

# **VIBRACIONES MECÁNICAS EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA**

Autor: Ing. Raúl Isaías Maderna

Trabajo final del Curso de Postgrado de Metodología de la Investigación Científica.

## **ABSTRACTO**

Conocer el porque de la existencia de vibraciones en los motores de combustión, es el primer paso para lograr su compensación o la eliminación de los efectos que las producen. Por ello el trabajo consistió en hacer un estudio de las masas en movimiento, describiendo su desplazamiento instantáneo y analizando las variaciones de velocidades y aceleraciones que sufren durante su funcionamiento. Determinando las fuerzas y los momentos de inercia, como también los efectos de la combustión de la mezcla sobre la máquina en estudio. Conociendo de esta manera como reaccionarán los materiales que componen los distintos elementos del motor y el efecto de las vibraciones torsionales que afectan al cigüeñal.

Palabras Claves: Vibraciones, fuerzas, momentos de inercia, torsionales

## **INTRODUCCIÓN**

Fue a través de la experiencia propia lograda a lo largo de tantos años en mi actividad profesional; especialmente en lo que hace a montaje de ascensores a tracción e hidráulicos y su mantenimiento posterior, como también por la observación directa de los efectos producidos por las vibraciones en los diferentes componentes mecánicos de las máquinas, lo que hizo que me incentivara la necesidad de investigar sobre este fenómeno que aparecía en toda pieza diseñada por la ingeniería.

La aparición del fenómeno de vibración en máquinas es un problema que muchas veces resulta de difícil solución para el ingeniero y/o diseñador.

Estos problemas suceden tanto en la fase de proyecto como en la fase de uso normal.

En la fase de proyecto, el diseñador y/o ingeniero debe tener en cuenta de cómo se podrá reducir ó eliminar este fenómeno.

En cambio en la fase de uso normal de una máquina, el problema de las vibraciones podrá aparecer por muchos motivos.

Para ello se puede dar los siguientes ejemplos de acuerdo a la intensidad de las vibraciones y cual puede ser el resultado final sobre el sistema sobre el cual se produce:

a.- Por daño total en un motor eléctrico, producido en su bobinado por desgaste de los bujes soportes del rotor y los extremos del eje del mismo.

En este caso, al no haber contado con un correcto mantenimiento preventivo, y al haberse producido un notable desgaste, el rotor del motor comienza a vibrar produciendo rozamientos contra el bobinado del estator. Dicho rozamiento fue generando un aumento

de temperatura del bobinado, hasta valores que superaba las posibilidades de evacuación del calor calculadas para dicha máquina.

Como dato final, el bobinado se terminó quemando, con la consiguiente detención del motor.

b.- En otro caso y debido a la calibración no adecuada de las zapatas de freno del grupo motor, se generaban vibraciones que eran transmitidas a la cabina, las que eran percibidas por los usuarios del ascensor.

En este caso no se llegó a la falla por rotura de la máquina, pero producía molestias a los pasajeros durante el viaje.

Todo esto se completó con la lectura de muchos casos reales investigados por otros profesionales, lo que despertó mi interés en conocer más del tema.

Al principio, la idea de hacer investigación en esta área fue desechada por mi ya que no tenía claro cual era la especialidad que yo quería emprender en ingeniería mecánica.

Luego de analizar diferentes sistemas mecánicos simples y complejos, tomé la decisión de abocarme al ámbito que más conozco: el de los motores de combustión interna.

Por que los motores de combustión interna?

Por que considero que la investigación a desarrollar puede ser un aporte a la enseñanza y didáctica de la ingeniería, tan imprescindible en los estudiantes de mecánica.

Para dar inicio a este trabajo, considero de relevancia plantear el problema y la metodología que se utilizará para abordarlo.

El problema planteado es estudiar los efectos producidos por las vibraciones mecánicas generadas por esfuerzos torsionales en el motor de combustión interna.

La metodología propuesta es la siguiente:

Generar una falla, que se traduzca en un estímulo generador de pulsos de vibración sobre el eje cigüeñal, efecto que se pueda detectar por los transductores de señales y se realice una lectura de los resultados.

## **OBJETIVOS**

a.- Realizar el estudio teórico del funcionamiento de las partes en movimiento de un motor.

b.- Determinar los esfuerzos que soporta la máquina, especialmente en aquellos elementos sujetos a rotación y/o traslación.

c.- Generar o simular una falla, la que puede ser:

c.1.- Debido a desgaste por funcionamiento normal

c.2.- Debido a mal montaje de las piezas.

c.3.- Debido a desequilibrio estático o dinámico por pérdida de material y también por desalineación de piezas.

## **ACTIVIDAD**

Confeción de planillas de cálculo y gráficos de los distintos sucesos.

## **HIPOTESIS**

¿Cómo se pueden detectar las vibraciones producidas en los elementos mecánicos sujetos a movimientos de rotación y traslación y que aparecen por estímulos externos circunstanciales?

¿Cuál es la importancia de poder detectar las vibraciones en dichos elementos y a su vez conocer la respuesta a esos estímulos? ¿Se podría evitar daños permanentes en los mismos?

En un motor en estudio ¿Cuál será la ubicación más adecuada para poder colocar los sensores a fin de realizar la obtención de datos, los cuales serán tenidos en cuenta para un análisis posterior de prevención?

## **DESARROLLO**

### **BASE TEÓRICA**

#### 1.- Vibraciones mecánicas.

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.

Ahora bien, si dicho sistema recibe un estímulo, como una fuerza o trabajo exterior, del tipo oscilatorio, entonces el mismo será obligado a vibrar a la frecuencia de excitación, por lo tanto se dice que el sistema está bajo el efecto de una vibración forzada.

Si la frecuencia de excitación coincide con alguna de las frecuencias naturales del sistema en cuestión, la amplitud de la primera se sumará a la amplitud de la segunda, dando lugar a una amplitud aún mayor.

Cuando sucede esto, se dice que el sistema se encuentra en un estado de resonancia, dando lugar a oscilaciones elevadas en amplitud, las que pueden ser muy peligrosas para las condiciones estructurales o de vida útil de las máquinas.

Como se define una vibración?

La vibración, en general, se trata de un movimiento ondulatorio periódico. Esto quiere decir que dicho movimiento se repite con todas sus características después de un cierto intervalo de tiempo, al que se denomina período de la vibración.

La vibración puede ser representada por medio de una gráfica desarrollada en un par de ejes X e Y. Sobre el eje Y se representa el desplazamiento de la vibración, y sobre el eje X el tiempo o período con que se repite la misma.

Por otro lado un cuerpo o sistema puede poseer, en su estado oscilatorio, un grado de libertad, dos grados de libertad o “n” grados de libertad.

Cuando, un cuerpo tiene un grado de libertad, significa que se puede describir su posición geoméricamente, en cualquier instante, por una sola coordenada.

Si el cuerpo tiene dos grados de libertad, se puede describir su movimiento en dos direcciones o en un par de ejes.

En la medida que el movimiento oscilatorio tenga más grados de libertad, su estudio será más complejo, desde el punto de vista matemático.

Pero las vibraciones en máquinas pueden llegar a estudiarse considerando el o los sistemas con un solo grado de libertad, lo cual simplifica el análisis correspondiente.

Adelantándonos un poco al trabajo a desarrollar, podemos decir que a través del estudio de las vibraciones, se puede determinar cuáles serían las partes de una máquina que deberían ser investigadas para reducir los efectos de las mismas sobre todo el conjunto en general y sobre los usuarios en particular.

Luego de esta breve introducción al tema, el paso siguiente es desarrollar el estudio de las vibraciones que se producen en el motor de combustión interna.

Para ello nos hacemos la siguiente pregunta:

El estudio que se llevará a cabo, ¿será sobre un motor fijo o no?

Un motor fijo es utilizado para mover una máquina que está en un lugar determinado.

Por ejemplo: un motor de combustión interna que mueve un generador de energía eléctrica.

El caso contrario será, por ejemplo, el de un automóvil.

En ambas situaciones, los motores sufren vibraciones importantes.

Pero en este trabajo se enfocará la atención en motores utilizados en diferentes tipos de vehículos y bajo diferentes exigencias de trabajo.

Hay que tener en cuenta que esta amplitud en el rango de velocidades, complica aún más la reducción y/o eliminación del efecto de las vibraciones, justamente por la variación de la carga aplicada.

## 2.- Análisis de vibraciones en el motor

Al analizar los problemas inherentes a los motores de combustión interna, podemos definir dos grupos dentro del fenómeno de las vibraciones, los cuales son:

A.- La transmisión de vibraciones del motor a la base como un todo.

B.- Las oscilaciones torsionales en el cigüeñal y en el sistema de ejes de la máquina motriz.

Todos estos efectos están originados por las características propias de funcionamiento del motor, lo cual genera la primera pregunta:

Por que se producen esas vibraciones?

Antes de dar una respuesta a esta pregunta se analizará el funcionamiento complejo del sistema de biela-manivela

Dicho sistema es complejo por que el motor, en su funcionamiento transforma energía calórica producto de la combustión de la mezcla, en energía mecánica, a través de su sistema biela-manivela.

Este sistema está compuesto por pistones, bielas y el cigüeñal mismo, lo que dificulta el funcionamiento debido a que los pistones tienen movimiento rectilíneo alternativo, el

cigüeñal tiene movimiento circular que varía con la velocidad de rotación y las bielas tienen movimiento combinado.

Para simplificar el movimiento de estas últimas, se puede decir que un porcentaje de las mismas tienen un movimiento rectilíneo alternativo, acompañando a los pistones en su recorrido, y el otro porcentaje tiene un movimiento circular, acompañando al cigüeñal durante el tiempo que está el motor en funcionamiento.

A su vez el pistón tiene un recorrido limitado por el cilindro y además sufre aceleraciones y desaceleraciones en su desplazamiento desde el punto muerto inferior al punto muerto superior y viceversa.

En esos puntos extremos, la velocidad de pistón es cero y se puede decir que en su recorrido medio, la velocidad es máxima.

Estas variaciones de velocidades y aceleraciones extremas de las masas en movimiento, hace que den lugar a la generación de vibraciones que si no son adecuadamente controladas o eliminadas, pueden dar lugar a fallas permanentes en la máquina.

Ya se verá más adelante que las vibraciones no podrán ser eliminadas en su totalidad, pero si amortiguadas, reduciendo sus efectos en la máquina.

La segunda pregunta es:

Cuales son los componentes más afectados por las vibraciones generadas por el funcionamiento normal del motor?

Son aquellos que forman el sistema biela-manivela, que está compuesto por los siguientes elementos:

Cigüeñal: Este elemento sufre vibraciones debido a esfuerzos torsionales y de flexión.

Bielas: Las mismas forman parte del sistema biela-manivela, soportando esfuerzos de tracción y compresión durante el ciclo completo de funcionamiento.

Pistón: otro componente del sistema que soporta esfuerzos de compresión y elevado gradiente de temperaturas, además de grandes aceleraciones alternativas y periódicas, debido a las variaciones periódicas de la presión del gas o mezcla al producirse la combustión.

Este es el motivo por el cual el análisis será enfocado en el sistema completo de biela-manivela, ya que su funcionamiento complejo vuelve interesante la investigación.

### 3.- Análisis del sistema de biela – manivela

Para analizar dicho sistema, se estudia un motor monocilíndrico, de tal manera de lograr una simplificación debido a la complejidad del sistema, pudiendo así representarlo, gráficamente, en un solo plano, y considerar que tiene un solo grado de libertad.

Si observamos la siguiente figura 1, vemos que:

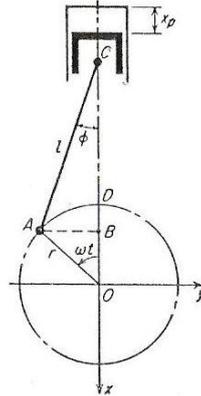


Fig. N° 1

Se ha representado el sistema biela – manivela en el plano, donde se puede observar que el desplazamiento del pistón es designado por la letra  $x_p$ .

A su vez, también se puede conocer la posición instantánea de la manivela y de la biela con los ángulos  $\phi$  y  $\omega t$ , con respecto al giro del cigüeñal.

Entonces:

$x_p$  = desplazamiento del pistón desde la parte superior.

$\phi$  = el ángulo formado por la biela con el eje perpendicular al cilindro.

$r$  = radio de manivela

$l$  = longitud de la biela

$\omega t$  = ángulo de la manivela desde la parte superior del punto muerto.

Para el análisis suponemos que el cigüeñal gira con velocidad angular constante, por lo tanto  $\omega$  es constante.

Para calcular la posición instantánea del pistón en función del ángulo  $\omega t$ , se determina que la distancia  $x_p$  es igual a la diferencia entre los segmentos  $DO - BO$ , o sea

$$r(1 - \cos \omega t) \quad (1)$$

Pero para calcular exactamente el valor de la posición del pistón, con respecto al muñón de cigüeñal, se tendrá en cuenta un factor de corrección que será la suma entre los segmentos  $OB$  y  $BC$ .

$$x = r(1 - \cos \omega t) + l(1 - \cos \phi) \quad (2)$$

Esta última ecuación la podemos poner en función de  $\omega t$ , teniendo en cuenta que el segmento  $AB$  es el lado que comparten ambos triángulos en el dibujo.

Por lo tanto:

$$l \cdot \text{sen} \phi = r \cdot \text{sen} \omega t$$

$$\text{sen} \phi = \frac{r}{l} \text{sen} \omega t \quad (3)$$

Si  $\omega t = \frac{\pi}{2} \Rightarrow \text{sen} \omega t = 1 \therefore \text{sen} \varphi = \lambda$ , la relación  $\lambda = \frac{r}{l}$  es el valor de la inclinación máxima de la biela.

Por trigonometría se sabe que:  $\cos \varphi = \sqrt{1 - \text{sen}^2 \varphi}$  (4), si sustituimos la (3) en la (4) tendremos entonces:

$$\cos \varphi = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \text{sen}^2 \omega t} \quad (5)$$

La ecuación para determinar la posición exacta del pistón en su recorrido hacia el punto muerto inferior, en función del ángulo  $\omega t$  será,

$$x = r \cdot \cos \omega t + l \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \text{sen}^2 \omega t} \quad (6)$$

Se puede eliminar la raíz cuadrada de esta ecuación, de tal manera de simplificar los cálculos posteriores, teniendo en cuenta que la relación  $\lambda = \frac{r}{l}$ , varía entre los siguientes valores 1/3 a 1/5.

Como estos valores son menores que la unidad y a su vez están dentro de la raíz cuadrada, el valor final es aún más pequeño y puede ser despreciado.

La eliminación de la raíz se puede hacer utilizando el teorema de los binomios, por lo que el valor final tendrá un error de aproximación muy pequeño, que para nuestro caso es despreciable.

Por lo tanto la ecuación exacta para determinar la posición instantánea del pistón es la siguiente:

$$x = r \cdot \cos \omega t + l - \frac{r^2}{2l} \text{sen}^2 \omega t \quad (7)$$

Si sustituimos el cuadrado del seno por el coseno del ángulo doble mediante la identidad trigonométrica tendremos:

$$\cos 2\omega t = 1 - 2\text{sen}^2 \omega t$$

$$\text{sen}^2 \omega t = \frac{1 - \cos 2\omega t}{2} \quad (8)$$

Reemplazando la (8) en la (7) y tendremos la ecuación aproximada del desplazamiento del pistón.

$$x \approx l - \frac{r^2}{4l} + r \left( \cos \omega t + \frac{r}{4l} \cos 2\omega t \right) \quad (9)$$

A partir de esta ecuación podremos obtener las ecuaciones aproximadas para determinar el valor de la velocidad y la aceleración, derivando con respecto al tiempo, a saber:

$$\dot{x} \approx r\omega \left( \text{sen}\omega t + \frac{r}{2l} \text{sen}2\omega t \right) \quad (10)$$

$$\ddot{x} \approx r\omega^2 \left( \text{cos}\omega t + \frac{r}{l} \text{cos}2\omega t \right) \quad (11)$$

Si observamos estas ecuaciones, las tres tienen algo en común; están compuestas de armónicas de primer orden y de segundo orden.

Esto quiere decir que la primera armónica se repite una vez por vuelta de cigüeñal y la segunda se repite dos veces por cada vuelta de cigüeñal.

Hay que tener en cuenta que existen armónicas de orden superior pero que fueron suprimidas por tener valores pequeños.

El tener en cuenta la existencia de estas armónicas es de gran importancia a la hora de hacer un equilibrado del sistema para reducir las vibraciones generadas por el funcionamiento normal del motor.

Si ahora se hace el análisis del movimiento de las partes giratorias del cigüeñal, considerando que las mismas pueden ser reemplazadas por una masa equivalente  $m_c$  en el muñón, entonces como dicho movimiento se puede descomponer en dos direcciones, el desplazamiento en la dirección  $x$  será,

$$x_c = r \cos \omega t ,$$

Si a esta ecuación la derivamos dos veces con respecto al tiempo, se obtendrán las componentes verticales de la velocidad y de la aceleración,

$$\begin{aligned} \dot{x}_c &= -r\omega \cdot \text{sen}\omega t \\ \ddot{x}_c &= -r\omega^2 \cdot \text{cos}\omega t \end{aligned}$$

Las componentes horizontales se obtienen de la misma manera y son:

$$\begin{aligned} y_c &= -r \cdot \text{sen}\omega t \\ \dot{y}_c &= -r\omega \cdot \text{cos}\omega t \\ \ddot{y}_c &= r\omega^2 \cdot \text{sen}\omega t \end{aligned}$$

Ahora bien, según la segunda Ley de Newton, las aceleraciones producen fuerzas dinámicas en los sistemas físicos, por lo tanto, si multiplicamos la aceleración que sufre un cuerpo por su masa, esto genera una fuerza de inercia que variará con el tiempo en función del valor del ángulo  $\omega t$ .

El siguiente paso será analizar, más detenidamente, el movimiento de la biela. Ya que al tener un movimiento más complicado hace difícil su estudio.

La parte superior de la misma tiene un movimiento alternativo rectilíneo, mientras que su parte inferior tiene un movimiento de rotación pura.

Los demás puntos de la biela describen elipses, por lo que la obtención y la subsiguiente integración para obtener las fuerzas de inercia de cada uno de ellos, complican un poco el procedimiento.

De cualquier manera a esto lo podemos simplificar reemplazando a la biela por una barra, de igual masa y con el mismo centro de gravedad, de tal manera que la trayectoria de ese centro de gravedad no varíe y por lo tanto la fuerza de inercia producida por este elemento sea igual al de la biela.

Ahora bien, si a la masa de la barra se la reparte en dos masas concentradas en los extremos de la misma, entonces se podrán adicionar a estas las masas que corresponden, por un lado al pistón y perno de pistón, y por el otro lado a la masa de la manivela.

Entonces una vez realizado el procedimiento anterior, el paso siguiente es separar las masas que tienen movimiento alternativo rectilíneo y las que tienen movimiento de rotación pura.

Si se observa la Fig. 1, se puede calcular la fuerza total de inercia en la dirección  $x$ , de todas las partes móviles de un cilindro, por lo tanto es:

$$F_x = m_{rec} \cdot \ddot{x}_p + m_{rot} \cdot \ddot{x}_c \quad (12)$$

$$F_x = (m_{rec} + m_{rot}) \cdot r \omega^2 \cdot \cos \omega t + m_{rec} \cdot \frac{r^2}{l} \cdot \omega^2 \cdot \cos 2\omega t \quad (13)$$

En la ecuación anterior se suman las fuerzas de inercia producidas por las masas que tienen movimiento rectilíneo alternativo y las masas que tienen movimiento de rotación pura.

Para el caso de la componente horizontal  $y$  de la fuerza de inercia es,

$$F_y = m_{rot} \cdot \ddot{y}_c = m_{rot} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t \quad (14)$$

De la ecuación (13) podemos deducir que la misma está compuesta por un término primario que varía con la misma frecuencia del cigüeñal y con la amplitud  $r$ , y un término secundario que varía con una frecuencia doble a la del cigüeñal y con la misma amplitud.

La ecuación (14) expresa que la fuerza de inercia en la dirección  $y$ , está formada, solamente, por la parte primaria del movimiento de rotación.

Para calcular el par de inercia actuante, se multiplica la fuerza de inercia generada por las masas con movimiento alternativo, aplicada perpendicularmente sobre la cara del cilindro y a una distancia  $x$  del muñón del cigüeñal.

De manera que el par resultante es:

$$M = -m_{rec} \cdot \ddot{x}_p \cdot x \cdot \tan \varphi \quad (15)$$

De esta ecuación, se conoce el valor de la aceleración por la (11), y la distancia  $x$ , en este caso se calcula a partir de la siguiente ecuación,

$$x = l \cdot \cos \varphi + r \cdot \cos \omega t \approx \left(1 - \frac{r^2}{4l}\right) + r \cdot \cos \omega t + \frac{r^2}{4l} \cdot \cos 2\omega t \quad (16)$$

A su vez la  $\operatorname{tg} \varphi$  se obtiene de la siguiente manera:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\operatorname{sen} \varphi}{\cos \varphi} = \frac{r \cdot \operatorname{sen} \omega t}{l \cdot \cos \varphi},$$

y si  $\cos \varphi = \sqrt{1 - \operatorname{sen}^2 \varphi}$ ; entonces reemplazando esta ecuación en la anterior, queda

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\operatorname{sen} \varphi}{\cos \varphi} = \frac{r \cdot \operatorname{sen} \omega t}{l \cdot \sqrt{1 - \operatorname{sen}^2 \varphi}},$$

Luego se elimina el radical, aplicando el teorema de los binomios, quedando la ecuación anterior con la siguiente aproximación:

$$\approx \operatorname{sen} \varphi \left(1 + \frac{r^2}{2l^2} \cdot \operatorname{sen}^2 \varphi\right), \text{ y si a su vez}$$

$\operatorname{sen} \varphi = \frac{r}{l} \cdot \operatorname{sen} \omega t$ , entonces reemplazamos las anteriores en la de la tangente y obtenemos,

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{r}{l} \cdot \operatorname{sen} \omega t \left(1 + \frac{r^2}{2l^2} \cdot \operatorname{sen}^2 \omega t\right) \quad (a)$$

Finalmente la ecuación del par queda:

$$M = -m_{rec} \cdot r \cdot \omega^2 \left( \cos \omega t + \frac{r}{l} \cdot \cos 2\omega t \right) \cdot \frac{r}{l} \cdot \operatorname{sen} \omega t \cdot \left(1 + \frac{r^2}{2l^2} \cdot \operatorname{sen}^2 \omega t\right) \cdot \left[ \left(1 - \frac{r^2}{4l}\right) + r \cdot \cos \omega t + \frac{r^2}{4l} \cdot \cos 2\omega t \right]$$

Si ahora se hacen las operaciones para reducir la ecuación anterior y despreciar los términos que son proporcionales a la segunda o más alta potencia de  $(r/l)$ , al final queda,

$$= -m_{rec} \cdot r^2 \cdot \omega^2 \cdot \operatorname{sen} \omega t \left[ \frac{r}{2l} + \cos \omega t + \frac{3r}{2l} \cdot \cos 2\omega t \right] \quad (17)$$

Para lograr una ecuación a través de la cual se pueda visualizar mejor los efectos de las vibraciones generadas por este par, se deben utilizar las siguientes identidades trigonométricas:

$$\operatorname{sen} \omega t \cdot \cos 2\omega t = \frac{1}{2} \cdot \operatorname{sen} 3\omega t - \frac{1}{2} \cdot \operatorname{sen} \omega t \quad (b)$$

$$2 \operatorname{sen} \omega t \cdot \cos \omega t = \operatorname{sen} 2\omega t \quad (c)$$

Reemplazando (b) y (c) en la (17) se tiene finalmente,

$$M = \frac{1}{2} m_{rec} \cdot r^2 \cdot \omega^2 \left[ \frac{r}{2l} \cdot \text{sen} \omega t - \text{sen} 2\omega t - \frac{3r}{2l} \cdot \text{sen} 3\omega t \right] \quad (18)$$

A partir de esta ecuación, se puede obtener el par de inercia que actúa sobre el muñón de manivela en la dirección del giro del cigüeñal, sin mayor error de cálculo para el tipo de motores que estamos estudiando.

Asimismo se puede deducir, a partir de la observación de la ecuación, que la misma está compuesta por tres armónicas, las cuales varían en función del valor del ángulo  $\omega t$ .

Pero la que tiene mayor importancia es la segunda armónica, por que tiene una incidencia mayor que las otras dos, ya que estas están multiplicadas por valores menores a la unidad.

Recordemos que  $(r/l)$  es la relación manivela sobre biela y que por lo tanto el valor siempre será menor que uno.

Entonces si le damos valores a los componentes de la ecuación (18) y teniendo en cuenta que la velocidad de giro suponemos constante, entonces a lo largo de un giro completo del cigüeñal se obtendrá una curva que tiene valores positivos y negativos, y su valor medio será cero.

Esto quiere decir que este par no va a influir en nada en el par impulsor, pero crea grandes oscilaciones positivas y negativas en el mismo, acentuando las vibraciones y las irregularidades del movimiento.

