

MODELADO DE LAS CARGAS DINÁMICAS EN LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

RESUMEN

En este artículo se combinan un modelo termodinámico cero dimensional y un modelo dinámico para determinar las cargas y para analizar las fuentes de las vibraciones que actúan sobre los elementos del mecanismo biela manivela de un motor de combustión interna. Es detallada la forma de obtener la presión de los gases dentro del cilindro.

PALABRAS CLAVES: Motor de Combustión Interna, Modelo dinámico, Rata de combustión.

ABSTRACT

A zero dimensional thermodynamic model and a dynamical model are combined to obtain the loads and to analyze sources of vibrations that act on the components of the crank slider mechanism in an internal combustion engine. The expression to determine the pressure inside the cylinder is worked out in detail.

KEYWORDS: *Internal Combustion Engine, Dynamical Model, Burn rate.*

CARLOS ALBERTO ROMERO

Profesor Titular U.T.P.
cromero@utp.edu.co

HÉCTOR FABIO QUINTERO

Profesor Asistente U.T.P.
hquinte@utp.edu.co

GABRIEL CALLE TRUJILLO

Profesor Asistente U.T.P.
gcalle@utp.edu.co

1. INTRODUCCIÓN

En el contexto del desarrollo de los motores de combustión interna, la determinación de las cargas a las que se expondrán los componentes estructurales del motor durante las primeras fases del diseño juega un papel muy importante.

La información básica disponible inicialmente durante la concepción de un motor nuevo son la característica externa de velocidad y las restricciones de espacio y masa. El diseñador se vale de los datos estadísticos disponibles relativos a las masas y dimensiones reducidas de los motores y de las leyes de escalado para realizar los primeros cálculos y obtener las primeras dimensiones y formas de las piezas y el conjunto. Con las propiedades del combustible y de la mezcla y con información de referencia de procesos de combustión de motores análogos el equipo de diseño obtiene los parámetros termodinámicos dentro del cilindro a partir de un modelo termoquímico de combustión. Con las masas reducidas de los elementos del mecanismo biela manivela se pueden determinar las cargas inerciales.

Sobre cada elemento del motor actúan cargas (fuerzas o momentos) derivados de las fuerzas debidas la presión de los gases y a las masas inerciales. La aplicación de estas cargas a los modelos CAD de los componentes del motor permite analizar la capacidad de trabajo del motor en su totalidad, bajo la acción de los esfuerzos térmicos y mecánicos surgidos.

También, luego de refinar el diseño de las partes, a partir de los modelos termoquímicos e inerciales se puede

predecir el comportamiento vibracional del motor objeto de diseño.

En este artículo se presenta brevemente un modelo cero dimensional, suficiente para determinar las presiones y temperaturas dentro de la cámara de combustión de un motor de combustión interna. Se detalla luego el modelo dinámico de un motor y se analizan sus particularidades de vibración. Las expresiones presentadas en este artículo pueden utilizarse para elaborar un programa de modelado de cargas del motor para propósitos de diseño.

2. MODELADO DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN.

El ciclo de trabajo real de los motores de combustión se compone de cinco fases correspondientes a cuatro carreras de los pistones (para los motores alternativos de cuatro tiempos): una admisión que en el modelo se puede asumir que ocurre a temperatura y presión constante; una fase de compresión politrópica, la cual durante el modelado puede asumirse que tiene lugar con coeficiente politrópico constante; una fase de combustión, de la cual depende el trabajo entregado por el motor; una fase politrópica de expansión, la cual se supone que ocurre con un coeficiente politrópico constante; y una fase de escape, la cual se toma que ocurre a presión constante también. Las simplificaciones en las que se incurre en el modelo presentado en este trabajo están acordes con la exactitud requerida para propósitos de diseño preliminar.

