

Estudio de la combustión en un motor de gasolina

Combustion study on a gasoline engine

Araque*, Jesús: Martín, María y Fygueroa, Simón

GRUMOTE, Facultad de Ingeniería, ULA

Mérida 5101, Venezuela

*jaraque@ula.ve

Recibido: 18-07-2006

Revisado: 22-10-06

Resumen

El siguiente trabajo utiliza un modelo de combustión de dos zonas para estudiar particularidades del proceso de combustión en un motor de gasolina, se analiza el ciclo de potencia a partir de valores de presión medidos en el cilindro de un motor con relación de compresión 8.5, girando a 1800 rpm y consumiendo mezclas combustible aire relativas: 0.82, 0.84, 0.88, 0.92, 0.97 y 1.01. A pesar del control sobre los consumos de aire y combustible los datos de presión mostraron tendencias de dispersión cíclica, observándose en los diagramas de presión-volumen un efecto negativo mayor cuando el motor funcionó con mezclas pobres. Con archivos de presión correspondientes a 30 ciclos de trabajo se calcularon: perfiles de fracción de masa quemada, duración del proceso de combustión, velocidad de quemado, crecimiento del radio de la llama y algunos índices representativos del quemado en función de la riqueza de la mezcla. El programa de computación escrito para determinar los perfiles de masa y velocidad de quemado en función de la riqueza de la mezcla maneja las ecuaciones básicas de Primera Ley de la Termodinámica, continuidad y gases ideales; emplea rutinas para el cálculo de la composición y propiedades de la mezcla de trabajo; usa la ecuación de Annand como modelo para la transferencia de calor; y utiliza relaciones matemáticas entre los parámetros físicos riqueza, densidad, presión, temperatura y fracción de gases residuales. En los resultados se nota que cuando el motor consume mezclas pobres los procesos de combustión presentan una duración muy prolonga durante la carrera de expansión, lo que ocasiona ciclos de potencia que: tienen baja eficiencia, muestran mucha inestabilidad, tienen bajas velocidades de quemado y exhiben un aumento importante en la pérdida de potencia.

Palabras clave: motor de encendido por chispa, modelo de combustión de dos zonas, perfil de masa quemada, dispersión cíclica de presión, relación combustible-aire relativa, motor de gasolina.

Abstract

The present work uses a two zone combustion model to study some gasoline engine combustion peculiarities, cylinder pressure data at a compression ratio of 8.5, running at 1800 rpm, and using fuel air equivalence ratios of 0.82, 0.84, 0.88, 0.92, 0.97 and 1.01 were used to analyze the power cycle. Cyclic pressure dispersion was noticed although air and fuel flows control were taken, showing pV diagrams with poor working condition when engine operates lean. Mass burned fraction, combustion duration, burned speed, flame radius growth, and other mixture richness indices were calculated using series of 30 cycles of pressure data. A computer program based on First Law of Thermodynamics, continuity and ideal gas equations was used to determine the mass and burned speed profiles as a function of mixture richness, it manages routines to find the working fluid composition and properties, it uses the Annand heat transfer model, and utilizes other mathematical relations among richness, density, pressure, temperature and residual gas fraction physical parameters. The results show long combustion duration during expansion with engine lean operation, making that engine power cycles have poor efficiency, too much instability, low flame burned speed, and important power lost.

Key words: spark ignition engine, two zone combustion model, mass burned profile, cyclic pressure dispersion, fuel air equivalence ratio, gasoline engine

1 Nomenclatura

P_{adm} : presión de admisión.
 T_{adm} : temperatura de admisión.
 T_{amb} : temperatura ambiente.
 AE : ángulo de avance de encendido.
 m : masa después de las fugas.
 m_i : masa inicial.
 C : coeficiente de fugas.
 \dot{E} : variación de energía interna por unidad de tiempo.
 \dot{W} : potencia.
 \dot{Q} : flujo de calor transferido a las paredes.
 \dot{m}_s : flujo de masa de salida.
 h_s : entalpía de salida.
 u : energía interna.
 X : fracción de masa.
 R : constante de la mezcla de gases.
 a, b, c : coeficientes empíricos para el modelo de Annand.
 A_T : área de transferencia de calor.
 k : conductividad térmica.
 A, B : variables auxiliares.
 D_p : diámetro del pistón.
 Re : número de Reynolds.
 T_p : temperatura promedio de las paredes del cilindro.
 S_T : velocidad de combustión turbulenta.
 A_f : área del frente de llama.
 S_L : velocidad de combustión laminar.
 $S_{L,0}$: velocidad de combustión laminar inicial.
 p_0 : presión de referencia.
 T_0 : temperatura de referencia.
 X_R : fracción molar de gases diluyentes.

Símbolos griegos

ϕ : riqueza de la mezcla.
 ω : velocidad angular.
 φ : ángulo de giro del eje.
 φ_0 : ángulo inicial de compresión.
 ρ : densidad de la mezcla.
 α y β : constantes para la velocidad de combustión.

Subíndices

u : mezcla fresca.
 b : productos de combustión.
 s : salida

2 Introducción

En motores de encendido por chispa convencionales para una combustión eficiente se exige el empleo de combustibles que aseguren un arranque rápido y seguro del motor independiente de la temperatura exterior, se garantice un proceso de combustión sin carbonilla, se disminuya la formación de contaminantes, y produzca el mínimo deterioro de las piezas principales del motor (Jovaj, 1982). Las propie-

dades físico químicas del combustible empleado deben permitir que al combustible evaporarse se forme una mezcla combustible-aire muy homogénea en el volumen de la cámara de combustión (Lukanim, 1985). En motores de encendido por chispa, MECH, el proceso anterior depende de factores como: el tipo de combustible, el diseño apropiado del sistema de admisión, las condiciones de transferencia de calor, la presencia de gases residuales, las revoluciones del motor, las fugas en la cámara debidas a pérdidas de compresión y los efectos de agitación de la mezcla (Jovaj, 1982; Lukanim, 1985; Salvi, 1984).

Un parámetro que toma en consideración la acción conjunta de estos agentes es el coeficiente de llenado o rendimiento volumétrico del motor (Heywood, 1988). Trabajos experimentales indican que la variación de este rendimiento durante el trabajo del motor es debido a la influencia de factores estáticos del sistema de admisión y a los efectos dinámicos del movimiento del aire. Por otro lado la eficiencia de la combustión esta afectada por: el aprovechamiento adecuado de la energía contenida en el combustible, la existencia de fugas a través de los anillos, la falta de quemado de la mezcla que se aloja en espacios de la cámara donde la llama no penetra, la absorción de mezcla por depósitos formados en las paredes de la cámara, la presencia de gases residuales y el empleo de técnicas de recirculación de gases (Heywood, 1988).

El modelo de dos zonas empleado para el estudio de propagación de llama en MECH divide el espacio de la cámara de combustión en una zona de mezcla fresca y otra de productos quemados, separadas por un delgado frente de llama, mismo que ocupa un volumen despreciable, con la misma presión a ambos lados y una temperatura uniforme (Hoult, 1985). Con el incremento de la masa quemada la temperatura de los gases en la cámara de combustión aumenta y se observa la propagación del frente de llama. La velocidad de avance del frente depende de: las propiedades de transporte del fluido de trabajo, las características de difusión de la mezcla fresca y las características cinéticas de la reacción química (Salvi, 1984; Kuo, 1986).

El precalentamiento de la mezcla contribuye con el aumento de la velocidad de propagación de llama ampliando los límites de inflamabilidad, acelerando la velocidad de la reacción química. El objetivo de estudios experimentales y modelos de simulación en MECH (Kono y col., 1984; Kono y col., 1982; Roder y Brohmer, 1990) es obtener resultados para entender mejor cuales son los factores y como ellos afectan el proceso de liberación de energía.

Algunos de estos estudios predicen la razón de masa quemada utilizando modelos cuasi dimensionales, valores que luego son validados empleando datos experimentales de presión en el cilindro. En otros estudios se busca investigar la influencia que tienen los gases residuales sobre la velocidad de quemado y el espesor del frente de llama. La validez de modelos unidimensionales de propagación de llama (Kono y col., 1982), se verifica cuando la suposición de co-

ordenadas esféricas de propagación de la llama se correlaciona con los resultados experimentales obtenidos en cámaras esféricas. Estos modelos de combustión en MECH consideran la densidad de la mezcla fresca, un área de propagación de llama esférica y la velocidad de propagación de la llama tanto laminar como turbulenta.

Se sabe según estudios de la gran cantidad de factores que influyen en el desarrollo del proceso de combustión. Por lo tanto la dificultad para estudiar la propagación del frente de llama empleando métodos teóricos y técnicas experimentales consiste en buscar la manera mas óptima de simular mediante ecuaciones el efecto de los agentes físicos que actúan sobre el proceso de combustión, por ejemplo: las particularidades del sistema de encendido, la geometría del espacio de combustión, el fenómeno de transferencia de calor y la preparación de la mezcla combustible-aire.

Es conocido que el proceso de formación de la mezcla afecta directamente la propagación de la llama y tiene mucha influencia en el problema de variación cíclica de presión en MECH (Song y Sunwoo, 2001). Otros trabajos (Ball y col., 1999) muestran la utilidad de otras técnicas como el método de Rasweiler y Withrow para determinar perfiles de fracción de masa quemada a partir de diagramas de presión teóricos.

En el presente trabajo se hizo un estudio del proceso de combustión en un MECH utilizando como variables para el análisis los diagramas de fracción de masa quemada y el radio de la llama obtenidos a partir de datos experimentales de presión. Los valores de presión fueron medidos con diferente riqueza y un análisis de los mismos reveló la presencia de dispersión cíclica.

Un examen de los resultados basado en temperaturas de los productos y mezcla fresca, duración del proceso de combustión, características de los perfiles de masa quemada y rapidez de quemado y crecimiento del radio de la llama mostró la reciprocidad entre la velocidad del proceso de combustión y las riquezas de mezcla utilizadas.

Tabla 1. Condiciones de alimentación durante la lectura de datos de presión en el cilindro, 1800 rpm, AE 37 °

Padm, kPa	Tadm, °C	Tamb, °C	ϕ
88.8	34.6	24.1	0.82
90.5	31.7	21.8	0.84
89.7	34.1	23.6	0.88
89.9	33.4	23.3	0.92
90.5	33.0	23.0	0.97
89.4	34.0	23.2	1.01

3 Modelo matemático del ciclo de potencia

La Tabla 1 presenta los valores de referencia empleados durante la toma de presión en el cilindro del MECH.

En el presente estudio se utilizaron por cada riqueza de mezcla 30 archivos de presión medidos con intervalos de 0.5 ° de giro del eje del motor. En el modelo se tomó la pérdida de potencia en el motor debido al desgaste, la cual ocasiona fuga de masa a través de los anillos, ésta se expresa a través de la Ec. 1 (Ferguson, 1986).

$$dm/d\phi = -Cm/\omega; \quad m = m_i \exp[-C(\phi + \phi_0)/\omega] \quad (1)$$

La aplicación de la Primera Ley de la Termodinámica tomando volumen de control en el cilindro del motor para un sistema abierto (Heywood, 1988; Muñoz y Payri, 1986) permite obtener la Ec. 2.

$$\dot{E} = -\dot{W} + \dot{Q} + \sum m_s h_s \quad (2)$$

El término de potencia, pdV/dt , se determina a partir del cambio real de presión y de volumen por unidad de tiempo en función del ángulo de giro del cigüeñal. El modelo de dos zonas implica que la Ec. 2 se aplica tanto en la zona de mezcla fresca como en la de productos de combustión, como se indica en la Ecuación 3 (Heywood, 1988; Olikara y Borman, 1975).

$$\dot{E} = d(mu)/dt = m du/dt + u dm/dt \quad (3)$$

En la Ec. 3 como se mencionó se aplica considerando la energía interna en cada una de las zonas respectivamente y tomando en cuenta su dependencia en función de la temperatura y presión correspondiente como se indica en la Ecuación 4.

$$u_u = u_u(T_u, p); \quad u_b = u_b(T_b, p) \quad (4)$$

La energía interna total se calcula empleando la información sobre la fracción de masa quemada, X_b como se indica en la Ec. 5 (Olikara y Borman, 1975). Para la composición y propiedades del fluido de trabajo en función de la presión y temperatura durante el avance del ciclo de trabajo, se emplea un modelo de 10 especies químicas el cual evalúa las propiedades termodinámicas: u , h y constante R de la mezcla empleando las rutinas FARG y ECP (Heywood, 1988; Ferguson, 1986; Muñoz y Payri, 1986; Olikara y Borman, 1975).

$$u = X_b u_b + (1 - X_b) u_u \quad (5)$$

Para aplicar la Primera Ley de la Termodinámica se necesita calcular el calor que se transfiere a las paredes en cada zona, respectivamente Q_u y Q_b . Se empleó el modelo de Annand (Heywood, 1988; Horlock y Winterbone, 1982), (Ecuación 6), el cual utiliza los coeficientes empíricos a , b y c para tomar en cuenta la transferencia de calor por radia-

ción y convección turbulenta. Los valores sugeridos (Krieger y Borman, 1966; Benson y Whitehouse, 1962), para estos coeficientes son a: (0.35 – 0.8), b = 0.7 y c = 3.3x10⁻¹¹ kW/(m²K⁴). Las propiedades de transporte: viscosidad y conductividad térmica de la mezcla de trabajo se determinaron empleando la rutina TRANSP (Ferguson, 1986; Olikara y Borman, 1975).

$$\dot{Q}/A_T = a k/D_p R_c^b (T - T_p) + c(T^4 - T_p^4) \quad (6)$$

Suponiendo un comportamiento ideal para los gases en el cilindro del motor se plantea la ecuación de los gases en su forma diferencial, la cual permite simplificar varios términos y sustituirlos en la expresión de la Primera Ley de la Termodinámica (Ecuación 2).

$$\dot{V} = RT/p \dot{m} + mT/p \dot{R} + mR/p \dot{T} - mRT/p^2 \dot{p} \quad (7)$$

Al igualar las Ecuaciones 2 y 3, y emplear las ecuaciones de potencia, transferencia de calor y gases ideales, se obtiene las ecuaciones diferenciales 8, 10 y 11, las cuales permiten determinar en cada instante la temperatura de mezcla fresca, la fracción de masa quemada y el volumen ocupado por los productos de combustión respectivamente (Heywood, 1988; Foster, 1985; Willems y Sierens, 2003). El sistema de ecuaciones diferenciales es resuelto empleando la rutina DVERK (14).

$$\dot{T}_u = \frac{\dot{Q}_u/m_u + (R_u T_u/p - \partial u_u/\partial p) \dot{p}}{\partial u_u/\partial T_u + R_u} \quad (8)$$

$$A = (m_u \partial u_u/\partial p + m_b \partial u_b/\partial p + \partial u_b/(\partial T_b R_b)) V \quad (9)$$

$$B = (m_u \partial u_u/\partial T_u + m_u R_u \partial u_u/(\partial T_b R_b))$$

$$\dot{m}_b = \frac{\dot{Q}_b + \dot{Q}_u - (\partial u_b/(R_b \partial T_b) + 1) p \dot{V} - A \dot{p} - B \dot{T}_u - \dot{m}_s h_s}{(u_b - u_u) + (R_u T_u/R_b - T_b) \partial u_u/\partial T_b} \quad (10)$$

$$\dot{V}_b = \left(\dot{p}/p + \dot{m}_b/m_u - \dot{T}_u/T_u \right) V_u + \dot{V} \quad (11)$$

En MECH una vez que ocurre el salto de chispa y que se observa el crecimiento rápido de presión en las cercanías del pms, aparece un frente de llama que físicamente separa los productos de combustión de la mezcla fresca (Heywood, 1988; Kono y col., 1982). Este frente avanza a cierta velocidad dependiendo de factores como la proporción combustible aire, las particularidades de la turbulencia en la cámara de combustión y la transferencia de calor, comprimiendo la mezcla fresca y elevando su temperatura, creando dos zonas una de gases quemados a una temperatura T_b y la de mezcla fresca a T_u.

Trabajos de investigación (Kono y col., 1984; Kono y col., 1982; Roder y Brohmer, 1990; Song y Sunwoo, 2001) relacionados con la propagación y forma de crecimiento del frente de llama muestran al igual que algunos autores (Heywood, 1988), que el frente de llama se desarrolla en la cámara de combustión mostrando características esféricas con deformaciones ocasionadas por la turbulencia.

A partir del valor de la masa quemada durante la combustión, \dot{m}_b , (Ec. 10) y utilizando expresiones matemáticas para determinar la velocidad de combustión turbulenta en función del tipo de combustible, la riqueza de la mezcla y la fracción de diluyentes, se empleó un modelo (Heywood, 1988; Kono y col., 1984; Kono y col., 1982; Roder y Brohmer, 1990; Al-Baghdadi, 2004) que basado en el grupo de ecuaciones 12 a 15, permite estudiar el avance del frente de llama en la cámara de combustión del motor.

$$S_T = \dot{m}_b / (\rho_u A_f) \quad (12)$$

$$S_T = S_L (1 + 0.18 \text{rpm}) \frac{\rho_u/\rho_b}{(\rho_u/\rho_b - 1) X_b + 1} \quad (13)$$

$$S_L = S_{L,o} (T_u/T_o)^\alpha (p/p_o)^\beta (1 - 2.06 X_R^{0.77}) \quad (14)$$

Los valores de α , β y S_{L,o} son constantes (Heywood, 1988; Al-Baghdadi, 2004) que dependen del combustible l y son función de la riqueza de la mezcla y de la fracción de gases diluyentes según se expresa en la Ec. 15.

$$\alpha = 2.18 - 0.8(\phi - 1)$$

$$\beta = -0.16 + 0.22(\phi - 1) \quad (15)$$

$$S_{L,o} = B_m + B_\phi (\phi - \phi_m)^2$$

En la Tabla 2 se indican los valores para los parámetros: B_m, B_φ y φ_m utilizados para el cálculo de S_{L,o}.

Tabla 2. Parámetros B_m, B_φ y φ_m para el cálculo de S_{L,o}

	B _m , cm/s	B _φ , cm/s	φ _m
Gasolina	30.5	-54.9	1.21

4 Diagrama de flujo

Con las ecuaciones del modelo matemático se desarrolló un programa de computación que utilizara la información del diagrama pV para el MECH y permitiera hacer el estudio en la parte cerrada del ciclo. Se procedió a desarrollar las rutinas: Compresión, Combustión y Expansión y en dependencia de los cálculos requeridos en estas rutinas paralelamente se emplearon rutinas especializadas para el estudio de la formación de especies químicas y sus propiedades, (FARG, ECP, TRANSP), de la misma manera se

desarrolló la rutina Ley de Wiebe para el cálculo de la masa quemada. Los datos de entrada del programa son: tamaño del motor, tipo de combustible, riqueza de la mezcla, datos de presión y temperatura de pared. Los archivos de presión son seleccionados dependiendo de la riqueza de la mezcla. Para evaluar el ciclo de potencia se calculan en función del ángulo de giro los siguientes parámetros: variación del volumen del cilindro, transferencia de calor, pérdida de masa a través de anillos, propiedades termodinámicas del fluido de trabajo, fracción de masa quemada, velocidad de propagación de la llama y duración de la combustión. En la Fig. 1 se muestra el diagrama de flujo empleado en el programa DOS ZONAS, las rutinas entre líneas punteadas son llamadas progresivamente con el desarrollo del ciclo de potencia.

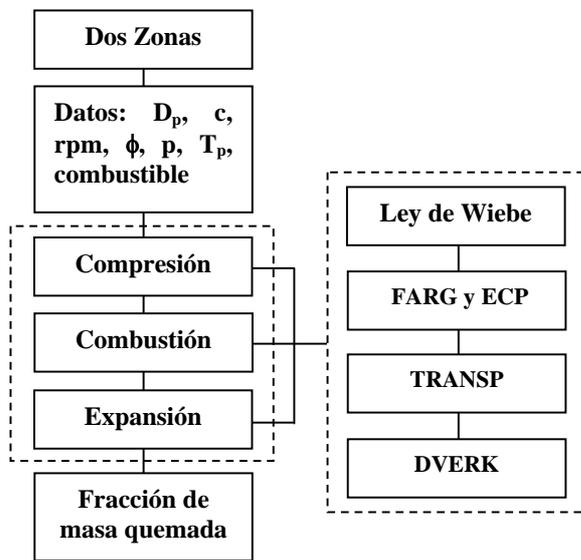


Fig. 1. Diagrama de flujo del programa DOS ZONAS

5 Resultados

En el presente trabajo se diseñó un programa que permitiera a partir de datos de presión leídos con diferentes relaciones combustible aire medidas en el cilindro de un MECH evaluar algunas características del proceso de combustión basando el análisis en: determinar la máxima liberación de energía en el cilindro de un MECH, observar el desarrollo simétrico de la fase principal de la combustión respecto al pms (Jovaj, 1982; Patterson, 1966), tomar en cuenta la variación cíclica de la presión de combustión (Heywood, 1988) y estudiar el efecto que tiene la variación de la riqueza de la mezcla sobre el incremento de presión.

La combustión en MECH es afectada especialmente por cambios en la riqueza de la mezcla, lo cual causa una variación cíclica de la presión (Heywood, 1988; Patterson, 1966), razón por la cual el presente trabajo se orientó en determinar la influencia que tienen datos de presión con características conocidas de dispersión en el desarrollo de los

perfiles de fracción de masa quemada y velocidad del proceso de combustión. Los valores de presión analizados en el programa fueron leídos con el motor trabajando con riquezas de mezcla: 0.82, 0.84, 0.88, 0.92, 0.97 y 1.01. Estos datos se organizaron para analizar ciclos individuales de presión y ciclos promedios de presión.

La Fig. 2 presenta la variación de presión durante la combustión para riquezas: 1.01 y 0.82, y la Fig. 3 muestra el efecto de esta dispersión cíclica sobre los perfiles de temperatura de mezcla fresca y productos. La dispersión de presión da origen a ciclos de presión con $p_{m\acute{a}x}$ muy bajas a pesar del valor de riqueza cercana a la estequiométrica, lo que provoca una disminución en el rendimiento del motor basado en que el trabajo producido es menor.

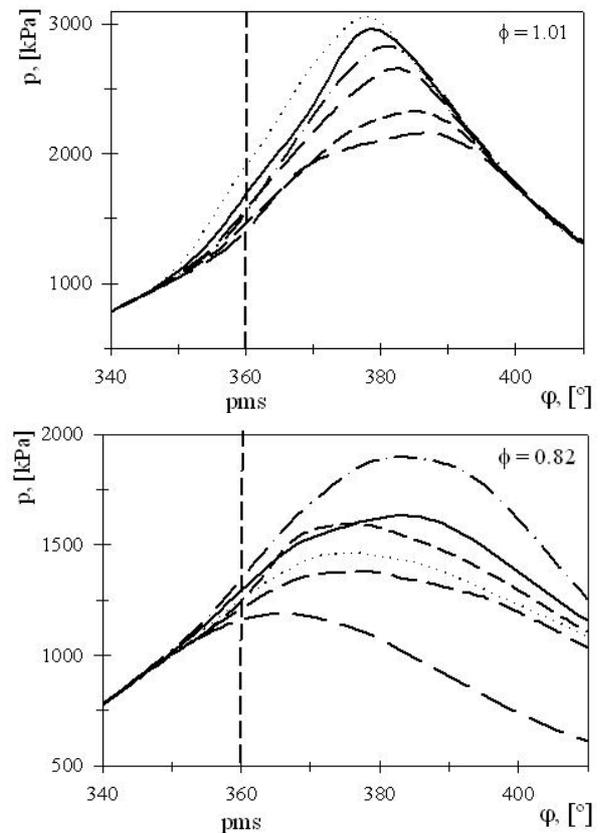


Fig. 2. Variación de presión en el cilindro de un MECH trabajando a 1800 rpm y con riquezas de mezcla $\phi = 1.01$ y 0.82 .

Esto sugiere un problema relacionado con falta de mezclado si la riqueza es la correcta o mala dosificación del combustible en el caso contrario. Por otro lado se observa aumento de la temperatura de los productos al final de la expansión lo que revela la presencia de quemado muy tardío de porciones de mezcla fresca que sale de las ranuras entre el pistón y el anillo superior para incorporarse a la cámara principal.

El funcionamiento del motor con mezcla pobre ($\phi = 0.82$) muestra menor área bajo la curva de presión indican-

do una disminución de potencia en función del valor de riqueza, adicionalmente se tendrá mayor deterioro de la misma debido a la variación cíclica de presión ya que existe mayor dificultad para el encendido y propagación de la llama con una mezcla combustible aire de menor calidad.

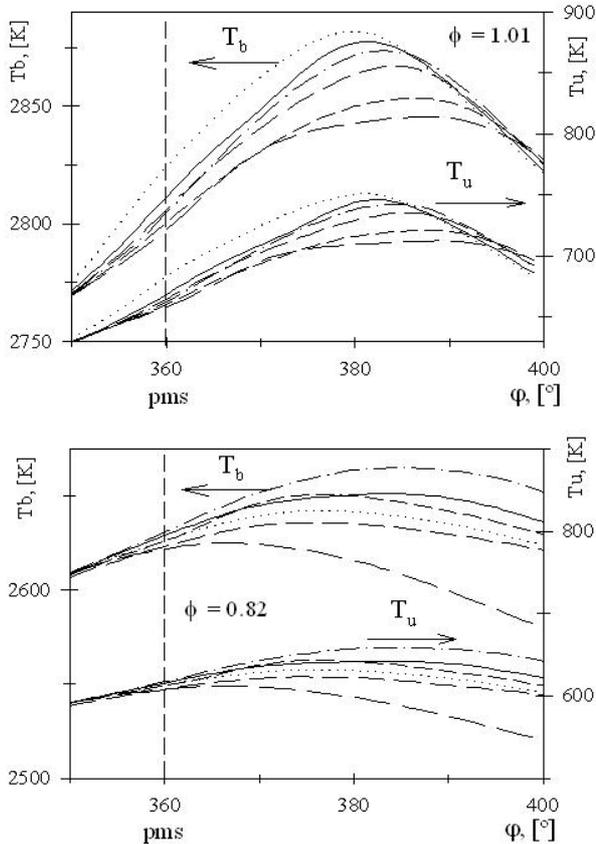


Fig. 3. Influencia de la variación cíclica de presión sobre T_p y T_u , MECH trabajando a 1800 rpm para $\phi = 1.01$ y 0.82 .

La Fig. 4 muestra el efecto de la dispersión cíclica de presión sobre la cantidad de mezcla que se quema alrededor del pms, indicando la pérdida de potencia esperada al evaluar el trabajo en el diagrama pV. Lo anterior evidencia que para los datos de presión examinados la riqueza $\phi = 1.01$ no garantiza cero fluctuación de la $p_{m\acute{a}x}$ sino que esta variación será menor como se observa en la Fig. 2 para el caso funcionamiento con $\phi = 0.82$.

De esta manera se puede inferir que a mayor variación de la presión cíclica habrá mayor posibilidad de liberación de energía durante la última parte de la carrera de expansión, ocasionando la expulsión de gases de escape con mayores temperaturas.

En la Fig. 3 con $\phi = 0.82$, las temperaturas máximas disminuyeron y se localizaron muy avanzadas durante la expansión con respecto al caso $\phi = 1.01$. Esto aumenta el deterioro del ambiente ya que aumenta la posibilidad de expulsar junto con los gases una mayor cantidad de hidrocar-

buros sin quemar.

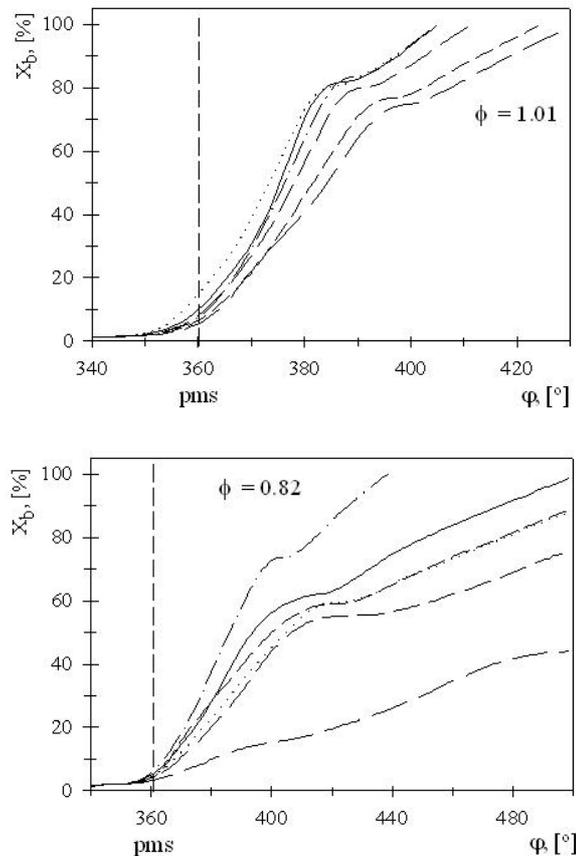


Fig. 4. Variación en los perfiles de masa quemada debido al efecto de dispersión de presión obtenidos a 1800 rpm para $\phi = 1.01$ y 0.82 .

En las Figs. 3 y 4 los ciclos con menor $p_{m\acute{a}x}$ corresponden a los que muestran menor porcentaje de masa quemada por grado de giro y una prolongada duración de la combustión durante la carrera de expansión, lo que es causa de $(T_b)_{m\acute{a}x}$ mas bajas ya que el efecto de aumento del volumen domina al de presión aún cuando continúa el quemando de mezcla fresca.

En la Fig. 4 se observa que para completar el 100 % de quemado trabajando el motor con $\phi = 0.82$ se requirió mayor duración en grados de giro del eje respecto al caso de trabajo con $\phi = 1.01$. Este caso particular de marcha con mezcla pobre sugiere la posibilidad de existencia de ciclos con apagado de llama.

La Fig. 5 muestra para dos riquezas $\phi = 1.01$ y 0.82 las características del perfil de masa quemada por unidad de tiempo, dm_b/dt , en función de los cambios de presión observados en cada ciclo trabajo. Se concluye que los ciclos de trabajo con las máximas $p_{m\acute{a}x}$ deben haber quemado la mayor cantidad de mezcla fresca alrededor del pms ($\phi = 1.01$), aprovechando al máximo la energía contenida en el combustible.

Se evidencia al igual que en los casos anteriores que en

las Figs. 4 y 5 el funcionamiento del motor con $\phi = 0.82$ es característico de procesos de quemado lentos, en los cuales se aprecia que los perfiles de masa quemada son mas redondeados y aplanados sugiriendo la idea de que los procesos de combustión son muy prolongados.

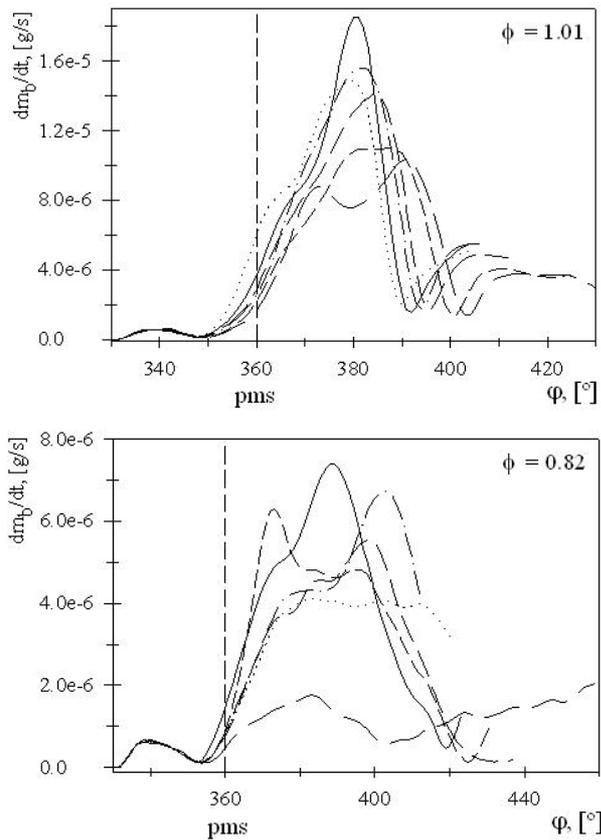


Fig. 5. Perfiles de masa quemada instantáneamente obtenidos con dispersión de presión cíclica a 1800 rpm para $\phi = 1.01$ y 0.82 .

La Fig. 6 muestra los resultados de la simulación para la velocidad de combustión turbulenta y el radio de la llama en la cámara de combustión del MECH empleando tres riquezas: 0.82, 0.92 y 1.01. Las máximas velocidades de turbulencia se obtuvieron con el empleo de mezclas ligeramente enriquecidas con tendencias similares a las obtenidas en trabajos anteriores (Al-Baghdadi, 2004), en todos los casos se observa una disminución continua en el comportamiento del perfil de velocidad a partir del pms. Respecto al radio de la llama se observa en todos los casos un aumento progresivo del mismo, con un crecimiento lento apms y un aumento repentino dpms en su pendiente, $dr/d\phi$, posiblemente debido al aumento de masa quemada, $dm_b/d\phi$. El modelo seguido para determinar el radio de la llama planteado en Heywood (1988) toma en consideración la cantidad de masa que se quema instantáneamente, así como las dimensiones geométricas del motor.

Un aumento de la velocidad con la que se desarrolla el

proceso de combustión en función del aumento de riqueza se observa en la Fig. 7, notándose para este estudio en particular una disminución en el tiempo de combustión de aproximadamente un 40% como se observe en la Tabla 3. Para todos los casos de riqueza estudiados, para calcular este tiempo se escogió como inicio de la combustión el ángulo de salto de chispa y como fin el ángulo para el cual la fracción de masa quemada alcanzó el 100%.

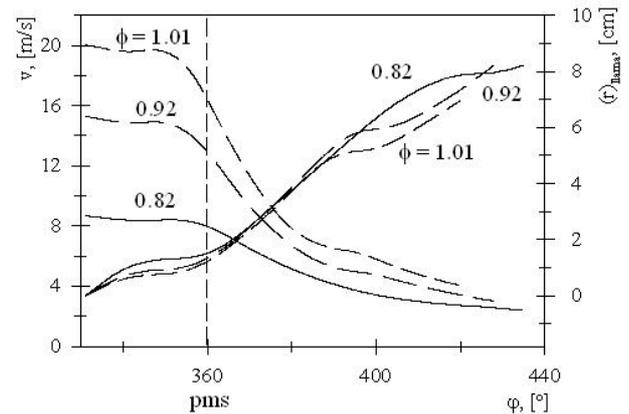


Fig. 6. Velocidad de combustión turbulenta y radio de avance de la llama trabajando con varias riquezas, 1800 rpm.

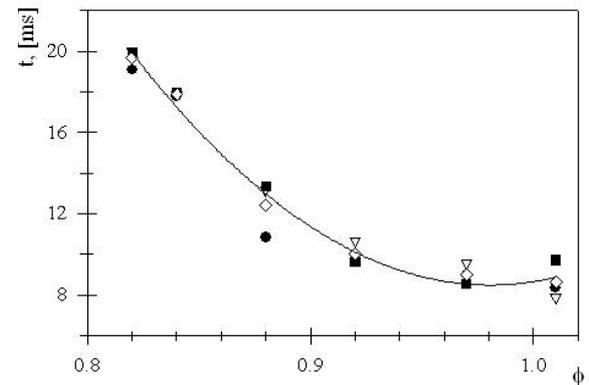


Fig. 7. Duración del proceso de combustión en un MECH en función de la variación de la riqueza de la mezcla y trabajando a 1800 rpm.

Tabla 3. Información sobre el proceso de combustión en un MECH, utilizando ciclos promedios de presión para cada riqueza, 1800 rpm.

ϕ	t_c , ms	$\Delta\phi$, °
0.82	19.7	212
0.84	17.9	193
0.88	12.4	134
0.92	10.0	108
0.97	9.0	97
1.01	8.6	93

En la Tabla 4 se presenta la información sobre p_{max} y duración de la combustión para 10 ciclos de presión corres-

pondientes a una riqueza, $\phi = 1.01$, se determinaron variaciones de tiempo para el desarrollo del proceso de combustión que van desde 6.94 ms para los ciclos rápidos hasta 9.54 ms para los ciclos mas lentos. En la Tabla 4 se observa que los ciclos más rápidos mostraron la menor duración, $\Delta\varphi$ ó t y alcanzaron mayor valor de $p_{m\acute{a}x}$. