

Modelo predictivo de combustión de mezclas de gas natural en motores de encendido por chispa (MECH)

A predictive model of natural gas mixture combustion in internal combustion engines

Henry Espinoza,¹ Luís Patino,² Yordy González³ y Lezama Irving⁴

RESUMEN

En el presente trabajo se muestra el desarrollo de un modelo predictivo de la combustión de mezclas de gas natural para motores de encendido por chispa. El modelo se basa en la solución de dos zonas: una de mezcla combustible sin quemar y otra de productos de combustión. En cada una de ellas se resuelve para cada ángulo de giro del cigüeñal las ecuaciones de energía y conservación de la materia. Las ecuaciones diferenciales no lineales de la energía para cada una de las fases consideradas: compresión, combustión y expansión, se resuelven por el método de *Runge-Kutta* de cuarto orden. El modelo, además de permitir estudiar la combustión de diferentes composiciones de los componentes del gas natural, facilita evaluar la combustión en presencia de aire seco y húmedo. Se muestran los resultados de la validación con datos experimentales demostrando precisión y exactitud en los resultados que arroja el programa. Se presentan resultados de presión en el cilindro, temperatura en las zonas de mezcla sin quemar y quemada, fracción de masa quemada y calor de reacción de la combustión para el motor modelado usando una mezcla de gas natural.

Palabras clave: modelo predictivo, combustión, gas natural, motores de encendido por chispa.

ABSTRACT

This study shows the development of a predictive natural gas mixture combustion model for conventional combustion (ignition) engines. The model was based on resolving two areas; one having unburned combustion mixture and another having combustion products. Energy and matter conservation equations were solved for each crankshaft turn angle for each area. Nonlinear differential equations for each phase's energy (considering compression, combustion and expansion) were solved by applying the fourth-order Runge-Kutta method. The model also enabled studying different natural gas components' composition and evaluating combustion in the presence of dry and humid air. Validation results are shown with experimental data, demonstrating the software's precision and accuracy in the results so produced. The results showed cylinder pressure, unburned and burned mixture temperature, burned mass fraction and combustion reaction heat for the engine being modelled using a natural gas mixture.

Keywords: predictive model, combustion, natural gas, internal combustion engine.

Recibido: diciembre 17 de 2006

Aceptado: junio 28 de 2007

Introducción

Debido a las grandes reservas mundiales de gas natural se está realizando cada vez más investigación y desarrollo para el uso de este combustible alternativo en motores de encendido por chispa y de compresión. En países como Venezuela, con reservas importantes de gas natural, existen programas nacionales destinados al uso masivo de este combustible

con el nombre genérico de gas natural para vehículos GNV (PDVSA, 1997). A pesar que el uso de este combustible no es nuevo, aún se requieren mayores estudios para conocer mejor el comportamiento del motor con él, en cuanto a la combustión y emisiones para diferentes mezclas, desgaste, confiabilidad, lubricación y diseño de las partes del motor,

¹ Dr. Ingeniero mecánico. Centro de Termofluidodinámica y Mantenimiento (CTYM), Universidad de Oriente, Puerto La Cruz, Venezuela. hespinoza@cantv.net

² M. Sc., Ingeniero mecánico. Centro de Termofluidodinámica y Mantenimiento (CTYM), Universidad de Oriente, Puerto La Cruz, Venezuela. luijaca1@doctor.upv.es

³ Especialista, Ingeniero mecánico. Centro de Termofluidodinámica y Mantenimiento (CTYM), Universidad de Oriente, Puerto La Cruz, Venezuela. yordygonzalez@cantv.net

⁴ Ingeniero mecánico. Centro de Termofluidodinámica y Mantenimiento (CTYM), Universidad de Oriente, Puerto La Cruz, Venezuela.

así como en los sistemas de alimentación. En el presente trabajo se desarrolla un modelo predictivo que permite estudiar el comportamiento de las variables características de la combustión del GNV para MECH, como presión y gradiente de presión en el cilindro, presión máxima, temperatura en el cilindro, velocidad de combustión, fracción de calor liberado y productos de la combustión en función de los parámetros operativos, composición del gas natural y parámetros de diseño.

Descripción del modelo

Balance de energía en la cámara de combustión

Para obtener las variables presión, temperatura, volumen, masa y flujo de calor, se efectuaron balances en los tres procesos que se presentan durante la combustión.