Dada la relación de compresión del motor y el exponente politrópico de compresión, la presión y temperatura de compresión se hayan por las fórmulas: $p_c = p_a \cdot \epsilon^{n_c}$;

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_c - 1} ; V_c = \frac{V_a}{\epsilon}$$

Fecha de Recibo: 15 Junio de 2003

Fecha de Aceptación: 24 Noviembre de 2003

De manera análoga la presión y temperatura de expansión se determinan por $p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}$; $T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$

2.1. Ecuación diferencial del proceso de combustión

Simbolizando por $dQ_{desp} = \chi H_i dg_c$ el calor desprendido tras la combustión del combustible en un intervalo de tiempo infinitamente pequeño, la ecuación inicial en el cálculo termodinámico del proceso de combustión, basada en la Primera Ley de la Termodinámica, en su forma diferencial es:

$$dU = \chi H_i g_{c,c} dx - dQ_w - pdV \tag{1}$$

Despreciando las fugas de los gases a través de las holguras, la ecuación de conservación de la masa en el cilindro se puede escribir en la forma:

$$dG = dg_c \text{ o } dG = dg_{c,c} dx. \tag{2}$$

La tercera ecuación inicial es la ecuación universal de los gases para la masa final de los gases en el cilindro:

$$pV = GRT. \tag{3}$$

La característica de desprendimiento de calor $x(t)$ o $x(\varphi)$, necesaria para resolver las ecuaciones puede venir dada de diferentes maneras, en forma de ecuación, en forma de tabla de datos experimentales o mediante un polinomio.

La transferencia de calor a las paredes se determina por la ecuación de Newton – Riemann:

$$dQ_w = \alpha(T - T_p)F_p dt. \tag{4}$$

La derivada del calor desprendido en el tiempo representa la velocidad de desprendimiento de calor:

$$\frac{dQ_{desp}}{dt} = \chi H_i \frac{dg_c}{dt} \tag{5}$$

2.2. Característica de desprendimiento de calor

Basándose en los postulados cualitativos sobre la velocidad de las reacciones en cadena I. I. Wiebe obtuvo la siguiente ecuación semiempírica para la característica de desprendimiento de calor en función del tiempo adimensional t/t_z , contado a partir de la inflamación:

$$x = 1 - \exp\left[-\ln(1 - x_z) \left(\frac{t}{t_z}\right)^{m+1}\right] \tag{6}$$

En función del ángulo de giro, la expresión (6) tiene la forma:

$$x = 1 - \exp\left[-\ln(1 - x_z) \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m+1}\right] \tag{6'}$$

La ecuación (6) es denominada también ecuación de combustión (de quemado de combustible), ya que según la

característica $x = g_c/g_{cc}$ numéricamente es igual a la fracción de la masa del combustible que convencionalmente se quema. Si se toma que la fracción del combustible quemado es $x_z = 0,999$, entonces, reemplazando $t = t_z$ en (6), se obtiene el coeficiente $C = \ln(1 - x_z) = \ln(1 - 0,999) = -6,9077 \approx -6,908$.

Tomando la derivada de (6) en el tiempo adimensional, se obtiene la ecuación para la velocidad adimensional del desprendimiento de calor:

$$dx/d(t/t_z) = -C(m+1)(t/t_z)^m \exp C(t/t_z)^{m+1} \tag{7}$$

Las particularidades del proceso de combustión son tenidas en cuenta en las ecuaciones mediante el índice del carácter de la combustión m , el cual unívocamente determina la posición del máximo de la velocidad adimensional de desprendimiento de calor. La coordenada del máximo:

$$t_M/t_z = [m/-C(m+1)]^{1/(m+1)}$$

Cuanto más bajo sea el exponente m , tanto más pendiente es la característica de desprendimiento de calor y tanto más cerca se ubica el máximo de la velocidad de desprendimiento de calor del inicio de la combustión.