El otro efecto a analizar es la fuerza generada por la combustión de la mezcla aire-combustible. Esta fuerza se produce al quemarse la mezcla generando un aumento de temperatura y de presión dentro del cilindro.

Esa presión que se reparte por igual en todas las direcciones dentro de la cámara de combustión, actúa sobre la superficie del pistón, con una fuerza que va variando a medida que el pistón se desplaza desde el punto muerto superior hacia el punto muerto inferior.

La acción de la fuerza se ira trasladando a través de la biela al muñón del cigüeñal y el efecto de la misma variará en función del ángulo formado con el eje del cilindro.

Esta fuerza multiplicada por la distancia, genera un par o momento, el que se escribe a continuación,

$$M_g = F_g \cdot x \cdot \text{tg} \varphi \quad (19)$$

Si reemplazamos las ecuaciones (a) y (15) en la (19) tendremos,

$$M_g = F_g \cdot \frac{r}{l} \cdot \text{sen} \omega t \cdot \left( 1 + \frac{r^2}{2l^2} \cdot \text{sen}^2 \omega t \right) \cdot \left[ \left( l - \frac{r^2}{4l} \right) + r \cdot \cos \omega t + \frac{r^2}{4l} \cdot \cos 2\omega t \right] \quad (20)$$

Si se desarrolla esta ecuación y se desprecian los términos que contengan la relación  $(r/l)$  elevadas a cualquier potencia mayor que uno, dado que su valor se hace muy pequeño, entonces la ecuación anterior queda,

$$M_g = F_g \cdot r \cdot \text{sen} \omega t \cdot \left[ 1 + \frac{r}{l} \cdot \text{cos} \omega t \right] \quad (21)$$

Esta última ecuación expresa que la velocidad de giro del motor no incide para nada en la producción del par, y sólo dependerá de la fuerza generada por la combustión de la mezcla.

Este momento como el momento debido a las fuerzas de inercia, se suman para dar el momento o torque total que actúa sobre el motor durante su funcionamiento.

Cada uno de ellos tendrá mayor o menor incidencia sobre la máquina y esto dependerá de la velocidad de giro del motor.

Es decir que a mayor velocidad, el par o torque de inercia será más importante por que el mismo varía en función de la velocidad de giro al cuadrado, tal como se puede deducir de la fórmula (18).

Por lo antes expuesto, se busca eliminar o reducir sus efectos durante el funcionamiento normal del motor, utilizando distintos elementos que compensen esas vibraciones.

En el presente trabajo no se calculará ni analizará la función de cada componente que sirva para absorber las vibraciones.

#### 4.- Análisis de las causas

Se puede observar dos tipos de causas: las internas y las externas.

Son externas, cuando la acción de estímulos que proceden de fuentes generadoras de vibraciones, pueden ser permanentes o aisladas.

Una fuente puede ser la pieza deteriorada, de alguna máquina acoplada al motor, que puede presentar desgaste o que pueda estar mal montada y transmita vibración a los apoyos del cigüeñal.

Son internas, cuando se producen por alguna falla en la máquina misma debido a diversas causas como por ejemplo: a.- un mal diseño, b.- un desgaste pronunciado en algún componente

Cuales son las consecuencias del efecto de las vibraciones no deseadas?

Cuando se diseña una máquina, se calcula sus componentes, con el suficiente nivel de confiabilidad para que pueda soportar las vibraciones normales que aparecen durante el funcionamiento de la misma.

Por lo tanto se considerarán como vibraciones no deseadas aquellas que están fuera de las calculadas por diseño de la máquina y que pueden producir deformaciones permanentes o incluso llegar a la rotura del cigüeñal.

En el caso del cigüeñal, como se dijo más arriba, se trata de la pieza que mayores esfuerzos torsionales soporta, como así también esfuerzos de flexión.

#### 5.- Análisis de las frecuencias naturales de la vibración torsional.

Una vez determinadas las fuerzas y momentos producidos por la inercia de las masas aceleradas y el efecto de la combustión de la mezcla, el paso siguiente será analizar las frecuencias naturales de la vibración de tipo torsional que afecta, principalmente, al eje cigüeñal.

Por que se da esta vibración que denominamos torsional?

Por que debido a la acción de las fuerzas y momentos antes mencionados, el eje cigüeñal experimenta una oscilación de un lado a otro, durante su funcionamiento.

Oscilación que no es visible al ojo humano pero que tiene mucha influencia en la respuesta del eje a ese estímulo.

Como se vio al principio de este trabajo, la cadena cinemática que denominamos biela – manivela, tiene masa y por lo tanto vibrará a una o más de las frecuencias naturales propias de la misma.

Por ello será importante conocer estas frecuencias naturales, pero el problema mayor será el como, sabiendo de antemano que este sistema está compuesto por elementos de diferentes masas y con diferentes movimientos y comportamientos.

Entonces el primer paso será hacer una simplificación del sistema, partiendo de considerar que los componentes que tienen movimiento rectilíneo alternativo, como por ejemplo el pistón y la biela; como también los que tienen movimiento de rotación pura sean considerados como discos equivalentes en masa y con iguales momentos de inercia.

A su vez, la manivela del cigüeñal es reemplazada por un eje recto y equivalente, de igual flexibilidad torsional.

Por lo tanto y luego de estas simplificaciones, se tiene un sistema que reemplaza al motor y que es representado por un eje recto con varios discos equivalentes que corresponden a los distintos cilindros del motor, como también a los elementos acoplados a él, como por ejemplo:

- a.- Un volante, cuya función es regularizar el funcionamiento del motor, ó
- b.- un amortiguador de vibraciones, cuya función es absorber las vibraciones que se tienen en cuenta a través del cálculo.

Con la simplificación realizada, el siguiente paso será calcular las frecuencias naturales del sistema en estudio, utilizando para ello el método de Holzer también llamado el método de aproximaciones sucesivas.

Por que es importante conocer estas frecuencias naturales?

Es importante conocer las frecuencias naturales para poder analizar el trabajo efectuado por el par motriz del motor sobre la oscilación del cigüeñal.

Para que se entienda un poco de que se está hablando, es importante aclarar que el par motriz se genera sólo cuando se produce la combustión de la mezcla dentro del cilindro.

En el caso de un motor de cuatro tiempos, este par se generará una vez por cada dos vueltas de cigüeñal, o sea durante un giro de  $180^\circ$  de cigüeñal.

Este efecto se repite en forma periódica, conformando una onda de vibración compleja, la que puede ser descompuesta, según Fourier, en tantas ondas senoidales como existan, y donde cada una vibrará con su propia frecuencia.

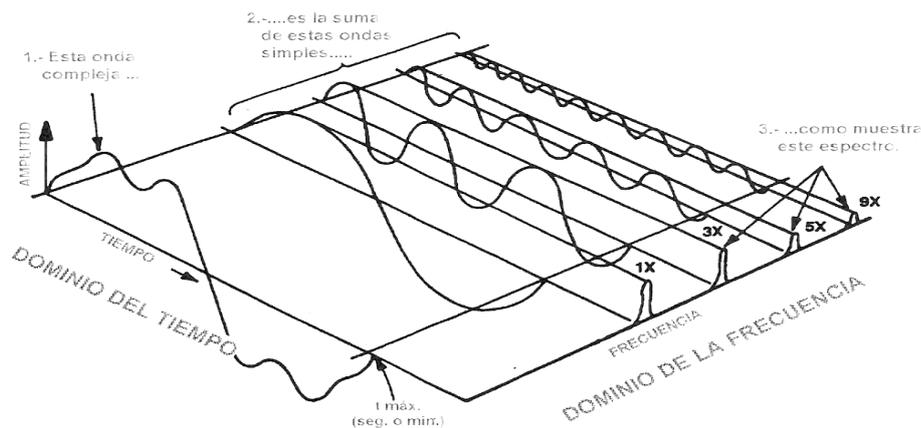


Fig. N° 2

En la Fig. N° 2, se puede observar como una onda compleja está compuesta por varias ondas simples cada una con su propia frecuencia.

En la misma figura, el par de ejes (AMPLITUD – FRECUENCIA) representa lo que se denomina la FIRMA de una vibración, o sea las características particulares de la misma.

También se llama a esta, la Transformada Rápida de Fourier y cuyas siglas en inglés son FFT, y será esta señal la que se podrá observar en un analizador.

Ahora bien, si la frecuencia de alguna de estas ondas senoidales coincide con alguna de las frecuencias naturales del sistema, se producirá el efecto no deseado de **resonancia**.

En esta situación, las amplitudes de las ondas que tienen igual frecuencia se suman, generando un incremento en la amplitud de la vibración resultante, dándose la posibilidad de producirse deformaciones sobre el eje cigüeñal, e incluso llegar a la rotura del mismo.

Por último es necesario agregar que la velocidad de giro del cigüeñal, a la cual se produzca el estado de resonancia, se denomina **velocidad crítica**.

El eje en cuestión tendrá una o más velocidades críticas, las que corresponderán a distintas frecuencias naturales del sistema y coincidirán con alguna de las armónicas de igual frecuencias del par motor.

#### 6.- Obtención de datos.

Como el presente estudio se basa en detectar vibraciones no deseadas, a través de un mantenimiento preventivo, tratando de reducir la frecuencia de fallas en el motor, se investigará en que lugar será necesario colocar los instrumentales necesarios para la obtención de datos.

Como primer paso es importante tener una base de referencia o un mapa, para conocer cuales serían las señales que se obtendrían cuando el motor está en funcionamiento normal, ya sea por que es nuevo o por que se le hizo una reparación a nuevo de todo el conjunto.

Estos datos de referencia servirán, como valores patrones, para comparar con los que se obtengan durante el uso de la máquina, en sucesivas lecturas, según un plan de mantenimiento programado.

El plan de trabajos es el siguiente:

a.- Determinación de datos de referencia o mapa de vibraciones normales de un motor nuevo o reparado a nuevo.

Para lograr esto se requiere hacer los siguientes pasos:

a.1.- Colocación del motor a ensayar en un BANCO DE PRUEBAS, siguiendo las metodologías dispuestas por las Normas de Ensayo de Motores (IRAM o cualquier otra que se disponga).

a.2.- Colocar los instrumentos para la obtención de datos, en los lugares que indiquen las normas de ensayo adoptadas, ó en otras partes del motor que se consideren más adecuados para el estudio de las vibraciones.

a.3.- Hacer el ensayo del motor a plena carga. Esto quiere decir que el motor estará con el acelerador a pleno gas.

a.4.- Tomar las lecturas e ir guardando los datos en computadora, con la intención de utilizarlas en un software para el análisis posterior.

b.- Simulación de falla.

Se estudia la respuesta de la máquina al efecto producido por piezas desgastadas debido al funcionamiento normal.

b.1.- Una de las pruebas puede ser el reemplazo de los cojinetes de apoyo del cigüeñal por otros usados y con desgaste notable.

b.2.- Realizar la prueba del motor, en estas condiciones, en el banco de ensayo y a plena carga.

b.3.- Obtención de los datos e inclusión de los mismos en el programa de computadora.

b.4.- Análisis de la información, para ver cuales son las diferencias que aparecen con las anteriores.

7.- Cuales son los instrumentos a utilizar?

En cuanto al o los instrumentos a utilizar, los más adecuados serán, los denominados acelerómetros.

Estos instrumentos miden la aceleración de gravedad y la vibración, y convierten una señal registrada por los mismos en una señal eléctrica analógica, proporcional a la fuerza aplicada al sistema, o mecanismo sometido a esa aceleración ó vibración.

La señal analógica así obtenida indicará, en tiempo real, la aceleración instantánea del objeto sobre el cual está montado el transductor.

## **CONCLUSIÓN**

Este trabajo consistió en preparar una base con el sustento teórico adecuado para iniciar a los alumnos de ingeniería mecánica, en el análisis de vibraciones en los motores de combustión interna e incentivarlos en las investigaciones que se podrán desarrollar a futuro.

Esta base teórica será el pilar para que los alumnos puedan calcular las vibraciones en las máquinas, pero además, para que se pueda entender más a fondo el problema de las mismas, será fundamental la experimentación a partir de la visualización y la medición

real, recurriendo al instrumental disponible y realizando una planificación con rigor científico de las actividades a seguir, sin dejar de lado la posibilidad de hacer uso de la improvisación para superar los problemas que aparezcan durante este proceso.

La investigación sobre un determinado caso, consistirá en medir diferentes variables, sacar conclusiones, corregir, volver a medir y así sucesivamente hasta llegar a cumplir con el objetivo propuesto.

Para lograr los objetivos, será necesario realizar un proyecto más complejo, equipando al laboratorio-taller de la Facultad, del instrumental adecuado para comenzar a investigar “in situ” sobre los efectos de las vibraciones en los motores.

El proyecto al que se puede denominar “a priori” como Laboratorio de Análisis de Vibraciones Mecánicas, deberá contar con un equipamiento mínimo, el que consistirá de los siguientes instrumentales:

- a.- Acelerómetros, en una cantidad de por lo menos tres, para tomar lecturas en tres ejes ortogonales buscando determinar las frecuencias y dirección de los vectores consecuentes para tratar de establecer como se comporta una máquina en estado de vibración.
- b.- Analizadores de ruido, para realizar estudios de ruido, separando frecuencias con divisores, por analizadoras de Fourier o simplemente filtrando frecuencias con los “pasa no pasa” de un decibelímetro.
- c.- Software específico para analizar los datos obtenidos y sacar conclusiones a partir de sus espectros vibratorios, llamados también Firmas ó Transformadas Rápidas de Fourier (sus siglas en inglés FFT).
- d.- Completando a esto, la fabricación de herramientas, por parte del grupo investigador, que sirvan para la determinación de las frecuencias naturales de diferentes piezas mecánicas.

A partir de la concreción de este Laboratorio se podrá realizar investigación en otras máquinas, ampliando el horizonte al que puedan apuntar los estudiantes con inquietudes y deseos de crecer en la profesión.

Si a través de este trabajo, tomado como el primer paso para comenzar a recorrer el camino a la excelencia, se logra despertar en los estudiantes de ingeniería el deseo de conocer más y de que puedan desarrollarse en libertad, se habrá logrado el objetivo de hacer un aporte al conocimiento, entonces se podrá tener la certeza de haber cumplido con la meta propuesta.

Resistencia, Junio de 2009.-

### **BIBLIOGRAFÍA**

Den Hartog, J.P. , Mecánica de las vibraciones – Compañía Editorial Continental S.A. – 1972

Norton, Robert L., Diseño de Maquinaria – McGraw-Hill – 1995

Thomson, William T., Teoría de Vibraciones – Prentice-Hall Hispanoamericana S.A. – 1995

Giacosa, Dante, Dr.Ing., Motores Endotérmicos – Ediciones Omega – 2000

### **FIGURAS**

Figura N° 1.- Obtenida del libro Mecánica de las Vibraciones – Pág. N° 233

Figura N° 2.- Obtenida de la carpeta del Seminario sobre Técnicas Predictivas y Proactivas en Mantenimiento – Año 2001

**SITIOS WEB**

<http://www.aaende.org.ar/sitio/biblioteca/material/CONFCHILE.pdf>

[http://www.ing.ula.ve/~dpernia/pdfs/vibracion\\_mecanica.pdf](http://www.ing.ula.ve/~dpernia/pdfs/vibracion_mecanica.pdf)