestran las 4 primeras frecuencias naturales de la caja de traspaso, calculadas a través del primer modelo de elementos finitos desarrollado [9, 10].

Mientras que en la figura 3 se muestra el modo de vibración correspondiente a la frecuencia número 21. De este modo se tienen las primeras frecuencias naturales y modos de vibración del sistema, importantes características dinámicas. Dado el gran volumen y tiempo de trabajo que se requeriría para estos análisis dinámicos en modelo tan complejos, se recurrió al empleo del método de Análisis Dinámico Reducido, que considera solo los principales grados de libertad del modelo, los

denominados Master Degree of Freedom o MDOF. Habiéndose seleccionado un total de 120 MDOF, a través de un algoritmo especial.

ANEXO 14

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 más 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 más 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 alternativa 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 de transmisión).

LA ECONOMÍA, LA ECOLOGÍA Y LA CRISIS DE LA ECONOMÍA CONVENCIONAL

Jordi Roca Jusmet
(Departamento de Teoría Económica)

Universitat de Barcelona

Publicación original: Jordi Roca Jusmet "La economía, la ecología y la crisis de la economía convencional", en Medina, M. y Kwiatkowska, T. (eds.), *Ciencia, Tecnología /Naturaleza, Cultura en el siglo XXI*. Barcelona: Anthropos, 2000

Introducción

El siglo XX no se ha caracterizado ni mucho menos por una evolución lineal hacia un mayor consumo para el conjunto de la humanidad. Las enormes, y en algunos periodos crecientes, desigualdades de ingresos entre países pobres y países ricos son buena muestra de ello. Incluso si nos limitamos al mundo rico, junto a etapas de fuerte crecimiento del ingreso y consumo per capita -como en la llamada "edad de oro" del capitalismo generalmente datada entre 1950 y 1973- nos encontramos con etapas de lento o nulo crecimiento en las que el nivel de vida de gran parte de la población desciende dramáticamente.

Sin embargo, si comparamos la situación de finales del siglo XX con la de cien años antes, la expansión del consumo en una parte importante de la humanidad sin duda puede caracterizarse de espectacular y supera las expectativas más optimistas. Es sobre esta realidad sobre la que se fue cimentando la confianza en el progreso económico sin límites y la que alimentó la esperanza de que los países pobres seguirían con mayor o menor rapidez la senda seguida por los más ricos; el propio lenguaje que distinguía entre países desarrollados y *en vías de desarrollo* evidenciaba esta creencia.

El principal reto económico actual sigue siendo en mi opinión disminuir la brecha existente entre pobres y ricos. Sin embargo, la confianza en que esto se producirá de forma casi automática gracias al progreso económico no solo se ha revelado equivocada sino que ha obviado las enormes disfunciones que la expansión global de la actividad económica ha provocado sobre el medio ambiente. La creciente consciencia de estos problemas es afortunadamente una de las características de este fin de siglo. El reto del futuro es mejorar el nivel de vida de la humanidad -y especialmente de los que están hoy en peor situación- y al mismo tiempo aproximarnos a un modelo económico más "sostenible" en el sentido que hoy se utiliza esta palabra, es decir, que nuestra gestión económica no ponga en peligro -ni para hoy ni para el futuro- los complejos e imprescindibles servicios que el medio ambiente nos proporciona. Una de las condiciones para dicha gestión económica es que revisemos los conceptos con los que hoy miramos la realidad económica y relativicemos los indicadores que utilizamos para medir el éxito económico.

El sistema económico: un sistema abierto

En un artículo publicado a mediados de los años setenta, Georgescu-Roegen, uno de los autores de referencia de la corriente de pensamiento que hoy se conoce como economía ecológica, se refería así a la enseñanza convencional de la economía: "Se le dice al principiante en las primeras sesiones de iniciación que el proceso económico es sólo un movimiento circular que se sustenta por sí mismo y que es autosuficiente entre los sectores de la producción y del consumo. Un tiovivo que, como todas las cosas mecánicas, también puede ser visto como un movimiento circular en dirección contraria, desde el consumo a la producción" y, con su habitual sarcasmo, añadía: "Este es el concepto del proceso económico si miramos sólo lo que ocurre al dinero, aunque incluso las muestras de poder adquisitivo -billetes y monedas- finalmente quedan inservibles y se deben reemplazar por otras nuevas. No se puede imaginar ni mayor ni más fatal fetichismo con respecto al dinero"..

En las décadas posteriores al escrito anterior, la preocupación por los problemas ecológicos y la conciencia sobre la insostenibilidad -o insustentabilidad- del modelo económico de los países ricos han crecido e incluso han dado lugar a reuniones intergubernamentales muy publicitadas; sin embargo, la cita sigue describiendo la forma en que generalmente se explica Economía a los que se introducen en esta disciplina. El sistema económico se sigue presentando como un sistema básicamente cerrado, como un enorme entramado de flujos de dinero que relacionan a unas empresas con otras y a las empresas con los consumidores, a los agentes privados con las administraciones públicas y a unas economías con las otras.

Lo cierto es que el sistema económico forma parte de un sistema más amplio, la naturaleza o biosfera. La economía es un sistema abierto a la entrada de energía y de materiales que son, en último término, los únicos recursos que mantienen las actividades humanas ya que no sólo utilizamos continuamente energía y procesamos materiales sino que los que llamamos "bienes de capital" (como son las máquinas o los edificios) y los bienes de consumo duradero (como electrodomésticos o muebles) son el resultado del uso y de la acumulación de recursos naturales.

Más allá de la provisión de recursos y la absorción de residuos, el conjunto de ecosistemas representan una "infraestructura" sin la cual las diversas formas de vida actuales, tal como las conocemos y entre ellas la vida humana, serían imposibles. La construcción de "infraestructuras" -canales, carreteras, centrales eléctricas, edificios...- se ha considerado como el gran motor del desarrollo económico y ciertamente en gran parte lo ha sido pero es importante no olvidar que el resultado de dichas inversiones es solo una parte de las infraestructuras de las que dependemos y que a veces su desarrollo entra en contradicción con las "infraestructuras naturales" como son los ríos que canalizan las aguas o las complejas interrelaciones, que denominamos ecosistemas, entre los diversos organismos y entre ellos su medio.

El olvido de las interacciones entre la economía y la naturaleza podría intentar justificarse por la inevitable especialización y la necesidad de que los economistas se concentren en un único aspecto de la realidad, el sistema económico, dejando de lado lo que está fuera de las fronteras de este sistema. Todo depende, sin embargo, del propósito del análisis. Si, como se señala en un reciente artículo, uno quiere estudiar las características de la artesanía de juguetes de madera, el estudio puede olvidarse de los bosques que sirven para proveer de madera a esta actividad; pero si uno se preocupa por el análisis y gestión del sistema económico en su conjunto en este fin de milenio "es obligado tener en cuenta lo que está fuera de las 'fronteras del sistema'"

Economía humana y crisis ecológica

Para entender la magnitud actual de los diversos problemas ambientales, a los que generalmente nos referimos con el término crisis ecológica, es fundamental referirse a dos cambios históricos.

El primero tiene que ver con el hecho de que las economías modernas (especialmente las economías ricas, que además generalmente sirven de modelo al resto del mundo) tienen un funcionamiento radicalmente diferente al propio de los ecosistemas naturales que estudian los ecólogos. Estos últimos -como también las economías que caracterizan a la mayor parte de la historia

de la humanidad- se basan de forma prácticamente exclusiva en el uso - directo e indirecto- de una fuente continua de energía, la procedente del sol, y en el uso de los materiales de forma básicamente cíclica. En cambio, la mayor parte de la energía utilizada por las economías modernas proviene del uso masivo de combustibles fósiles y los flujos de materiales son en gran parte lineales. El ejemplo más claro de lo último es el de las materias primas que provienen de la minería y que se transforman y, antes o después, se convierten en residuos que no solo no se reutilizan sino que generan problemas, pero también es el caso de la agricultura que no renova sus nutrientes o de la explotación forestal no sostenible.

La segunda característica es que la economía humana -debido al crecimiento de la población y de los niveles de consumo per capita- ha adquirido una escala cada vez mayor, un hecho al cual diferentes economistas se han referido utilizando expresiones metafóricas. En un famoso artículo publicado en los años sesenta Boulding escribió que habíamos de pasar de una imagen de la "economía del *cow boy*", que ve la expansión económica como si siempre existiesen nuevos territorios a conquistar, a una imagen de la "economía de la nave espacial Tierra" en la cual se trata de utilizar unos recursos limitados con el máximo de eficiencia. Más recientemente, Daly se ha referido al paso de un mundo relativamente "vacío" de actividad humana a un mundo "lleno" en el cual la actividad humana ocupa una mayor parte de espacio con lo que la presión ambiental adquiere una nueva dimensión y tiende a reducirse el espacio disponible para otras especies.

El enorme flujo de energía y materiales removidos anualmente para cubrir las demandas humanas es un buen indicador de este cambio de escala como lo es el hecho, relacionado con el anterior, de que hoy las actividades antropogénicas no solo alteran las condiciones ambientales locales sino que sus efectos ecológicos adquieren una dimensión global. Un buen ejemplo de lo último es la alteración de los niveles de concentración de gases de efecto invernadero en la atmósfera fruto principalmente de la quema de combustibles fósiles que generan cada año más de 20 mil de millones de toneladas de dióxido de carbono. Otro indicador proviene de la creciente apropiación por parte de los humanos de la "producción primaria" (tal como la definen los ecólogos, es decir, la materia orgánica obtenida mediante la fotosíntesis). En un estudio muy citado se estimó que la parte de la producción primaria neta (es decir la producción primaria total o bruta una vez descontada la utilizada para la respiración de los "productores") potencial de los ecosistemas terrestres apropiada por los humanos se aproximaba al 40%: en esta cifra se incluía tanto la materia orgánica utilizada directamente (alimentos, leña para combustible,...) como la producida en todos los ecosistemas fuertemente dominados por los humanos (plantaciones forestales, alimentos para el

ganado, materia orgánica producida en las tierras de cultivo pero no consumida,...) y la que se deja de producir por cambios en el uso del suelo (por ejemplo, urbanización, conversión de bosques en pastizales,...). Independientemente del margen de error de esta cifra, el orden de magnitud (sea el 40, el 30 o el 25%) parece ser tal que pone de manifiesto el cada vez menor espacio disponible para el resto de especies y evidencia los límites al crecimiento: doblar, triplicar o cuadruplicar el tamaño de la economía exigiría disponer de varias biosferas; sin duda, podemos aspirar a "desarrollarnos" en el sentido de cambiar a mejor pero lo que no podemos hacer es replicar más o menos lo mismo a una escala cada vez mayor (ni tampoco mantener lo mismo a muy largo plazo).

Aunque muchas veces se han identificado los dos términos, "desarrollo económico" es una expresión que puede tener un significado muy diferente al significado de "crecimiento económico" tal como lo definen los economistas, es decir, crecimiento de magnitudes tales como el Producto Interior o de la Renta (o Ingreso) Nacional. Cuando se dice que una economía se desarrolla se suele querer indicar que evoluciona económicamente hacia una situación mejor y, por tanto, el término tiene un componente valorativo. Crecimiento del PIB o de la RN no necesariamente implica más desarrollo y, a la inversa, el desarrollo podría coexistir con el estancamiento o incluso la disminución de dichas magnitudes. "Desarrollo sostenible" es, pues, una expresión ciertamente ambigua pero no mal enfocada o contradictoria ya que intenta expresar la necesidad de hacer compatibles el aumento del bienestar y la reducción de la presión sobre los sistemas naturales. "Crecimiento sostenible" es, en cambio una expresión o contradictoria, si por crecimiento entendemos el sentido más restringido de aumento de escala, o mal orientada, si por crecimiento entendemos el aumento de unas magnitudes que imperfectamente miden la actividad económica que comporta transacciones de mercado (incluyendo los servicios de las administraciones públicas valorados por su coste) y cuyas correlaciones con, por un lado, los impactos ambientales y, por el otro, el bienestar no son en absoluto simples.

La existencia de "límites al crecimiento" y el hecho evidente de que uno de los factores claves de la actual crisis ecológica es el aumento de la escala de la actividad económica no debería conducirnos a concluir que la solución a dicha crisis reside en el "crecimiento cero" o "estado estacionario". Las cosas son mucho más complicadas. Si lo que pretendemos es vivir mejor y más equitativamente sin comprometer el bienestar de las generaciones futuras entonces de lo que se trata no es tanto de limitar o reducir el PIB como de reestructurar la economía. Algunas actividades deberían promocionarse y otras desincentivarse y las técnicas utilizadas deberían evolucionar en la línea de lo defienden los que utilizan el término "ecología industrial", quienes

insisten en el necesario cambio de rumbo hacia sistemas energéticos basados en las energías renovables y en la utilización más eficiente de energía y materiales y en la reutilización de éstos.

Desigualdad social y espacio ambiental

La problemática ecológica no solo es local sino global pero las responsabilidades son desiguales de forma que la discusión sobre la "sostenibilidad" o "sustentabilidad" no puede evadir las cuestiones distributivas, es decir, la discusión sobre la equidad intrageneracional.

Actualmente se habla mucho de las economías más ricas como de economías "postindustriales" supuestamente más basadas en la información que en el flujo de recursos naturales y en las que los energívoros sectores industriales tradicionales habrían dado paso a sectores económicos menos "materiales". Algo hay de verdad en ello pero el hecho es que las sociedades ricas no se están en absoluto desmaterializando. Según una investigación, el movimiento total de materiales ligado al estilo de vida de las economías más ricas es enorme y no está disminuyendo; el estudio estima que a mediados de los noventa el flujo total de materiales que hacía posible este estilo de vida era de 84 toneladas anuales per capita para los Estados Unidos, de 76 para Alemania y de 45 para Japón. Estos números que (con toda la provisionalidad que implica la dificultad de disponer de datos fiables) pretenden incorporar todos los materiales (incluyendo los combustibles fósiles) requeridos, tanto los directos como los "ocultos" (como son los movimientos de materiales no aprovechados ligados a la minería o a la construcción de infraestructuras) y tanto se obtengan o alteren dentro como fuera de las fronteras nacionales.

La diferencia entre las economías ricas y pobres no es que las últimas dependan más de los recursos naturales que las primeras ya que sucede lo contrario. Globalmente se estima que el 20% de la población mundial, la de los países más ricos, utiliza el 80% de los recursos naturales totales. Una importante diferencia es la distancia a la que pueden buscarse recursos: mientras que la dependencia de los países pobres es básicamente respecto a sus recursos locales, los países ricos pueden ir a buscar muchos recursos allá donde se encuentran porque tienen capacidad de compra para importarlos.

No solo existe una importante asimetría en el acceso a los recursos sino también en el tipo de "impactos ambientales" que se generan y que deben soportarse. Muchos de los impactos ambientales que se derivan de las pautas de consumo del mundo rico se manifiestan en lugares del mundo muy alejados y facilitan que tengamos acceso a bienes de importación relativamente baratos porque no pagamos por los efectos negativos que la producción de dichos bienes provoca sobre las personas y los ecosistemas.

En cambio, muchos de los problemas que sobre todo se generan en el mundo rico generan un importante riesgo ambiental para el conjunto del mundo. Es por ejemplo el caso ya citado de la alteración climática cuya principal causa son las emisiones de CO₂ asociadas del mundo rico. Las insostenibles emisiones per capita mundiales fueron en promedio de 3,9 toneladas de CO₂ durante el año 1995 mientras que en los Estados Unidos fueron de 19,5. La desigualdad en las responsabilidades dificulta enormemente la adopción de una política efectiva sobre el tema que necesariamente tiene que ser de ámbito mundial. Los países ricos aceptan como máximo compromisos de estabilización o de tímidas reducciones de sus emisiones (como en el convenio de Kyoto, que además es muy posible que ni siquiera se cumpla) mientras en algunos lugares del mundo, como la China y otros países asiáticos, las emisiones crecen formidablemente aunque el hecho de que sus emisiones aún sean muy inferiores a la media mundial les legitima para argumentar que no están dispuestos a asumir ningún compromiso. La única vía equitativa para que los países menos ricos se incorporasen a la política sería reconocer que los derechos de emisión actuales han de ser igualitarios lo que equivaldría a aceptar que, mientras los niveles de emisión per capita sean diferentes, los países ricos como mínimo deberían compensar de alguna forma a los que no utilizan sus derechos... Incluso puede argumentarse con buenas razones que los países ricos, que históricamente se han arrogado sin pagar nada a cambio un derecho de uso y abuso de un bien común, tienen una "deuda ecológica" respecto a los países pobres.

El lenguaje de la economía convencional

La historia de la economía humana y en particular el enorme aumento, con la industrialización, del consumo en una parte del mundo, se ve muy diferente según donde se sitúen las fronteras del análisis económico. Donde la economía tradicional sólo ve inversión de capital, progreso técnico y crecimiento de la productividad del trabajo, la economía ecológica insiste también en la base material de los cambios tecnológicos: el paso de una economía basada en los flujos, directos o derivados, de energía solar a una economía basada en la extracción de los stocks de energía acumulados en lentos procesos geológicos y en el acceso masivo a todo tipo de minerales. La extracción no debería confundirse con la "producción" aunque la economía convencional, ciega a las realidades físicas que hay detrás de las actividades que generan "valor añadido", hable sin problemas de "producir" petróleo o hierro de la misma forma que todo el valor de la madera o el pescado vendido forma parte de la producción forestal o pesquera sin atender a si las talas o capturas disminuyen o no los stocks previos de recurso. Igualmente, se habla de consumo "final" como si los residuos desapareciesen cuando los bienes ya no proporcionan "utilidad" a los consumidores.

El lenguaje revela cuales son las preocupaciones. Un ejemplo particularmente claro es el del análisis de la "agricultura moderna". La mayor parte de economistas afirmarían sin vacilación que el paso de la agricultura "tradicional" a la "moderna" debe valorarse como un aumento de la productividad. La perspectiva de la economía ecológica, en cambio, destaca, a partir de la metodología de los balances energéticos, el contraste entre el aumento de la productividad del trabajo y la disminución de la productividad del conjunto de inputs energéticos. La productividad del trabajo aumenta pero la actividad agraria se convierte en muy dependiente del subsidio externo de energía, fundamentalmente no renovable. Esta dependencia es tan grande que, incluso, la energía obtenida en forma de alimentos tiene un contenido energético inferior al de los inputs utilizados. Esta perspectiva destacaría también los efectos ecológicos negativos que a veces acompañan a la agricultura "moderna" tales como menor biodiversidad, contaminación de las aguas por exceso de fertilizantes o contaminación "difusa" derivada del uso masivo de pesticidas.

Adviértase que con ello no se deduce que el cambio en las técnicas agrarias deba juzgarse automáticamente negativo pero sí se evidencia que los aspectos positivos -como es indudablemente la reducción de los requerimientos de trabajo por unidad de producto- van acompañados de efectos negativos. Todos ellos deben tenerse en cuenta en la gestión económica que no debería guiarse únicamente por medidas parciales de productividad o por la rentabilidad relativa en términos monetarios de las diferentes técnicas.

Los precios y costes monetarios relativos: ¿una buena guía para orientar las decisiones?

Los economistas teóricos suelen creer mucho en la capacidad de los mercados para orientar las decisiones económicas por el camino de la eficiencia. El argumento -que se remonta, como mínimo, a Adam Smith y que ha sido formalizado matemáticamente por la economía moderna- se basa en una idea muy sencilla: si nadie obliga a las dos personas implicadas a realizar una transacción económica libre y éstas deciden realizarla, entonces las dos personas salen beneficiadas. En otras palabras, cualquier transacción libre de mercado mejora a algunos sin perjudicar a nadie.

Sobre este argumento puede discutirse mucho y, entre otras cosas, puede enfatizarse que los mercados son ciegos a las demandas no solventes, es decir, a aquellas demandas que no van acompañadas de suficiente poder de compra. Pero aquí me interesa destacar otro punto. Prácticamente todas las decisiones económicas afectan a "terceros". Ocurre así en las decisiones de grandes inversiones, como cuando una compañía eléctrica tiene que decidir

entre instalar una nueva central eléctrica de carbón o un parque eólico, pero también en las decisiones cotidianas más elementales que sumadas determinan la evolución de determinadas problemáticas ambientales.

En las decisiones de empresas y consumidores no están en juego, pues, solo sus intereses sino también los intereses de otros. A veces esto es evidente, como cuando las emisiones de una central térmica de carbón degradan muy perceptiblemente un espacio forestal o cuando una empresa química introduce un nuevo producto sobre el que hay motivos para pensar que comporta importantes riesgos. Pero, como apuntábamos, a menudo los efectos de cada decisión individual son mucho menos perceptibles como cuando los humos de un coche individual contribuyen -de forma mínima, es cierto- al calentamiento global. Aparentemente nadie es responsable de ciertos problemas pero todo el mundo lo es y el efecto agregado es una pérdida de bienestar, un mayor riesgo o incluso una catástrofe para la colectividad. La racionalidad individual expresada en un determinado contexto institucional juega contra el interés colectivo.

La imagen tradicional de la "mano invisible" de Adam Smith, tan apreciada por los economistas, tendría que completarse con la del "codo invisible" para utilizar la acertada analogía que Jacobs utiliza en su excelente libro *The Green Economy* según la cual las empresas y los consumidores dan golpes a terceros cuando persiguen sus intereses individuales, a veces de forma muy clara pero a menudo de forma involuntaria y prácticamente imperceptible. La calidad ambiental es lo que los economistas denominan un bien público (es decir, que afecta a toda una colectividad y que se "consume" no de forma privada sino colectiva) y ya hace mucho que la teoría económica ha establecido que el mercado puede -bien o mal- servir para proveer bienes privados pero no bienes públicos.

La conclusión es que los valores monetarios que guían las decisiones de mercado (por ejemplo, los costes monetarios relativos de, por ejemplo, la energía nuclear o la energía eólica o los costes monetarios nulos de tirar una botella de cristal a la basura) no tienen en cuenta todos los efectos de estas decisiones y por tanto no pueden conducir a resultados eficientes. Muchos costes se "externalizan" y no influyen en nuestras decisiones. Ello es suficiente para justificar la necesidad de la política ambiental, de la intervención política para alterar los resultados de los mercados. La idea de "internalizar" los costes ambientales ha dado lugar a que muchos economistas defiendan los impuestos ecológicos o ambientales para conseguir que los "precios digan la verdad". El argumento es que, si el problema es que existen costes que no recaen sobre el que toma las decisiones, entonces la solución es introducir impuestos de cuantía igual a tales costes porque así lo que es un coste social se convertiría en un coste privado. Aunque simpatizo mucho con

la propuesta de dar un papel creciente a los impuestos ambientales, creo que deben hacerse dos advertencias importantes.

La primera es que, en mi opinión, en general no existe una forma razonable de valorar los daños o riesgos ambientales en unidades monetarias especialmente cuando los daños son de larga duración -o incluso irreversibles- y cuando existen fuertes incertidumbres científicas sobre la magnitud -o incluso sobre la existencia o no- de dichos daños o riesgos. Si ello es así, la decisión sobre la cuantía de unos hipotéticos impuestos ambientales siempre será polémica y más que hablar del impuesto "óptimo" (como temerariamente hacen muchos economistas) deberíamos ser más modestos y reconocer que el nivel de impuestos es una decisión política (por mucho que deba basarse en la mejor información científica disponible) que depende de las prioridades, que deben discutirse por el conjunto de la sociedad, y de las actitudes frente a la incertidumbre. Respecto a este último aspecto, la economía ecológica ha planteado el principio de precaución como guía de decisión ante la incertidumbre. Se trataría de intentar minimizar el posible "arrepentimiento futuro" de nuestras decisiones actuales. Es importante darse cuenta que el principio de precaución no implica ser especialmente pesimista sino únicamente creer en la posibilidad de la peor de las hipótesis. Uno puede considerar muy poco probable el resultado "desastroso" pero actuar para evitarlo a toda costa. Por ejemplo, aunque uno sea escéptico sobre las peores previsiones sobre los efectos del cambio climático uno podría considerar que su posibilidad es suficientemente grave como para justificar que la fiscalidad sobre los combustibles fósiles aumente muchísimo para reducir su uso porque, si no tomamos hoy decisiones importantes, en el futuro ya no podremos volver atrás.

La segunda cuestión a advertir es que cambiar los precios relativos o hacer pagar por cosas que antes no tenían precio es solo uno de los muchos posibles instrumentos de política ambiental. Cuál es el mejor instrumento de intervención en cada caso concreto es un tema de gran importancia y que no puede resolverse de forma exclusivamente técnica porque siempre existen efectos distributivos que afectan diferencialmente a diferentes sectores sociales. Si se quiere combatir el cambio climático pueden utilizarse incentivos monetarios, impuestos a los combustibles fósiles o subvenciones a las "energías limpias", pero también puede intervenir de muchas otras formas: por ejemplo, invirtiendo en transporte público frente a infraestructuras de transporte privado o poniendo unos requisitos mínimos de eficiencia en las emisiones de los vehículos.

Rentabilidad a corto plazo frente a conservación a largo plazo

Un aspecto importante, muchas veces señalado por los movimientos ecologistas es el hecho de que en un sistema capitalista la preocupación por los beneficios a corto plazo pone en peligro la conservación de recursos a largo plazo. La preocupación es justificada. Una gestión de recursos naturales, renovables y no renovables, orientada a obtener la máxima rentabilidad en el mercado entra fácilmente en conflicto con el objetivo de su explotación sostenible. Las decisiones económicas tienden a infravalorar el futuro y dan más importancia al corto plazo que al largo plazo por la sencilla razón de que el dinero tiene un precio (como refleja el tipo de interés de los préstamos). Aunque la inflación fuese nula, nadie renunciará hoy a obtener 10.000 euros a cambio de disponer de la misma cantidad de dinero de aquí a 20 años porque 10.000 euros invertidos hoy se convertirán previsiblemente en una cantidad muy superior en dicho período de tiempo. Un asesor financiero que se guiase por el principio de que 1 euro vale lo mismo independientemente del momento en que se ingrese o se desembolse sería sin duda un mal asesor: el futuro debe "descontarse".

Por la misma razón, un propietario forestal que tenga que decidir si es mejor mantener una explotación sostenible o convertir la madera en dinero lo más rápidamente posible o vender su propiedad para urbanizar no comparará sin más la suma de rendimientos totales -de ahora hasta un futuro muy lejano- de la explotación sostenible con los ingresos actuales de una sola vez de las otras alternativas. La comparación financiera relevante será la de las rentabilidades relativas. Si en el primer caso se pueden obtener 10.000 euros cada año de forma indefinida pero vendiéndolo se obtienen 400.000 euros de forma inmediata la segunda opción será mejor con la única condición de que se piense que será posible obtener un rendimiento anual de como mínimo el 2,5%, es decir, con la única condición de que el futuro se "actualiza" o se "descuenta" a una tasa igual o superior al 2,5%. El capital, no comprometido con ninguna actividad económica particular sino, como enfatizaba Marx, con el objetivo abstracto de obtener el máximo beneficio puede actuar de forma perfectamente "racional" destruyendo un recurso renovable aunque ello suponga la imposibilidad de obtener ingresos futuros explotando dicho recurso.