En el cálculo de los ciclos se emplean otras ecuaciones semiempíricas para las características de desprendimiento de calor. Para los motores a gasolina emplean también la relación:

$$x = 0,5 \left[1 - \cos\left(\frac{t}{t_z}\pi\right) \right] \tag{8}$$

2.3. Presión y temperatura dentro de la cámara de combustión del motor

La presión indicada de los gases dentro del cilindro puede derivarse de la expresión del calor desprendido durante la combustión del combustible. Si no se consideran las fugas ni las pérdidas de calor por transferencia a las paredes, puede utilizarse la fórmula:

$$\frac{dQ_{util}}{d\varphi} = \frac{k}{k-1} \cdot p \cdot \frac{dV}{d\varphi} + \frac{1}{k-1} V \frac{dp}{d\varphi} \tag{9}$$

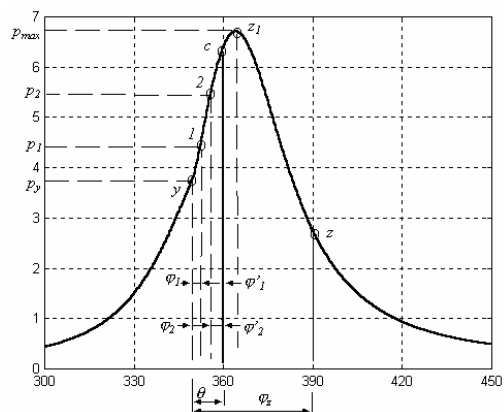


Figura 1. Diagrama indicado p-φ.

La expresión (9) puede usarse para encontrar el valor de la presión p_2 al final del período $I - 2$ (figura 1). Reemplazando la presión p y el volumen V por sus respectivos valores medios, y aproximando las derivadas de la presión, el volumen y el calor utilizado por sus pendientes evaluadas en el intervalo $I - 2$:

$$p = (p_1 + p_2)/2; V = (V_1 + V_2)/2; \frac{dp}{d\varphi} = \frac{p_2 - p_1}{\Delta\varphi};$$

$$\frac{dV}{d\varphi} = \frac{V_2 - V_1}{\Delta\varphi}; \quad \frac{dQ_{util}}{d\varphi} = \frac{\Delta Q_{util}}{\Delta\varphi} \quad (10)$$

Reemplazando los términos $p, V, \frac{dV}{d\varphi}; \frac{dp}{d\varphi}$ y $\frac{dQ_{util}}{d\varphi}$

la expresión (9) puede describirse:

$$\frac{\Delta Q_{util}}{\Delta\varphi} = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_1 + p_2}{2} \cdot \frac{V_2 - V_1}{\Delta\varphi} + \frac{I}{k-1} \cdot \frac{V_1 + V_2}{2} \cdot \frac{p_2 - p_1}{\Delta\varphi} \quad (11)$$

Esta expresión se puede acomodar en la forma:

$$2 \cdot \Delta Q_{util} = p_2 (K_{I-2} \cdot V_2 - V_1) - p_1 (K_{I-2} \cdot V_1 - V_2) \quad (12)$$

donde $K_{I-2} = \frac{k+1}{k-1}$, es el factor de calores específicos en el intervalo $I - 2$. V_2, V_1, V_i son los valores corrientes de los volúmenes de trabajo dados por la fórmula general:

$$V_i = \frac{V_a}{\varepsilon} \left\{ 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left(\cos \varphi_i' + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_i'} \right) \right] \right\} \quad (13)$$

ó $V_i = \frac{V_a}{\varepsilon} \psi(\varphi_i')$, donde

$$\psi(\varphi_i') = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left(\cos \varphi_i' + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_i'} \right) \right]$$

Entonces $V_1 = \frac{V_a}{\varepsilon} \psi(\varphi_1')$ y $V_2 = \frac{V_a}{\varepsilon} \psi(\varphi_2')$.