Etapa de compresión: aplicando la primera ley de la termodinámica en función del ángulo del cigüeñal y la ecuación de estado para la mezcla de gases ideales, se obtuvo un sistema de ecuaciones que contiene las variables de interés en esta etapa, presión y temperatura. Las ecuaciones de balance de energía en términos de presión y temperatura para la mezcla combustible sin quemar son:

$$\frac{dp}{d\alpha} = \left(\frac{R_m}{VCv_m} \right) \frac{dQ_m}{d\alpha} - \left(1 + \frac{R_m}{Cv_m} \right) \frac{p}{V} \frac{dV}{d\alpha} \quad (1)$$

$$\frac{dT_m}{d\alpha} = T_m \left(\frac{1}{V} \frac{dV}{d\alpha} + \frac{1}{p} \frac{dp}{d\alpha} \right) \quad (2)$$

Donde, $dp/d\alpha$ es el gradiente de presión dentro del cilindro, R_m la constante de los gases ideales para la mezcla, V el volumen interior dentro del cilindro para el ángulo α , Cv_m el calor específico a volumen constante de la mezcla, $dQ_m/d\alpha$ la de transferencia de calor instantánea, p la presión en el cilindro, $dV/d\alpha$ la variación del volumen con el ángulo de giro de cigüeñal, y T_m la temperatura de la mezcla y α el ángulo del cigüeñal. El subíndice m denota la mezcla sin quemar.

La variación del volumen con respecto al ángulo de giro del cigüeñal se calcula por la ecuación de cinemática biela-manivela y el flujo de calor del gas a la pared se obtuvo teniendo en cuenta la transferencia hacia las paredes del cilindro, el pistón y la culata de la cámara de combustión, calculándose el coeficiente convectivo de transferencia de calor por la ecuación de Woschni (Günter et al., 2002).

$$h_{conv} = 129,918 \times 10^{-4} D^{-0,2} T^{-0,53} p^{0,8} \left[C_1 \bar{S}p + C_2 (p - p_o) \frac{VsT_1}{p_1V_1} \right]^{0,8} \quad (3)$$

$$\bar{S}p = \frac{2LN}{60}$$

$$Vs = V - Vc$$

Donde D es el diámetro del pistón [m]; p la presión instantánea del gas [New/m²]; $\bar{S}p$ la velocidad media del pistón

[m/seg]; p_o la presión instantánea con motor arrastrado o correspondiente al ciclo del motor [New/m²] Vs el volumen recorrido por el cilindro [m³]; T_r, p_r, V_r la temperatura, presión y volumen de referencia o condiciones iniciales [K, New/m², m³].

Las constantes C_1 y C_2 varían con la fase de trabajo de la siguiente manera:

- $C_1 = 2,28$ para compresión, combustión y expansión [m/ sK].
- $C_2 = 0$ para compresión.
- $C_2 = 3,24 \times 10^{-3}$ para combustión y expansión [m/ sK].

Este coeficiente convectivo de transferencia de calor se asume constante para todas las superficies del cilindro. A medida que el proceso de compresión se avanza, las variables son recalculadas usando la expresión general:

$$M_{n+1} = M_n + \delta M_n \quad (4)$$

Donde M es cualquier variable y δM_n el incremento de la variable durante un paso de tiempo; se calcula utilizando el algoritmo de Runge-Kutta de cuarto orden.

Período de espera ($\Delta\alpha$): se asumió que el núcleo de gases quemados en el período de espera es de forma semiesférica. Para calcularlo se recurrió a las siguientes fórmulas:

$$\Delta\alpha = \frac{360.N.rf}{60V_t} \quad (5)$$

$$r_f = \left[\frac{3}{2} \frac{0,001V}{\pi} \right]^{1/3} \quad (6)$$

$$V_t = ff.V_1 \quad (7)$$

Donde N son las rpm, rf el radio del frente de llama, (V) la velocidad de combustión turbulenta, V_t la velocidad de llama turbulenta y ff un factor de proporcionalidad entre las velocidades de combustión laminar y turbulenta.

Para calcular la rapidez de la llama laminar asociada con el núcleo de inicio de la combustión, se usó la expresión de Ryan T. W. y Lestz (Sierens, 1998).

$$V_1 = 9656.p^{-0,623} \exp\left(-\frac{2145}{T_m}\right) \quad (8)$$

La velocidad de llama turbulenta depende del factor ff . Este se obtiene por ensayo y error, comparando los resultados $P-\alpha$ obtenidos con la aplicación del presente modelo con resultados experimentales para el motor simulado. El valor de ff que mejor ajuste los resultados es el que se toma como parámetro de simulación.