La cuestión es políticamente muy relevante. Con el avance de las ideas neoliberales durante las últimas décadas se ha llegado a pensar incluso que la solución a los problemas de degradación de recursos pasa siempre por su privatización. Una de las razones de la confusión reside en la incorrecta identificación entre "libre acceso" y "propiedad (o gestión) comunal". Con la expresión libre acceso podemos referirnos a las situaciones en las que un recurso del que nadie tiene la propiedad (o el derecho exclusivo de uso) se explota sin ningún tipo de regulación, ni pública ni privada. Por ejemplo, todo

el mundo puede llevar a pastar su ganado a un determinado pastizal. Es evidente que en determinadas circunstancias la presión de dicha actividad puede degradar el recurso sin que nadie se sienta comprometido por la conservación y en tales situaciones tenderá a predominar la "regla de captura", es decir, si no saco yo el máximo provecho inmediato lo sacarán los otros. Sin embargo, puede ser equivoco referirse a tales situaciones con un término que ha hecho fortuna entre los economistas, el que alude a la "tragedia de los bienes comunales". En realidad la "tragedia" deriva precisamente de que el recurso no se gestiona como un recurso común sino atendiendo a intereses puramente privados. Una comunidad que explota un recurso (o un gobierno o autoridad municipal responsable) puede sentirse mucho más comprometida con la conservación del recurso del que depende y dependen sus hijos -y, en consecuencia, instituir normas adecuadas de gestión para asegurar la sostenibilidad de la explotación- que no un propietario privado guiado únicamente por la rentabilidad y cuyo interés por la conservación será muy relativo: como hemos visto solo prevalecerá en ausencia de otras alternativas más rentables.

Crítica a los indicadores macroeconómicos convencionales

De la misma forma que muchos economistas tienen una resistencia casi instintiva frente a la idea de que el gobierno intervenga para alterar los precios relativos o frente a la idea de que surjan nuevas normativas sobre qué puede hacerse y que no puede hacerse, la mayoría de economistas actuales se han educado en la macroeconomía que ve la maximización de determinadas magnitudes como el objetivo económico primordial. No solo los economistas tienen esta formación sino que los políticos generalmente han hecho suyo este objetivo.

El papel que juegan en la política magnitudes como el Producto Interior Bruto o la Renta Nacional es en cierta forma paradójico si tenemos presentes la frecuencia y variedad de las críticas que se han referido a estos indicadores. La realidad es que, a pesar de las críticas, la posición dominante es la que Stiglitz recoge (después de explorar algunas críticas) en su manual de introducción a la economía: "No parece probable que ningún método para medir el bienestar nacional vaya a reemplazar los cálculos basados en el PIB (...) Los cálculos del PIB parecen relativamente sencillos y exentos de juicios de valor".

Las objeciones que se han hecho a la Contabilidad Nacional son muchas. Entre las más relevantes se encuentran las que apuntan la ausencia de contabilización de gran parte de las actividades no mercantiles (especialmente del trabajo doméstico de las mujeres que queda "oculto" en las estadísticas) y las que destacan que en las sumas totales de valor añadido no se distingue ni

qué actividades económicas son más o menos útiles socialmente (igual suma un mismo valor monetario en forma de armas que en forma de alimentos) ni como se distribuyen los ingresos generados.

Des del punto de vista que aquí nos interesa, podemos destacar cuatro aspectos. El primer que, como señalábamos, los precios relativos que sirven de base para sumar las diferentes actividades económicas (¿cómo sumar si no es en dinero la producción de coches y la de maíz?) están sesgados porque no recogen todos los costes sociales (no incluyen los costes "externos"). Otros precios relativos darían otras tasas de crecimiento (o de decrecimiento).

El segundo aspecto es que las magnitudes tradicionales solo se fijan en un aspecto relacionado con el bienestar económico, la disponibilidad de bienes y servicios (excluyendo, además, la mayor parte de los que no pasan por el mercado) que se consumen o acumulan en forma de inversión lo que posibilita un mayor consumo futuro. Sin embargo, el bienestar, la calidad de vida, también depende de la "calidad ambiental". Si la calidad ambiental fuese independiente de las actividades de producción y consumo, podríamos decir que con las magnitudes tradicionales solo nos fijamos en uno de los componentes del bienestar, el único que sería competencia de los economistas. Sin embargo, el hecho de que los impactos ambientales son el aspecto oculto -no reflejado en la contabilidad- de las actividades que sí medimos en su aspecto positivo, obliga a que el análisis económico tenga que considerar estos aspectos si no quiere distorsionar la realidad.

En tercer lugar, los propios impactos y riesgos ambientales dan lugar muchas veces a gastos monetarios que, como todas las demás, se contabilizan en el PIB como nueva producción de bienes y servicios. Sin embargo, estos gastos -que se han llamado "defensivos" o "compensatorios"- frecuentemente no tienen por finalidad tanto obtener nuevas cosas como aproximarse en la medida de lo posible a una situación previa de menor impacto y riesgo ambiental. Por tanto, no solo nos olvidamos la mayoría de las veces de los costes ambientales sino que dichos costes aparecen muchas veces en el "activo" en vez de en el "pasivo" como pasaría si, por ejemplo, el gasto sanitario se dispara por la mayor incidencia de determinadas enfermedades ligadas a la contaminación.

Finalmente, es importante profundizar sobre la idea teórica de ingreso (o "renta") que utilizamos los economistas. John Hicks decía que el cálculo del ingreso de un período tenía como objetivo "dar a la gente una idea de la cantidad (máxima) que pueden consumir sin empobrecerse". Cuando se distingue entre la producción bruta de un país (que puede medirse, con pocas diferencias que aquí no nos interesan, mediante el Producto Interior Bruto o el

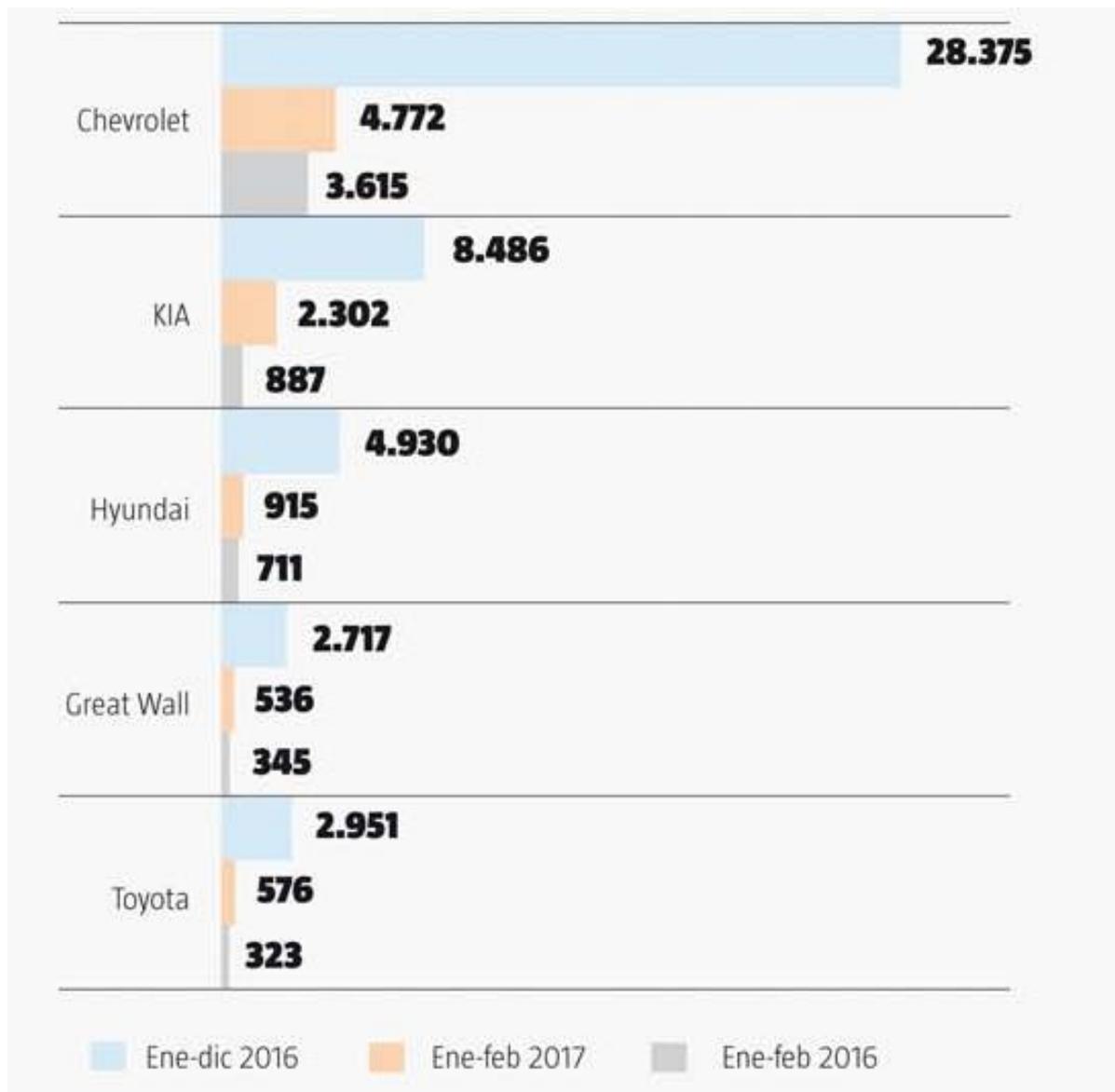
Producto Nacional Bruto) y la producción -o el ingreso o renta- neta se utiliza el término depreciación o amortización del capital para indicar que una parte del valor de la producción se tiene que destinar a hacer frente a la pérdida, al desgaste, de capital (máquinas, edificios,...) y mantener intacta la capacidad productiva. En definitiva, el Ingreso o Renta Nacional (neto/a) representaría la cantidad de dinero que se podría destinar a consumo sin empobrecimiento, sin vivir a costa del capital ya existente sino de los ingresos que éste genera. En otras palabras, y aunque en este contexto no se acostumbre a utilizar el término, las magnitudes netas representarían los consumos que son "sostenibles".

Algunos autores han destacado- y con mucha razón- que la Contabilidad Nacional olvida un hecho importante: el patrimonio natural también se degrada como es evidente cuando se utiliza un recurso energético no renovable pero también cuando un recurso renovable se utiliza de forma no sostenible con el resultado de disminuir el stock de recurso. Para poner un ejemplo, el valor de la pesca se suma en su totalidad (reservando sólo una cantidad para amortizar los barcos e instrumentos de pesca) cuando se calcula la renta o producción en términos netos de forma que no podemos distinguir si el nivel de pesca es o no sostenible, es decir, si -para utilizar un símil financiero- estamos viviendo del "capital" o de sus "intereses". Sin embargo, es obvio que los niveles de pesca en determinadas áreas no son sostenibles y que la disminución de las poblaciones conlleva que a corto plazo tengamos que hacer más y más inversiones para mantener la misma captura y que a largo plazo tengamos que disminuir la captura.

Las magnitudes macroeconómicas no nos dan pues indicios de cómo evolucionan las relaciones entre el sistema económico y su entorno y ello exige, en mi opinión, más que corregir estas magnitudes para elaborar un mejor indicador, disponer de información mucho más detallada que nos permita conocer la presión ambiental de las diferentes actividades económicas. Ellos nos permitiría conocer mejor los aspectos positivos y negativos de las diferentes opciones de política económica. Sin dicho conocimiento es imposible una buena gestión económica.

3. MATERIALES Y MÉTODOS

3.1. VEHICULOS



3.2. NORMATIVA.

3.3. EQUIPO.

ANEXO 17

Características Destacadas

El DSP Logger Expert es un hardware multi-canal, Analizador FFT para el mantenimiento predictivo y diagnóstico de máquinas.

Es capaz de medir, procesar, mostrar y almacenar una amplia variedad de funciones de análisis. Puede funcionar como un instrumento independiente o se pueden descargar sus mediciones en el software.

El equipo se destaca por su altísima calidad general de producción, el teclado con teclas con termoformado de alta resistencia, display de alto brillo y excelente definición de 640x480 pixeles en 5,7 pulgadas. Batería de Litio Ion, con una autonomía promedio superior a las 10 horas. Súper resistente al golpes con una carcasa de fundición de aluminio altamente industrial.





Caraterísticas Técnicas

Canales de entradas:6 (SEIS)

Sensores AC / DC

Sensores Acelerómetros 1 a 1000 mV

Sensores velocímetros

Entrada de tacómetro universal óptico

Entrada de tacómetro magnético

TTL/análogo programable hasta $\pm 25V$

RPM rango 1...99.999

Protección contra sobretensiones de entradas

Individuales en todos los canales.

Precisión de medición: 1%

Rango dinámico: 95 db

Resolución Programable: 400, 800, 1600, 3200, 6400, 12800 y 25600 líneas

Ventana de medición: Hanning, Flat top, Rectangular

Pre-procesamiento: gSE y ESP (spike energy®)

Envolvente (demodulador) con cuatro filtros.

Integración digital:

Velocidad y Desplazamientos, con filtros pasa altos

programables 1%,5% y 10% de Fmax

Filtros:

1.25..2.5 KHz

2.5... 5 KHz

5..... 10 KHz

Respuesta en frecuencia 0,2 a 20Khz

Corte de bajas frecuencias 0.18...100 Hz

Promedios programable desde 1 a 4096

Peak Hold, y Continuo

Cursor fijo y de barrido, armónicos automática

Modos de Trigger:Externo, óptico o Laser.

Trigger Level: Fijo y automático

Configuración de amplitud y pendiente

Datos de medición en el Display Espectro de multicanales.

Valor de fase, órbita, proceso, trend, espectro

2 (dos) sensores tri-axiales, simultáneos.

Las alarmas pueden mostrarse u ocultarse por el usuario.

Herramientas de análisis Alta y Baja frecuencia.

Valores RMS, 0-Pico, Pico-Pico y Factor de cresta.

Comunicación USB, WiFi

Memoria Interna 256MB

Memoria adicional Micro SD 8GB

Peso 1450 gramos

Gabinete IP65, fundición de aluminio

Display LCD, backlit color

- VGA (640 x 480)

- 5.7 pulgadas

Área visible: 115,2 x 86,4 mm

4. RESULTADOS.

ANEXO 18.

Frecuencias Naturales

De cualquier estructura física se puede hacer un modelo en forma de un número de resortes, masas y amortiguadores. Los amortiguadores absorben la energía pero los resortes y las masas no lo hacen. Como lo vimos en la sección anterior, un resorte y una masa interactúan uno con otro, de manera que forman un sistema que hace resonancia a su frecuencia natural característica. Si se le aplica energía a un sistema resorte-masa, el sistema vibrará a su frecuencia natural, y el nivel de las vibraciones dependerá de la fuerza de la fuente de energía y de la absorción inherente al sistema. La frecuencia natural de un sistema resorte-masa no amortiguado se da en la siguiente ecuación:

$$F_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$$

donde F_n = la frecuencia natural

k = la constante del resorte, o rigidez

m = la masa

De eso se puede ver que si la rigidez aumenta, la frecuencia natural también aumentará, y si la masa aumenta, la frecuencia natural disminuye. Si el sistema tiene absorción, lo que tienen todos los sistemas físicos, su frecuencia natural es un poco más baja y depende de la cantidad de absorción.

Un gran número de sistemas resorte-masa-amortiguación que forman un sistema mecánico se llaman "grados de libertad", y la energía de vibración que se pone en la máquina, se distribuirá entre los grados de libertad en cantidades que dependerán de sus frecuencias naturales y de la amortiguación, así como de la frecuencia de la fuente de energía.

Por esta razón, la vibración no se va a distribuir de manera uniforme en la máquina. Por ejemplo, en una máquina activada por un motor eléctrico una fuente mayor de energía de vibración es el desbalanceo residual del rotor del motor. Esto resultará en una vibración medible en los rodamientos del motor. Pero si la máquina tiene un grado de libertad con una frecuencia natural cerca de las RPM del rotor, su nivel de vibraciones puede ser muy alto, aunque puede estar ubicado a una gran distancia del motor. Es importante tener este hecho en mente, cuando se hace la evaluación de la vibración de una máquina. --la ubicación del nivel de vibración máximo no puede estar cerca de la fuente de energía de vibración. La energía de vibración frecuentemente se mueve por largas distancias por tuberías, y puede ser destructiva, cuando encuentra una estructura remota con una frecuencia natural cerca de la de su fuente.

ANEXO 19.

INTRODUCCIÓN

Sin dudas, la generación distribuida constituye una alternativa estratégica para garantizar los requerimientos energéticos fundamentales de Cuba y esto presupone programas de mantenimiento que permitan garantizar indicadores de disponibilidad y confiabilidad acordes con las exigencias de este tipo de industria.

La presencia de un motor de combustión interna y de un generador como componentes básicas de un grupo electrógeno, justifican plenamente la aplicación de tecnologías predictivas y de diagnóstico, orientadas a la medición y análisis de vibraciones y sonido, la emisión acústica, el análisis de lubricante y la medición de temperatura, esta última basada preferiblemente en las tecnologías asociadas a la termovisión. [10, 11]

Es por ello que, de acuerdo a las posibilidades que ofrece un artículo de este tipo, se abordarán las pautas para la medición de sonido y vibraciones, con vista en primera instancia, a correlacionar las frecuencias dominantes en ambos registros espectrales, es decir, sonido y vibraciones, dando continuación a una investigación preliminar desarrollada a nivel de laboratorio sobre un simulador mecánico en el que se efectuaron registros de vibraciones y sonido, como resultado de la cual se pudo correlacionar algunas frecuencias significativas e incluso, fue posible cuantificar el ruido de fondo. [5, 8, 9]

Luego entonces, tomando en cuenta las evidentes diferencias que existen entre las condiciones para realizar ejercicios experimentales a nivel de laboratorio y en el entorno industrial, se procedió a efectuar registros de vibraciones y sonido sobre un grupo electrógeno ubicado en un recinto industrial y acompañado de otras seis máquinas de igual diseño y a plena operación, con el objetivo de identificar frecuencias significativas en ambos registros y poder evaluar la efectividad de la presión sonora como síntoma de estado técnico, sobre todo si se toma en cuenta que la medición del sonido producido por una maquinaria representa una medida indirecta de las vibraciones producidas por ésta [10].

DESARROLLO

Consideraciones acerca del estándar ISO 3744

El estándar ISO 3744 especifica varios métodos para determinar los niveles de potencia acústica en máquinas, equipos y sus componentes. El cálculo del nivel de potencia sonora está basado en la suposición de que esta magnitud emitida por la fuente es directamente proporcional al nivel cuadrático medio de la presión sonora, promediado en el tiempo y en el espacio. El método descrito en este estándar es válido para la medición de todo tipo de sonido. [1]

De especial interés resulta lo indicado en este estándar para la localización de las posiciones de los micrófonos sobre la superficie de medición, para lo cual será necesario definir un paralelepípedo hipotético de referencia. Las posiciones de los micrófonos se distribuyen entonces sobre la superficie de medición de acuerdo a una superficie hipotética de área "S" que envuelva tanto a la fuente como al paralelepípedo de referencia y que limite con los planos (o plano) reflectantes. [1]

La posición de la fuente bajo ensayo, así como la superficie de medición y las posiciones de los micrófonos, se definen en un sistema de coordenadas con los ejes horizontales "x" e "y" contenidos en un plano definido por la base del paralelepípedo de referencia.

Así mismo, las mediciones se deberán ejecutar de acuerdo a posiciones de micrófono correspondientes a un paralelepípedo rectangular, cuyas caras sean paralelas a las del paralelepípedo de referencia, en este caso, la distancia de medición "**d**", es la distancia entre la superficie de medición y el paralelepípedo de referencia. El valor preferible de "**d**" es de 1 metro.

En la figura se muestran las posiciones del micrófono en la superficie de medición paralelepipedica.

Consideraciones acerca del estándar ISO 8528-9

En principio, para la planificación de la estrategia de medición de vibraciones en el grupo electrógeno de marras, se consultó con el fabricante de la máquina y con el cliente, indagándose sobre la existencia de algún reporte de pruebas ejecutadas en fábrica o de alguna referencia que pudiese ser utilizada al menos para evaluar la condición del grupo electrógeno en cuanto a vibraciones se refiere.

Sin embargo, no se encontró una referencia suficientemente completa para la ejecución de las mediciones y por ello se acudió al estándar ISO 8528-9 que aunque no es de obligatorio cumplimiento, sí constituye una referencia importante e incluso legal para efectuar este tipo de medición.

De especial interés resulta el hecho de que el sistema de medición deberá garantizar una exactitud de un 10% para los valores de desplazamiento, velocidad y aceleración dentro del rango de 10 Hz a 1000 Hz y una exactitud desde +10% hasta -20% para mediciones realizadas dentro del rango de 2 Hz a 10 Hz, lo cual resulta de importancia extrema, pues en no pocos casos el personal que realiza las mediciones no conoce por determinadas razones los rangos de frecuencia de operación correcta del transductor que se emplea y la modificación de estos de acuerdo al tipo de fijación que se utilice, ya sea un perno roscado o el tristemente célebre puntero.[6]

En la figura se muestran los puntos recomendados por el estándar ISO 8528-9 para registrar las vibraciones en grupos electrógenos.

Según prevé este estándar, las frecuencias de excitación de los motores de combustión interna que accionan a los generadores, se enmarcan en el rango de entre 2 Hz a 300 Hz. Sin embargo, se debe tomar en consideración la influencia de la estructura portante y por ello se sugiere efectuar mediciones en el rango de entre 2 Hz y 1000 Hz. En la Tabla C.1 de la página 10 del estándar ISO 8528-9 se muestran valores de desplazamiento, velocidad y aceleración que deben ser tomados como referencia para evaluar la condición del grupo Electrógeno [6].

Los ejercicios experimentales

Esta investigación se realizó en una Central Termoeléctrica Cubana donde se encuentran instalados Grupos Electrógenos del tipo MAN 18 V48/60 B, con una capacidad nominal de generación de 18.4 kW, con una frecuencia de 60 Hz y operando a una velocidad de rotación de 514 rpm. [7]

De acuerdo al alcance del proyecto inicial de investigación y tomando en cuenta que no son las vibraciones y el sonido los mejores parámetros síntomas para evaluar el estado técnico de motores de combustión interna, se decidió trabajar exclusivamente con el generador, que aunque opera acoplado al motor de combustión interna, es una máquina rotatoria y en este tipo de máquina sí ha quedado demostrada - desde hace más de 40 años - la eficacia de las vibraciones como parámetro síntoma, sólo que en lo que respecta a los objetivos de esta investigación, se intenta además utilizar el sonido para viabilizar los ejercicios de medición.

Atendiendo a lo previsto en el estándar ISO 3744 se definió el paralelepípedo de medición tomando en cuenta desde luego, las dimensiones del generador del grupo electrógeno MAN 18 V48/60 B. Nótese que el generador tiene aproximadamente 5 metros de largo por 5 metros de alto, lo cual indudablemente compromete el aspecto práctico de la medición de sonido de acuerdo con este estándar ISO 3744 [7]. Para definir la cantidad de puntos de medición se partió de lo recomendado en el propio estándar ISO 3744, definiendo el paralelepípedo de medición con dimensiones externas de alrededor de 6 m x 7.4 m x 6.7 m, según se observa en la figura . Los puntos para la ubicación del micrófono fueron definidos a una distancia mutua de 1 metro aproximadamente.

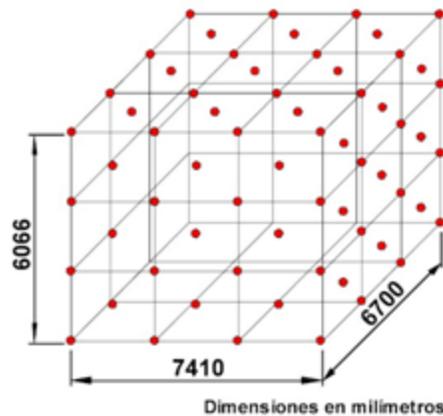


Figura 4. Dimensiones externas del paralelepípedo de referencia.

De manera que, por cada cara del paralelepípedo se tendrán alrededor de 25 puntos de medición y asumiendo que se mediría en las dos áreas laterales del generador y en el área frontal libre de este, se tendría que medir en nada más y nada menos que 75 puntos. Además de ello, la ubicación del generador en altura desde el piso supera el metro.

Todo esto presupone el empleo de un dispositivo que permita ubicar el micrófono, conjuntamente con el instrumento, en las posiciones indicadas en la figura y prever algún tipo de soporte para el operador del sonómetro, pues la inmensa mayoría de las posiciones supera la altura promedio de un ser humano.

Por tal motivo, los autores realizaron la siguiente valoración, en torno a la viabilidad práctica de la realización de las mediciones de sonido atendiendo a lo indicado en el estándar ISO 3744 y para este caso en específico:

1. Número excesivo de puntos de medición (75 puntos sólo para el generador), sobre todo si se tiene en cuenta que la medición de sonido se previó ser realizada con el ánimo de simplificar el trabajo de localización de fuentes importantes de vibraciones.
2. Imposibilidad práctica de garantizar la ubicación del micrófono en todas y cada una de las 75 posiciones definidas en el paralelepípedo de medición.
3. Excesivo ruido de fondo.

A pesar de estos inconvenientes, se realizó la medición de presión sonora orientando el micrófono hacia los pedestales del generador, tal y como se observa en la figura, precisando que para el pedestal del Generador Lado *Coupling* la distancia desde el micrófono a la superficie del pedestal fue de 400 mm así como de 200 mm para el pedestal del Generador Lado Libre.

El instrumento de medición empleado fue el Sonómetro *Brüel & Kjær, Observer™* Tipo 2260. Observe la figura. La configuración de las mediciones se muestra en la Tabla. [4]

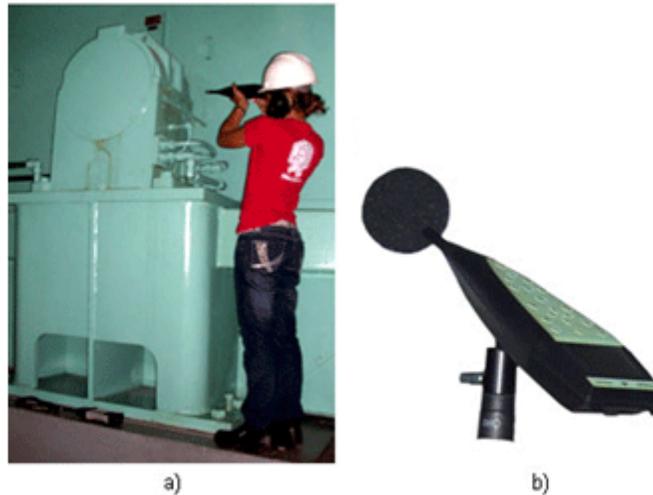


Figura 5. Mediciones de sonido en el generador.

a) Medición en el pedestal lado libre. b) Sonómetro *Brüel & Kjær, Observer™* Tipo 2260

Tabla 1. Configuración del Sonómetro *Brüel & Kjær, Observer™* Tipo 2260 para la realización de las mediciones de presión sonora en la Unidad No. 2

Ancho de Banda:	1/3 Octava
Pico Máximo:	150,0 dB
Rango:	51,4 -131,4 dB
Medición en Banda Ancha:	A L
Medidas en octavas:	L
Hora de Calibración:	17/05/2010, 10:24:31
Nivel de Calibración:	94,1 dB
Sensibilidad:	-27,4 dB

Debido a exigencias operativas de la Central Eléctrica no fue posible registrar el ruido de fondo [3] ya que no se logró obtener el permiso necesario para detener la Unidad No.2 objeto de medición, lo cual constituye un inconveniente adicional para la realización de las mediciones de sonido en este tipo de Planta y a la vez un obstáculo real y habitual en el entorno industrial.

En la figura y en la figura se muestra el registro de presión sonora obtenido en el generador del grupo electrógeno No.2 en su pedestal lado coupling y en su pedestal lado libre respectivamente.

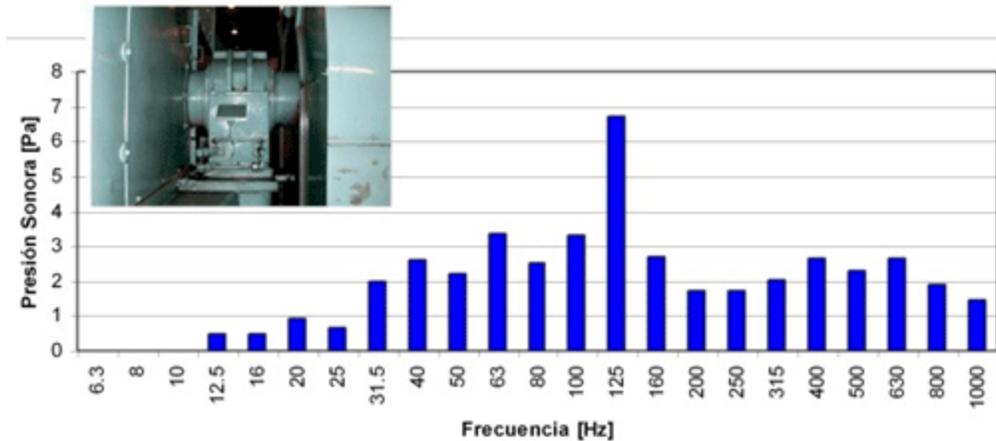


Figura 6. Registros de presión sonora obtenidos en el pedestal lado coupling del generador del grupo electrógeno No.2.

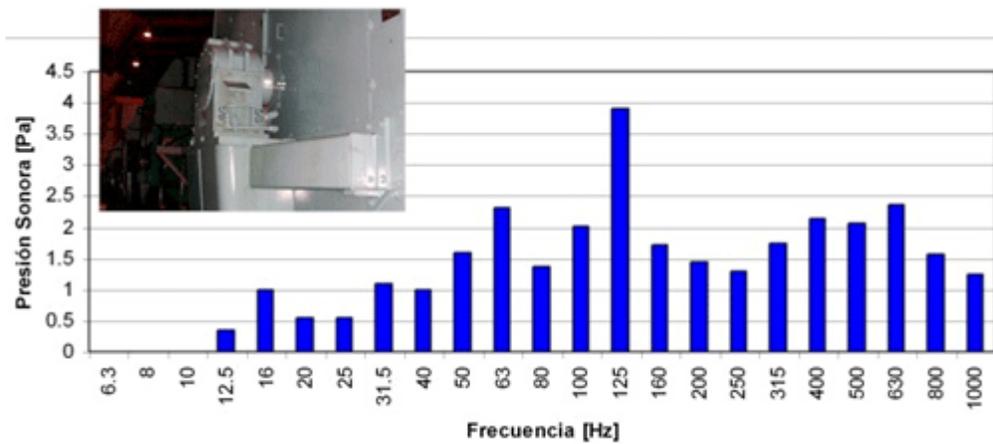


Figura 7. Registros de presión sonora obtenidos en el pedestal lado libre del generador del grupo electrógeno No.2.

Así mismo y atendiendo a lo previsto por el estándar ISO 8528-9 se definieron los puntos de medición de vibraciones señalados e identificados en la figura. Observe que igualmente se indica el sistema de referencia, es decir, el eje "y" identifica la dirección radial horizontal, el eje "z" identifica la dirección radial vertical y el eje "x" identifica la dirección axial.

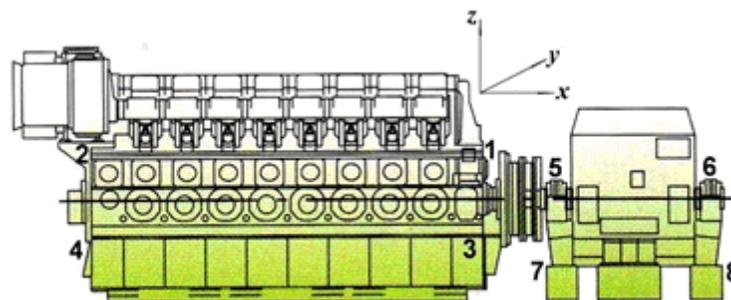


Figura 8. Identificación y ubicación de los puntos de medición

Para la realización de las mediciones de vibraciones se contó con el Colector Analizador de Vibraciones Pocket Vibra Pro de la compañía Canadiense Hyatt Industries Ltd. Este equipo está basado en un PDA (*Personal Data Assistant*) industrial que incorpora una tarjeta de adquisición de datos y un software nombrado precisamente *Pocket Vibra Pro*. Observe la figura.

Con el empleo de este instrumento, se tomaron registros espectrales en un rango de 2 Hz a 1000 Hz y se midió simultáneamente aceleración y velocidad de las vibraciones rms, de acuerdo a lo previsto en el estándar ISO 8528-9, empleándose para ello un acelerómetro del tipo C3-250 cuya función respuesta de frecuencias se muestra en la figura y que exhibe una sensibilidad de 250 mili Volt por gravedades. [10 -12]

Se efectuaron registros espectrales en un total de 36 puntos, de ellos 24 en el Motor de Combustión Interna y 12 en el Generador.

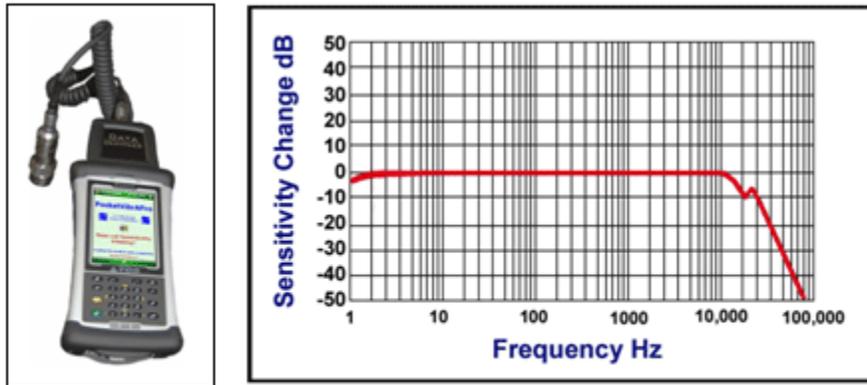


Figura 9. El Colector Analizador de Vibraciones Pocket VibrA Pro
a) El instrumento. b) Función Respuesta de Frecuencias del acelerómetro C3-250 empleado durante la realización de los ejercicios experimentales

DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS

Luego de registrados los espectros de presión sonora y de velocidad de vibraciones, se procedió a la comparación de ambos. Sin embargo, se presentaron dos inconvenientes al momento de efectuar las comparaciones. Por una parte, el nivel de presión sonora se expresa en dB según la expresión (1) y el espectro de presión sonora se obtiene a través de un filtrado de ancho de banda proporcional constante, en este caso de tercios de octava [3].

$$db = 20 \log \left(\frac{P}{P_0} \right) \quad (1)$$

Siendo "dB" el nivel de presión sonora, expresado en decibel, "P" la presión sonora que se desea expresar en decibel y "P₀" el valor de presión correspondiente al umbral auditivo, 20 μPa. [3]

Por otro lado, los espectros de vibraciones tienen sus amplitudes expresadas en términos de velocidad de vibraciones en milímetros por segundo y son obtenidos a través de la FFT (*Fast Fourier Transform*) que como se conoce, es un algoritmo optimizado de la Transformada Discreta de Fourier. Esta última se puede apreciar en las expresiones (2) y (3) en sus formas directa e inversa respectivamente. [10]

$$A(k) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} a(n) \cdot e^{-j \frac{2\pi kn}{N}} \quad (2)$$

$$a(n) = \sum_{k=0}^{N-1} A(k) \cdot e^{j \frac{2\pi kn}{N}} \quad (3)$$

para $n=0, 1, \dots, N-1$; $k=0, 1, \dots, N-1$.

Siendo "N" el número de muestras discretas de un segmento de la señal vibroacústica. En el caso particular de las vibraciones como señales a procesar, $a(n)$ es real y $A(k)$ es compleja.

De la expresión (2) se puede inferir que de la FFT se obtienen espectros de ancho de banda constante y por ello, los espectros de estas dos magnitudes físicas se hacen incomparables en el formato en que ambos se obtienen de los instrumentos de medición, particularmente en el eje de frecuencias.

De aquí, que haya sido necesario expresar en Pascal los niveles de Presión Sonora para mitigar el efecto de la escala logarítmica del decibel y convertir los espectros de vibraciones en espectros de ancho de banda proporcional constante, de manera que ambas escalas de amplitudes fuesen expresadas en magnitudes físicas primitivas y las escalas de frecuencia fuesen similares, en términos de tercios de octava [3]. A manera de ejemplo, se muestran en la Figura los registros espectrales de velocidad de las vibraciones expresado en mm/s rms y de presión sonora expresado en Pascal, ambos obtenidos en el punto "5y".

La conversión de la escala en decibel a Pascal se logró empleando la forma inversa de la definición original del decibel según se aprecia en la expresión (4).

$$P = P_0 10^{\left(\frac{dB}{20}\right)} \quad (4)$$

Así mismo, el contenido de cada banda de ancho porcentual constante en los espectros de vibraciones fue obtenido empleando la expresión (5), toda vez que la ponderación aplicada durante la obtención de los registros espectrales de vibraciones fue del tipo Hanning (Ponderación para el procesamiento digital de señales, que lleva el nombre de su inventor *Julio von Hann*). [2]

$$A_{CPB} = 0.8165 \sqrt{\sum_{i=1}^n A_i^2} \quad (5)$$

En total fueron registrados 6 espectros de vibraciones en milímetros por segundo, tres por cada pedestal del generador, así como dos espectros de presión sonora con el micrófono orientado en el plano horizontal.

Para el análisis comparativo de los espectros de presión sonora y vibraciones se tuvieron en cuenta sólo las mediciones de vibraciones realizadas en la orientación horizontal, por haber sido orientado el micrófono también en la dirección horizontal, es decir, según el eje "y" indicado en el estándar ISO 8528-9.

De todo este análisis se pudo concluir con lo siguiente:

Generador, cojinete lado *coupling*

Las vibraciones exhiben un comportamiento significativo en las bandas de 25 Hz, 31.5 Hz y 40 Hz aunque, de acuerdo a lo indicado en la Tabla C.1 de la página 10 del estándar ISO 8528-9, las amplitudes están muy por debajo de lo dado como Alerta y Alarma, toda vez que por ejemplo, para la banda dominante de 31.5 Hz se obtiene una amplitud de 3.046 mm/s lo cual está muy por debajo de lo indicado en este estándar. Observe la figura.

Así mismo, en cuanto a la Presión Sonora, se observa claramente que la frecuencia dominante es de 125 Hz y no se observa correspondencia significativa alguna con las componentes de vibraciones. Observe la figura.

No obstante, en la propia figura se observa que en el espectro de Presión Sonora se tienen componentes en las bandas que resultan significativas en el espectro de vibraciones, pero no se puede afirmar que son correspondientes con las componentes de Presión Sonora.

Generador, cojinete lado libre

En este caso y de acuerdo al lo mostrado en la figura, las vibraciones exhiben un comportamiento significativo en las bandas de 31.5 Hz y 40 Hz aunque, de acuerdo a lo indicado en la Tabla C.1 de la página 10 del estándar ISO 8528-9, las amplitudes también están muy por debajo de lo dado como Alerta y Alarma. Observe por ejemplo en la figura 11, que para la banda dominante de 31.5 Hz se obtiene una amplitud de 1.69 mm/s lo cual está muy por debajo de lo indicado en este estándar.

Por su parte, la Presión Sonora exhibe la frecuencia dominante a 125 Hz y no se observa correspondencia significativa alguna con las componentes de vibraciones. Vea la figura.

Sin embargo, en el espectro de Presión Sonora se tiene componentes en las bandas que resultan significativas en el espectro de vibraciones, sin que esto garantice el poder afirmar que son correspondientes con las componentes de Presión Sonora. Observe la figura. A continuación, en la Tabla se resumen los Niveles Totales RMS registrados en el Generador.

Tabla 2. Niveles Totales de Vibraciones RMS, expresados en milímetros por segundos

Punto	Orientación	Nivel Total [mm/s] RMS
5	y	3.90
	z	0.65
	x	1.64
6	y	2.27
	z	0.50
	x	0.68
7	y	1.68
	z	0.83
	x	0.25
8	y	1.34
	z	0.68
	x	0.27

De acuerdo con la Tabla y tomando en cuenta lo indicado en la Tabla C.1 de la página 10 del estándar ISO 8528-9, se puede aseverar que en ningún caso se supera el nivel de 10 mm/s RMS, válido como nivel de alerta para Generadores instalados directamente al fundamento sin que medie un sistema de aislamiento de vibraciones.

CONCLUSIONES

1. Luego de estudiado el estándar ISO 3744 y después de evaluar in situ las condiciones prácticas para la realización de los ejercicios experimentales de registro de Presión Sonora en el generador del grupo electrógeno MAN 18 V48/60 B, se evidenció la imposibilidad práctica real de satisfacer los requerimientos de este estándar sobre todo atendiendo la cantidad de puntos que presupone el llamado paralelepípedo de medición.

2. Del análisis de los espectros vibroacústicos se puede concluir que no existe correspondencia entre las frecuencias dominantes de los espectros de Presión Sonora y de Vibraciones, toda vez que en los registros de vibraciones, convertidos a espectros de ancho de banda porcentual constante, resultan significativas las bandas de 25 Hz, 31.5 Hz y 40 Hz y sin embargo, en los registros de presión sonora, sólo resulta significativa la banda de 125 Hz.

3. En general, el generador exhibe niveles de vibraciones por debajo de lo indicado como nivel de alarma en el estándar ISO 8528-9, no encontrándose en los registros espectrales de vibraciones, evidencias de algún defecto con características significativas dado por la ausencia, en primera instancia, de armónicos significativos.

4. El hecho de que como resultado del análisis de las mediciones efectuadas, tanto en vibraciones como en presión sonora, no se haya evidenciado correlación alguna entre las componentes espectrales, esto no significa que tal correlación no exista físicamente para otros tipos de máquinas o para máquinas similares a la estudiada, pero obteniendo registros espectrales, por ejemplo, de intensidad sonora.

5. Los resultados obtenidos no son definitivos y constituyen sólo un punto de partida para continuar esta investigación e incluso, para extenderla a otros tipos de máquinas.

REFERENCIAS

1. AENOR. Acústica. *Determinación de los niveles de potencia sonora de fuentes de ruido utilizando presión sonora. Método de ingeniería para condiciones de campo libre sobre un plano reflectante*. UNE-EN ISO 3744. España: AENOR. 1996.

2. BERRY, J. *Proven method for specifying both 6 spectral alarm bands as well as narrowband alarm envelopes using today's predictive maintenance software systems*. USA: Technical Associates of Charlotte Inc., 1992.

3. BRÜEL & KJÆR. *Measuring sound*. Denmark: K. Larsen & Son A/S. 1984. p. 44.

4. BRÜEL & KJÆR. *Modular precision sound analyzer - 2260 Observer™* [Consultado el: mayo de 2010].
Disponible en: <http://www.bksv.co.uk/Support/UKFaq/2260%20Observer.aspx>

5. ELÍAS GÓMEZ, D. "Procesamiento y análisis de registros espectrales y de presión sonora con vistas al monitoreo de la condición en Grupos Electrógenos". Tesis de Diploma. Cuba: CEIM-CUJAE, 2009. p. 54.

6. ISO. *Reciprocating internal combustion engine driven alternating current generating sets. Part 9: Measurement and evaluation mechanical vibrations*. ISO 8528-9. First edition. Switzerland: ISO. 1995.

7. MAN B&W. Diesel A/S. *Stationary Engine. Programme*. 2nd edition. Germany: MAN B&W Diesel A/S, 2006. Reg. No. 39 66 13 14.

8. MBA, D. "Acoustic Emissions and monitoring bearing health". UK: *Tribology Transactions*. vol. 46 n°. 3, 2003. p. 447-451. ISSN: 1547-397X

9. MBA, D. y RAO, B.K.N. "Development of Acoustic Emission Technology for Condition Monitoring and Diagnosis of Rotating Machines; Bearings, Pumps, Gearboxes, Engines and Rotating Structures". USA: *The Shock and Vibration Digest*, 2006. vol. 38, n°. 1, p. 3-16. ISSN: 0583-1024

10. PALOMINO, E. *Elementos de medición y análisis de vibraciones en máquinas rotatorias*. 5ª edición. CUBA: CUJAE, 2007. ISBN 959-261-043-6.

11. PALOMINO, E. *Monitoreado y predicción: actualidad industrial*. 2ª Edición. CUBA: CUJAE, 2010. ISBN 978-959-261-319-5.

12. TORRES, F. y ROYO, J. A. "Análisis de vibraciones e interpretación de datos". España: *Mantenimiento: Ingeniería Industrial y de Edificios*. 2000. nº. 136, p. 39-48. ISSN 0214-4344.