Finalmente

$$2 \cdot \Delta Q_{util} = p_2 \frac{V_a}{\varepsilon} [K_{I-2} \cdot \psi(\varphi_2') - \psi(\varphi_1')] - p_1 \frac{V_a}{\varepsilon} [K_{I-2} \cdot \psi(\varphi_1') - \psi(\varphi_2')] \quad (14)$$

El calor agregado a la sustancia de trabajo en el período $I - 2$ es el resultado de la quema de g_c kg de combustible, con un calor específico total q_z , desprendido según una ley como la expresada mediante la ecuación (6') durante este período:

$$\Delta Q_{util} = q_z \cdot g_{cc} \cdot \Delta X_{I-2} \quad (15)$$

El poder calorífico específico total del combustible quemado, q_z (en kJ/kg) para motores a gasolina es calculado por la expresión:

$$q_z = \frac{\xi \cdot H_i}{(I + \gamma_r)(\alpha \cdot L_o + I)} \quad (16)$$

Donde ξ es el coeficiente de efectividad de combustión; γ_r es el coeficiente de gases residuales, α es el coeficiente de exceso de aire, L_o es la cantidad molar estequiométrica de aire en kmol. Cuando $\alpha < 1$, ξ se calcula por la expresión $\xi = \delta \cdot \psi$. ψ es la eficiencia de utilización del calor desprendido. δ es un coeficiente que tiene en cuenta la plenitud de la combustión.

$$\delta = \frac{H_i - 10224 - 0,404(1 - \alpha)l_o}{H_i}, \text{ para } \alpha < 1 \quad (17)$$

Para $\alpha > 1$, $\delta = 1$. l_o es la cantidad estequiométrica de aire en kg.

ΔX_{I-2} es la función para la fracción de masa quemada durante el período $I - 2$, calculada de acuerdo a la ley de quemado, para la cual puede utilizarse la expresión (6').

$$\Delta X_{I-2} = \exp \left[-6,908 \left[\frac{\varphi_1}{\varphi_z} \right]^{m+1} \right] - \exp \left[-6,908 \left[\frac{\varphi_2}{\varphi_z} \right]^{m+1} \right] \quad (18)$$

Los ángulos en la expresión anterior son reemplazados de según la figura 1. Definiendo

$$E_2 = 0,002 \frac{\varepsilon}{V_a} \cdot q_z \cdot g_{cc} \quad (19)$$

se obtiene la expresión para la presión p_2 al final del período $I - 2$ (la división por 1000 se hace para obtener la presión en MPa):

$$P_2 = \frac{E_2 \cdot \Delta X_{I-2} + p_1 [K_{I-2} \cdot \psi(\varphi_1') - \psi(\varphi_2')]}{K_{I-2} \cdot \psi(\varphi_2') - \psi(\varphi_1')} \quad (20)$$

El factor de calores específicos, K_{I-2} es una función compleja que cambia continuamente a lo largo del proceso de combustión.

La temperatura de los gases dentro del cilindro para cualquier ángulo durante la combustión puede hallarse por la expresión:

$$T_2 = \frac{T_y}{p_y \psi(\varphi_y)} \frac{p_2 \psi(\varphi_2')}{\mu_{I-2}}, \quad (21)$$

siendo μ_{I-2} el coeficiente de variación molecular evaluado en el intervalo $I-2$.

3. MODELADO DE LAS CARGAS DINÁMICAS.

Para el mecanismo biela manivela centrado (ver figura 2), la expresión para la aceleración j_p de las masas asociadas al grupo pistón está dada por la fórmula:

$$j_p = R \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 [\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi] = R \omega^2 [\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi]; \quad (22)$$

Aplicando el principio de D'Alambert, el comportamiento del mecanismo biela manivela puede analizarse bajo los principios de equilibrio dinámico y las fuerzas que actúan sobre los componentes pueden hallarse tratando el sistema

como estático. Sobre el sistema actúan las fuerzas debida a la presión de los gases de combustión y las debidas a la inercia de las masas. La tabla 1 resume las expresiones para las fuerzas, requeridas para realizar los cálculos de diseño de los componentes estructurales del motor y para estudiar las vibraciones del motor.

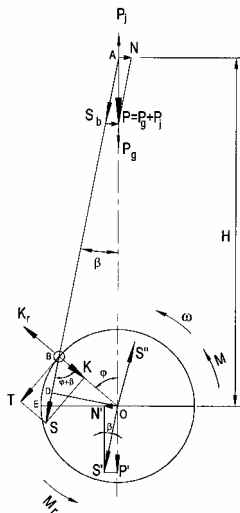


Figura 2. Fuerzas y momentos torsores que actúan sobre los componentes del mecanismo biela manivela.

En las expresiones de la tabla 1, p es la presión dentro del cilindro (dada por la ecuación 20) para una posición dada del cigueñal; p_0 es la presión bajo el pistón; m_m es la masa desbalanceada, con respecto al eje de rotación, de los elementos del cigueñal asociados a la manivela; $m_m = m_{mb} + 2m_c \rho / R$; m_{mb} es la masa del muñón de biela; m_c es la masa desbalanceada de los conectores de los muñones; ρ es la distancia entre el eje de rotación y el centro de gravedad de la masa desbalanceada de los elementos de unión. Los valores de m_{mb} , m_c , y ρ pueden determinarse a partir de datos estadísticos.

P_g	$P_g = 10^6 (p - p_0) \cdot F_p$
P_j	$P_j = -m_l R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi)$
P	$P = P_g + P_j$
S_b	$S_b = P / \cos \beta$
N	$N = P \operatorname{tg} \beta$
K	$K = P \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta$
T	$T = P \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta$
M_i	$M_i = T \cdot R$
K_{br}	$K_{br} = -(1 - \kappa) \cdot m_{bm} \cdot R \cdot \omega^2$
K_{mr}	$K_{mr} = -m_m \cdot R \cdot \omega^2$
K_r	$K_r = K_{br} + K_{mr}$
R_{ab}	$R_{ab} = [T^2 + (K_{mr} + K_{br})^2]^{1/2}$
Ψ	$\Psi = \arctg[T / (K_{mr} + K_{br})]$

Tabla 1. Cargas que actúan sobre los elementos del mecanismo biela manivela.

En las figuras 3 y 4 y 5 se presentan los resultados de simulación de las cargas termodinámicas y dinámicas de un motor de 8 cilindro en V, de 4,6 l (los datos para la

simulación fueron tomados del catálogo comercial de un motor FORD).

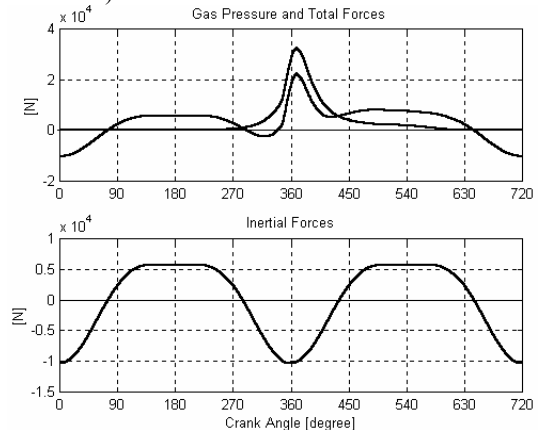


Figura 3. Perfiles de las fuerzas debidas a la presión de los gases y a las fuerzas de inercia de un motor simulado.

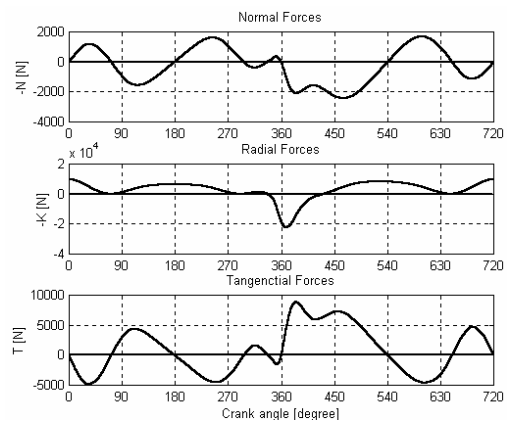


Figura 4. Fuerzas que actúan sobre el pistón y la manivela de un motor simulado, para un régimen de operación estable dado.

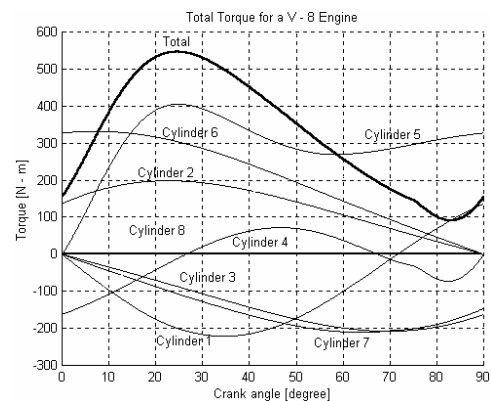


Figura 5. Diagrama del momento torsor total de un motor simulado de 8 cilindros.

4. FUENTES DE EXCITACIÓN DE VIBRACIONES EN LOS MOTORES.

Las oscilaciones del motor soportado sobre apoyos elásticos surgen por la poca uniformidad del momento torsor del motor, el no balanceo de las fuerzas de inercia y los momentos debidos a éstas, y también como resultado

de las excitaciones externas, transmitidas al motor desde la calzada, a través del bastidor del vehículo.

El momento torsor debido a la presión de los gases puede presentarse en una serie de Fourier, con armónicas cuyo número de orden es el igual al número de períodos dados en el transcurso de una revolución del cigüeñal. Así, para los motores de cuatro tiempos:

$$M_T^g = -P_g R \left(\sin \omega t + \frac{\lambda}{2} \sin 2\omega t \right) = \sum_{k=0}^{\infty} \left(A_k \cos \frac{k}{2} \omega t + B_k \sin \frac{k}{2} \omega t \right)$$

Siendo $A_{k/2}$ y $B_{k/2}$ son los coeficientes de la serie de Fourier, determinados a partir de los resultados del análisis armónico del diagrama indicado del motor:

$$A_{\frac{k}{2}} = \frac{1}{2} \left(b_{\frac{k}{2}+1} - b_{\frac{k}{2}-1} \right) + \frac{\lambda}{4} \left(b_{\frac{k}{2}+2} - b_{\frac{k}{2}-2} \right);$$

$$B_{\frac{k}{2}} = \frac{1}{2} \left(a_{\frac{k}{2}-1} - a_{\frac{k}{2}+1} \right) + \frac{\lambda}{4} \left(a_{\frac{k}{2}-2} + a_{\frac{k}{2}+2} \right),$$

donde a y b son los coeficientes de Fourier para el diagrama indicado $p_g(\omega t)$, los cuales se determinan por las fórmulas:

$$a_{\frac{k}{2}} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{4\pi} p_g(\omega t) \cos \frac{k}{2} \omega t d(\omega t);$$

$$b_{\frac{k}{2}} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{4\pi} p_g(\omega t) \sin \frac{k}{2} \omega t d(\omega t)$$

para $k \leq 3$ los coeficientes a y b con índices negativos se cambian por ceros.

La suma algebraica de los momentos de todos los cilindros del motor constituye el momento torsor total y depende de los parámetros constructivos y del esquema del motor (distribución de los cilindros en línea, en V; el ángulo de inclinación entre filas, δ , el orden de trabajo, el número de cilindros, el número de tiempos).

En particular, las expresiones para el momento torsor debido a las fuerzas de inercia de los motores de cuatro tiempos tienen las siguientes formas:

Para los motores de cuatro cilindros en línea:

$$M_{k\Sigma}^j = -m_j R \omega^2 (2 \sin 2\omega t + \lambda^2 \sin 4\omega t);$$

Para los motores en línea de seis cilindros:

$$M_{k\Sigma}^j = -m_j R \omega^2 \frac{9}{2} \lambda \sin 3\omega t;$$

Para los motores de seis cilindros en V con ángulo entre filas δ :

$$M_{k\Sigma}^j = -m_j R \omega^2 \frac{9}{2} \lambda \cos \frac{3}{2} \delta \sin \left(\omega t - \frac{\delta}{2} \right).$$

La descomposición armónica del momento torsor total debido a la presión de los gases en el motor de cuatro tiempos de i cilindros con sucesión uniforme de encendido tiene la forma:

$$M_{T\Sigma}^g = i A_0 + i \sum_{k=1}^{\infty} \left(A_{\frac{i}{2}k} \cos \frac{i}{2} k \omega t + B_{\frac{i}{2}k} \sin \frac{i}{2} k \omega t \right).$$

Las armónicas de órdenes inferiores tienen lugar en los motores con orden de encendido no uniforme, característico de la mayoría de los motores en V. Por ejemplo, para el motor de cuatro tiempos en V de seis cilindros, con ángulo entre filas de 90 grados e intervalo entre chispas 150-90-150-90-150-90-150-90, la expresión para el momento torsor debido a las fuerzas de los gases tiene la forma:

$$M_{T\Sigma}^g = 6A_0 + 3 \sum_{k=1}^{\infty} \left\{ \begin{aligned} & \left[\frac{A_3}{2} k \left(1 + \cos \frac{3}{4} k \pi \right) - B_{\frac{3}{2}k} \sin \frac{3}{4} k \pi \right] \cos \frac{3}{2} k \omega t + \\ & + \left[B_{\frac{3}{2}k} \left(1 + \cos \frac{3}{4} k \pi \right) + A_{\frac{3}{2}k} \sin \frac{3}{4} k \pi \right] \sin \frac{3}{2} k \omega t \end{aligned} \right\}$$

En un motor balanceado desde el punto de vista cinemático tiene lugar el desbalanceo tecnológico, causado por las inexactitudes de balanceo del motor y de sus piezas durante el proceso de producción.

El sistema de factores dinámicos descrito da una idea del espectro de frecuencias de las excitaciones para cada esquema de motor en concreto. En el régimen estacionario de operación de un motor, sobre él actúan excitaciones dinámicas poliarmónicas, con armónicas componentes de frecuencias múltiplos o iguales a la frecuencia de rotación del cigüeñal (tabla 2).

Además de las excitaciones armónicas, sobre el motor en operación actúan también las excitaciones cinemáticas aleatorias, transmitidas a través del bastidor y provenientes de las irregularidades del terreno por el cual transita el vehículo.

En la figura 6 se presentan los espectros de las componentes vertical y horizontal de la velocidad de oscilaciones del bloque de un motor SMD-62 montado sobre el bastidor de un tractor T-150K al trabajar el motor en su régimen nominal ($N_e = 125$ kW; $\omega_N = 220$ rad/s). El motor SMD-62 es un motor Diesel de cuatro tiempos, seis cilindros en V a 90 grados, con intervalo entre encendidos de 150-90-150-90-150-90 grados de giro del cigüeñal. En el espectro de vibraciones del motor con tal esquema constructivo deben tener lugar las armónicas del momento de vuelco de los órdenes $1\frac{1}{2}$, 3, $4\frac{1}{2}$, 6, etc., la armónica de

primer orden debida a las masas rotativas no balanceadas, y también la armónica de segundo orden debida al momento no balanceado de las fuerzas de inercia de las masas alternativas. En los espectros mostrados en la figura 6, junto con el espectro continuo en el dominio de las

frecuencias elevadas se observan componentes de armónicas discretas con frecuencias de 35, 52, 70, 105, 140, 157 y 210 Hz, las cuales corresponden exactamente a las armónicas excitadoras enumeradas.

Tabla 2. Composición espectral de las excitaciones de vibración de diferentes motores [1].

Esquema del motor	Tiempos	Número de cilindros	Ángulo entre filas, grados	Ángulo entre manivelas, grados	Ángulo entre chispas, grados	Orden de encendido	Orden de la armónica						
							1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	4,5	6,0
En línea	4	4	-	180	180	1342	+		+		+		+
	4	6	-	120	120	153624	+			+			+
	4	8	-	90	90	12468753	+				+		
	2	4	-	90	90	1423	+		+		+		+
	2	4	-	90	90	1342	+						
	2	6	-	60	60	153624	+						+
	2	6	-	60	60	162435	+		+		+		+
	2	8	-	45	45	16453827	+		+		+		+
En V	4	4	90	0	180	112D211D	+		+		+		+
	4	6	90	120	90-150	113121D1D3I	+	+	+	+	+	+	+
	4	6	120	120	120	113121D1D2D	+		+	+	+	+	+
	4	6	180	60	120	112D311D213D	+			+			+
	4	8	90	90	90	11313D212D1D414D	+				+		
	4	8	90	180	90	114D213D411D312D	+		+		+		+
	2	6	60	120	60	111D212D313D	+		+		+		+
	2	8	45	90	45	111D313D212D414D	+		+		+		+

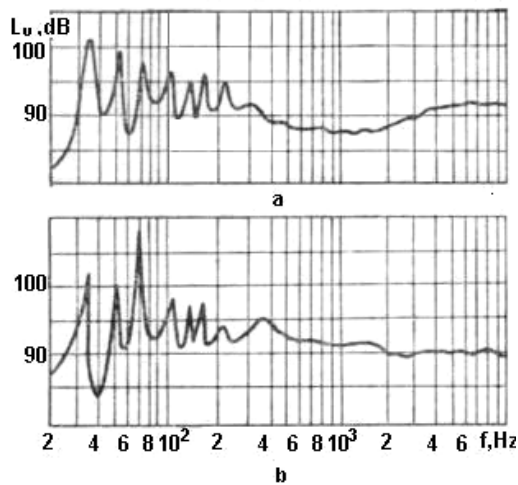


Figura 6. Espectro de velocidad de oscilaciones de un motor de seis cilindros en V sobre el bastidor de un tractor. a) En la dirección vertical; b) En la dirección horizontal [1].

Las armónicas 1, 1½ y 3 en el plano vertical y la segunda armónica en el plano horizontal son las que tienen mayores amplitudes de velocidad de vibración. La elevada amplitud de velocidad de vibración para la segunda armónica en el plano horizontal se explica por el momento debido a las fuerzas de inercia de segundo orden que actúan en el plano horizontal. La amplitud de este momento varía en proporción al cuadrado de la velocidad angular del cigüeñal y en el régimen nominal constituye 1,65 – 1,67 kN·m. Los valores máximos de la velocidad de vibración de las componentes armónicas que

componen el momento de vuelco prácticamente no varía al variar ω por la característica de regulación.

5. CONCLUSIONES

En este artículo se integraron los fundamentos de las cargas termodinámicas y dinámicas, los cuales pueden ser utilizados para la elaboración de un modelo computacional básico para diseños preliminares de las piezas de los motores.

Las cargas modeladas sobre los componentes mecánicos de un motor simulado pueden servir de referencia para el diagnóstico de funcionamiento y para el estudio de vibraciones. En principio sobre un motor experimental se pueden montar sensores para medir las fuerzas que actúan sobre sus elementos. Conocida la geometría y las masas del motor, se pueden computar las cargas inerciales y restárselas a las señales medidas, obteniendo como resultado una señal dependiente exclusivamente de los procesos dentro del cilindro. Así, midiendo la fuerza normal sobre los cilindros de un motor puede diagnosticarse de manera económica el comportamiento del proceso de combustión.

6. BIBLIOGRAFÍA

[1] ZHELEZKO B. E. Fundamentos de Construcción y Cálculo de los Motores para Automóviles y Tractores. Escuela Superior. Minsk, 1988.

- [2] HEYWOOD, John B. Internal Combustion Engine Fundamentals. Mc Graw Hill. New York, 1988.
- [3] JOVAJ M. S. Motores de Automóviles. Mir. Moscú, 1988.
- [4] MERIAM, J. L.; KRAIGE, L. G. Engineering Mechanics: Dynamics. John Wiley and Sons. New York, 1997.