Una vez que se conoce el $\Delta\alpha$ por la Ecuación (5), se continuó la compresión durante este período de tiempo. En este

momento la combustión se asume que ha comenzado y se actualizan las variables p , T , m y V para cada zona por las siguientes Ecuaciones (la temperatura inicial de los productos, T_p , se obtiene por la siguiente Ecuación).

$$T_p = T_m + 2500\phi f_i \quad \text{para } \phi < 1 \quad (9)$$

$$T_p = T_m + 2500\phi f_i - 700(\phi - 1)f_i \quad \text{para } \phi > 1 \quad (10)$$

Esta fórmula se logra por la aplicación de la ecuación de la energía para un sistema suponiendo calor específico constante, que establece que la energía de los productos es igual a la inicial de la mezcla más la aportada por la combustión (tercer término de las Ecuaciones 9 y 10). Donde f_i es la relación de la mezcla aire-combustible de toda la masa dentro del cilindro. Considerando la formación del núcleo de llama se calcula el volumen de la mezcla y de los productos con el fin de estimar el radio del núcleo. El radio del núcleo de llama se obtiene por la Ecuación (11).

$$r_{f_0} = \left(\frac{3V_p}{2\pi} \right)^{1/3} \quad (11)$$

Etapas de propagación y expansión con dos zonas. El efecto de la propagación de la llama y los cambios en las variables termodinámicas se halló usando el método numérico de integración Runge-Kutta de cuarto orden. Las ecuaciones para estimar la presión y la temperatura de la mezcla y de los productos en esta etapa son obtenidas del balance de energía (ecuaciones 1 y 2):

$$\frac{dT_m}{d\alpha} = \frac{v_m}{C_{p_m}} \frac{dp}{d\alpha} + \frac{1}{m_m C_{p_m}} \frac{dQ_m}{d\alpha} \quad (12)$$

$$\frac{dT_p}{d\alpha} = \frac{p}{m_p R_p} \left[\frac{dV}{d\alpha} - \left(\frac{R_p T_p}{p} - \frac{R_m T_m}{p} \right) \frac{dm_p}{d\alpha} - \frac{R_m V_m}{p C_{p_m}} \frac{dp}{d\alpha} - \frac{R_m}{p C_{p_m}} \frac{dQ_m}{d\alpha} + \frac{V}{p} \frac{dp}{d\alpha} \right] \quad (13)$$

$$\frac{dp}{d\alpha} = \left\{ \left(1 + \frac{C_{v_p}}{R_p} \right) p \frac{dV}{d\alpha} + \left[(U_p - U_m) - C_{v_p} \left(T_p - \frac{R_m}{R_p} T_m \right) \right] \frac{dm_p}{d\alpha} + \left[\frac{C_{v_m}}{C_{p_m}} - \frac{C_{v_p}}{R_p} \frac{R_m}{C_{p_m}} \right] \frac{dQ_m}{d\alpha} - \frac{dQ}{d\alpha} \right\} / \left[\frac{C_{v_p}}{C_{p_m}} \frac{R_m}{R_p} V_m - \frac{C_{v_m}}{C_{p_m}} V_m - \frac{C_{v_p}}{R_p} V \right] \quad (14)$$

Donde p , T y V son la presión, temperatura y volumen dentro del cilindro, U la energía interna, R la constante de los gases, la masa, C_p el calor específico a presión constante, C_v el calor específico a volumen constante y α el ángulo de giro del cigüeñal; m y p denotan mezcla combustible sin quemar y productos de la combustión, respectivamente.

El término $dm_p/d\alpha$ se determina por la Ecuación de continuidad,

$$\frac{dm_p}{d\alpha} = \frac{\rho_m V_t A_s}{\omega} \quad (15)$$

donde ρ_m es la densidad de la mezcla sin quemar [Kg/m^3], V_t la velocidad de llama turbulenta [m/s], A_s el área frontal de la llama entre la zona quemada y sin quemar [m^2] y ω la velocidad angular [rad/s]. El área del frente de llama se calcula suponiéndola esférica y determinando para cada instante su posición mediante la velocidad turbulenta de la llama.

La transferencia de calor para cada zona se calcula usando la Ecuación (16).

$$\frac{dQ}{d\alpha} = \frac{dQ_m}{d\alpha} + \frac{dQ_p}{d\alpha} \quad (16)$$

Las variables p , T_p y T_m son actualizadas utilizando la Ecuación (4) y el algoritmo Runge-Kutta de cuarto orden. Se asume que la combustión se ha completado cuando el volumen de la mezcla sin quemar es igual a cero.

Expansión con los productos de la combustión. Para esta etapa se emplearon las Ecuaciones (1) y (2) con el fin de modelar el proceso y calcular p y T . Las ecuaciones se transforman en:

$$\frac{dp}{d\alpha} = \left(\frac{R_p}{V C_{v_p}} \right) \frac{dQ_p}{d\alpha} - \left(1 + \frac{R_p}{C_{v_p}} \right) \frac{p}{V} \frac{dV}{d\alpha} \quad (17)$$

$$\frac{dT_p}{d\alpha} = T_p \left(\frac{1}{V} \frac{dV}{d\alpha} + \frac{1}{p} \frac{dp}{d\alpha} \right) \quad (18)$$

El procedimiento para resolver estas ecuaciones es el mismo utilizado en la parte (a), con la diferencia de que el fluido de trabajo es el producto en fase gaseosa (Moreno et al., 1994; Horlock y Winterbone, 1986).

Balance de masa en la cámara de combustión

La Figura 1 muestra las corrientes de entrada y salida de la cámara de combustión en el motor ECH.

Partiendo del balance de la Ecuación (19), en el que aparecen 14 incógnitas (n_a , n_i y los n_i de los productos) fue necesario encontrar para su resolución otras ecuaciones, razón por la cual se aplicó la conservación de la masa a cada elemento con el fin de proporcionar cinco ecuaciones y establecer un sistema de ecuaciones, dado por:

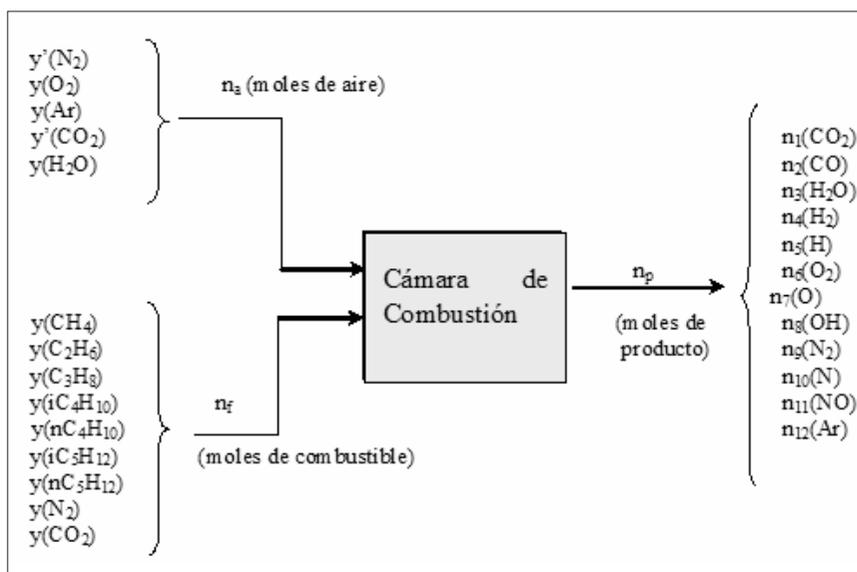


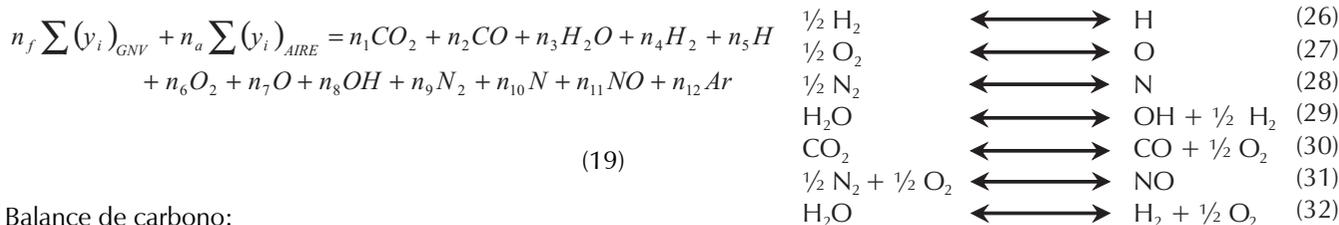
Figura 1. Diagrama de flujo para el balance de materia en la combustión

Además de estas cinco ecuaciones se pueden añadir ciertas hipótesis dependiendo de las condiciones en que tiene lugar la reacción. La considerada en este trabajo fue la de una reacción de combustión en equilibrio con disociación, para la cual se necesitan siete ecuaciones de disociación. La condición de concentración se utiliza como ecuación auxiliar:

$$\sum_{i=1}^{12} y_i = 1 \quad (25)$$

Ecuaciones auxiliares para resolver el balance de masa

Mediante el análisis CHON de doce especies se plantean las reacciones de disociación de los reactivos y productos en la cámara de combustión (Araque, 1997).



Balance de carbono:

$$n_f \left[\sum_{a=1}^5 c y_{C_c H_b} + y_{CO_2} \right] + n_a y'_{CO_2} = n_1 + n_2 \quad (20)$$

donde "c" son los átomos de carbono y "b" los de hidrógeno, y el cual se realiza para cada una de las fracciones de hidrocarburo presentes en el combustible (c = 1, 2, 3, 4 y 5 y b = 4, 6, 8, 10 y 12, desde metano hasta pentano).

Balance de hidrógeno:

$$\sum_{nf=1}^5 n_f b \cdot y_{c_b H} + 2n_a y_{H_2O} = 2n_3 + 2n_4 + n_5 + n_8 \quad (21)$$

Balance de oxígeno:

$$2n_f y_{CO_2} + 2n_a \left(y_{O_2} + y'_{CO_2} + \frac{1}{2} y_{H_2O} \right) = 2n_1 + n_2 + n_3 + 2n_6 + n_7 + n_8 + n_{11} \quad (22)$$

Balance de nitrógeno:

$$2 \cdot n_f y_{N_2} + 2n_a y'_{N_2} = 2n_9 + n_{10} + n_{11} \quad (23)$$

Balance de argón:

$$n_a y_{Ar} = n_{12} \quad (24)$$

Con el fin de estimar la constante de equilibrio en términos de las fracciones molares se aplicó la ecuación (33) a cada una de las reacciones anteriores y se hicieron las transformaciones correspondientes.

$$K_p = \left(\frac{y_C^c y_D^d}{y_A^a y_B^b} \right) p^{c+d-a-b} \quad (33)$$

Donde, a y b son los coeficientes de los reactivos de la ecuación y c y d los estequiométricos de los productos. Dados los valores de p, T, φ, n_f y r se estiman los y_i. Inicialmente se evalúan las constantes de equilibrio K_p en función de la temperatura y la presión.

Métodos numéricos empleados en el modelo

El método numérico usado para hallar las variables de funcionamiento fue el Runge-Kutta de cuarto orden para sistemas diferenciales de primer orden, en donde el incremento del ángulo de rotación δα es el parámetro que controla la exactitud de la solución y el tiempo de cálculo. Para hallar las fracciones molares de los productos nos valimos del método de Newton-Raphson para una sola variable no lineal y para sistemas de varias variables no lineales con una tolerancia de 0,000001 (Burden y Faires, 1985).

Desarrollo del software y validación del modelo

Teniendo como base los conceptos teóricos y las ecuaciones expresadas se elaboró un software, denominado Duspemec, en lenguaje Visual Basic versión 4.0, para realizar los cálculos con el modelo (Lezama, 1999). En vista de que sólo se pudo obtener la curva experimental de combustión del propano con aire en base húmeda, se utilizaron estos datos como patrón para validar los resultados del programa. Actualmente se llevan a cabo los estudios experimentales para la validación con mezclas de gas natural.

Los datos experimentales se obtuvieron en motor Toyota Starlet 2E, de cuatro cilindros en línea, con 1.296 cc de cilindrada (Figura 2). Para establecer los resultados de presión en función del ángulo de giro del cigüeñal se utilizó un sensor de presión tipo 6053 Bsp, instalado en la cámara de combustión, que está conectado por medio de un cable a un amplificador de carga tipo 5037B1, a la unidad de control y adquisición de datos HP3852A. Esta unidad es a su vez conectada a una computadora que tiene acoplada una tarjeta procesadora de lenguaje HP8232, la cual actúa como interfase entre la unidad de control y adquisición de datos y la computadora. El banco de prueba cuenta con un sistema medidor del ángulo de giro del cigüeñal llamado CAM, que es un codificador óptico que va acoplado a la unidad de control y de adquisición de datos para sincronizar los giros del cigüeñal con las presiones dentro del cilindro.

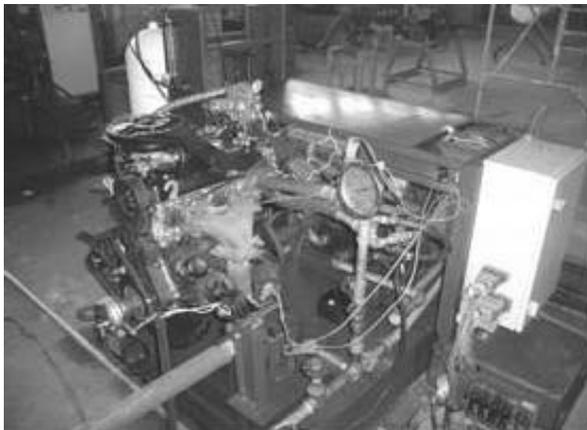


Figura. 2. Motor experimental gas - gasolina

En la Figura 3 se representan los valores de presión del sistema obtenidos por el software (línea continua) y los experimentales en función del ángulo de giro del cigüeñal (puntos), con un factor de llama (ff) de 4. Se observa una clara similitud en ambas curvas.

Para demostrar cuantitativamente la reproducibilidad de los resultados del software se determinó el modelo de regresión lineal simple que mejor ajusta los datos de presión calculados en función de los medidos experimentalmente,

obteniéndose también el análisis de varianza del modelo. La curva de ajuste sigue un modelo lineal, $p_{calc} = [0,146855 + 0,9915 p_{exp}] \times 10^5 \text{ N/m}^2$, con un coeficiente de correlación del 99,94% y un nivel de confianza del 95%.

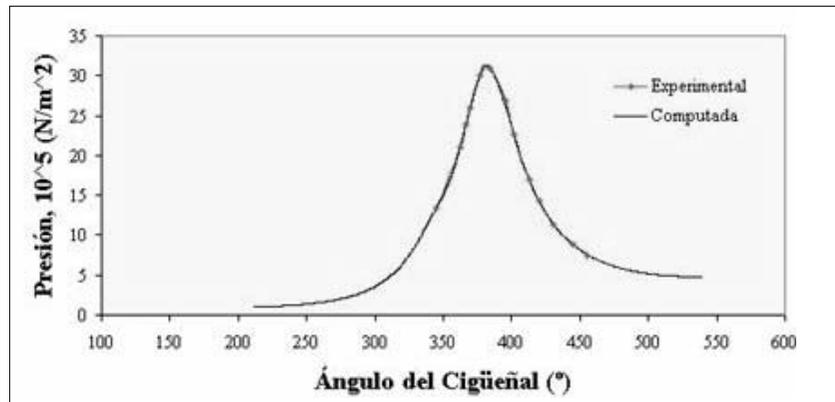


Figura 3. Curva de presión en el cilindro en función del ángulo del cigüeñal para el combustible propano

Para estimar el grado de significancia de las pendientes de la curva experimental y calculada (P vs α) se aplicó la prueba de hipótesis relativa, que utiliza la estadística de prueba "t de Student" (Montgomery, 1991). Se determinó que no hay diferencias significativas entre los datos computados y los experimentales.

Con la finalidad de obtener un modelo de ajuste para la curva de presión frente al ángulo del cigüeñal, se aplicó análisis de regresión lineal múltiple, encontrando la ecuación polinomial siguiente, con un coeficiente de correlación del 98,2% y un 95% de confianza. Las unidades de α y p son en grados y N/m^2 , respectivamente.

$$\log(p) = -330,737 + 2,427\alpha - 0,00583\alpha^2 + 4,6175 \times 10^{-6} \alpha^3 \quad (34)$$

Predicción de los parámetros de operación

Se corrió el programa con los datos del GNV dados en la Tabla 1, lográndose los siguientes resultados.

Tabla 1. Composición del gas natural para vehículos

Componente	Porcentaje molar (%)	Peso Molecular
Metano	81,41	16,04
Etano	9,87	30,07
Propano	0,59	44,09
Isobutano	0,06	58,12
Normal butano	0,09	58,12
Isopentano	0,03	72,15
Normal pentano	0,03	72,15
Nitrógeno	0,18	28,02
Dióxido de carbono	7,74	44,01

La Figura 4 indica la evolución de la presión en función del ángulo de giro del cigüeñal con un factor de llama de 5,35, y la presión máxima alcanzada fue de $46,873 \times 10^5 \text{ N/m}^2$.

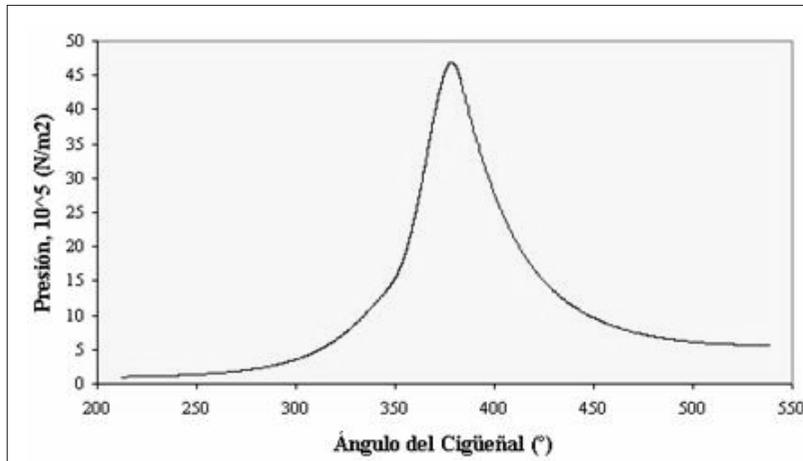


Figura 4. Evolución de la Presión dentro del cilindro

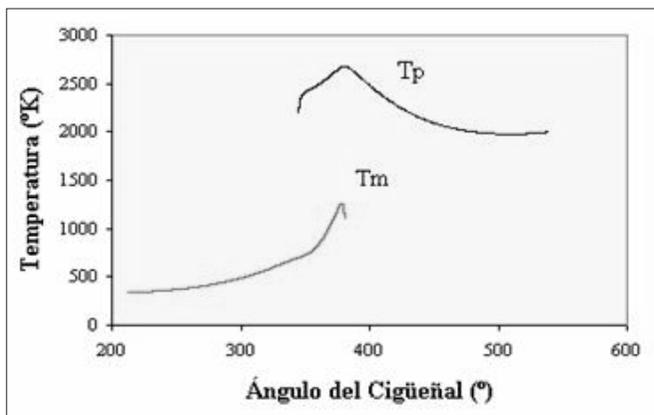


Figura 5. Evolución de la temperatura de los productos (T_p) y de la mezcla (T_m) en la cámara de combustión

La temperatura de los productos con respecto al ángulo del cigüeñal se muestra en la Figura 5, siendo sus máximos de 2.678,41 K y 1.260,08 K, respectivamente.

La fracción de masa quemada dentro del cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal se señala en la Figura 6. El comportamiento observado representa fielmente el encontrado en los motores de encendido por chispa, según las referencias bibliográficas (Günter et al., 2002).

Predicción del calor de reacción para el balance de energía. En la Figura 7 se representa la evolución del calor de reacción (ΔH_r) a diferentes temperaturas de los productos.

Esta curva tiene un comportamiento parecido al de la fracción de masa quemada (Figura. 6) debido a que la cantidad de reactivos es la variable que determina el calor que libera la reacción en la transformación de la mezcla de reactivos a productos durante el proceso de combustión (Payri y Tinaut, 1997).

Conclusiones

El modelo desarrollado predice los parámetros de combustión, como son: presión, temperatura, fracción de mezcla sin quemar y quemada, durante la combustión de un motor de combustión interna encendido por chispa usando mezclas de gases como combustible, por lo cual puede ser destinado a estudiar el funcionamiento del motores que utilicen gas natural como combustible.

El modelo requiere de un ajuste inicial con datos experimentales del motor a simular, en particular para obtener el factor de llama más adecuado y establecer el cálculo de la velocidad de combustión turbulenta.

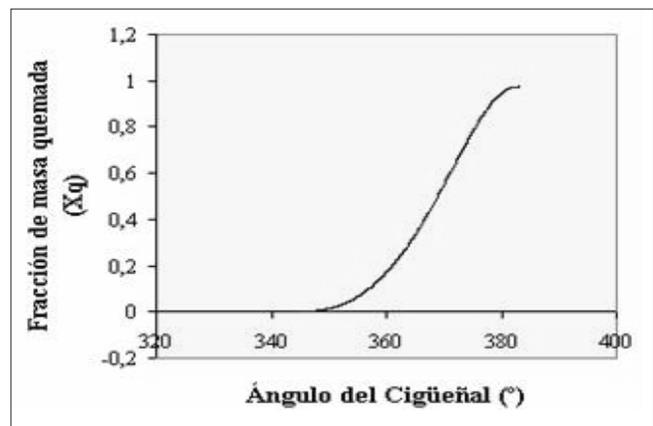


Figura 6. Fracción de masa quemada

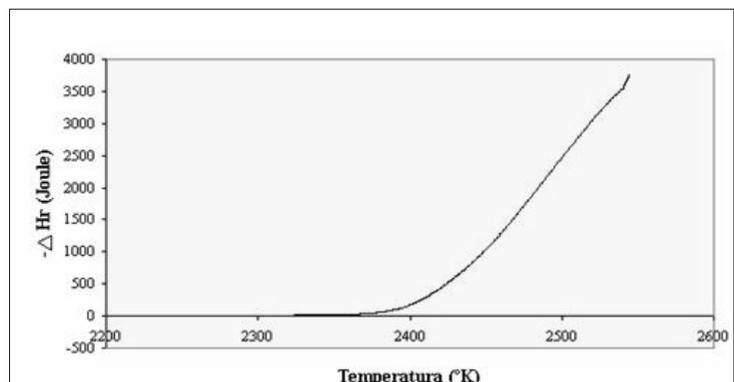


Figura 7. Calor de reacción en función de la temperatura de los productos

Agradecimiento

El presente estudio fue realizado gracias al apoyo parcial del Conicit, a través de cofinanciamiento del Laboratorio de Usos Múltiples de Ingeniería Mecánica, No. F-96000645.

Bibliografía

Araque, J., Modelo de Combustión para un Sistema CHON de 18 Especies., Memorias del Segundo Congreso

Nacional de Ingeniería Mecánica, Merida, Universidad de los Andes, 1997.

Burden R. y Faires J., Análisis Numérico., Editorial Iberoamericana S. A., México, 1985.

Günter P., Schwarz C., Stiesch G. and Otto F., Simulation of Combustion and Pollutant Formation for Engine-Development., Editorial Springer, España, 2002.

Horlock, J. and Winterbone D., The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines., Clarendon Press, Volumen II, Oxford, 1986.

Lezama, I., Desarrollo de un software para la predicción de las emisiones en un motor de encendido por chispa que utiliza GNV., Tesis presentada en la Universidad de Oriente, Puerto la Cruz, Venezuela, para optar al grado de Ingeniero Químico, 1999.

Montgomery, D., Diseño y Análisis de Experimentos., Grupo Editorial Iberoamericano, México, 1991.

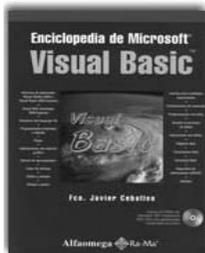
Moreno J., Espinoza H., y Baduy F., Modelo de Combustión de Dos Zonas para Motor Encendido por Chispa., Memorias del V Congreso Latinoamericano de Transferencia de Calor y Materia, Caracas, Universidad Simón Bolívar, 1994, pp. IVB-2.2.

Payri, F., y Tinaut F., Modelo de Cálculo de Emisiones Contaminantes para Motores de Combustión Interna Alternativos., Memorias del VIII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Anales de Ingeniería Mecánica, Barcelona, Vol. 2, 1997, pp. 193-199.

PDVSA., GNV: Gas Natural para Vehículos., Boletín Informativo a la Gerencia General de Mercadeo Nacional, Caracas, 1997.

Sierens, R., Combustion Model for Rotary Engines., Publicaciones del Congreso Modelado en Motores de Combustión Interna, Universidad Politécnica de Valencia, España, 1998.

novidades **Alfaomega Colombiana S.A.**



ENCICLOPEDIA DE MICROSOFT VISUAL BASIC

CEBALLOS, Francisco Javier
Coedición: Alfaomega-Rama

Resumen del contenido:

Programación básica - Introducción a Microsoft .Net 3 - Mi primera aplicación - Resumen del lenguaje - Programación orientada a objetos - Flujos - Interfaces gráficas - Aplicaciones con interfaz gráfica - Menús y barras de herramientas - Cajas de diálogo - Tablas y árboles - Dibujar y pintar - Interfaz para múltiples documentos - Construcción de controles - Programación con hilos Acceso a datos - Acceso a una base de datos - interAcción con Office - Aplicaciones para Internet - Páginas Web - Formularios Web - Servicios Web - Seguridad de aplicaciones ASP.Net - Móviles - Parte 5. Apéndices - A. Ayuda - B. Entornos de desarrollo - C. internacionalización - D. Códigos de caracteres - E. .Net para Linux.



DOMÓTICA E INMÓTICA Viviendas e edificios inteligentes

ROMERO, Cristóbal
Coedición: Alfaomega-RaMa

Incluye CD

Resumen del contenido:

Introducción a los edificios inteligentes - Componentes básicos – Servicios a gestionar – Estándares y sistemas comerciales – X-10 - EIB - Lonworks – Simon VIS : - autómatas programables – Software – Ejemplos de edificios – Información adicional – Futuro de la domótica.

Adquiera nuestros textos en el punto de venta **Alfaomega Carrera 15 No 64a - 29** o en las principales librerías del país.

Afíliase a nuestro **CLUB DEL CONOCIMIENTO** a través de nuestra página web, y reciba descuentos en nuestro punto de venta, contenidos actualizados vía Internet, información de novedades, prioridad en productos promocionales y entregas a domicilio sin costo adicional.

Visite nuestra página Web:
www.alfaomega.com.co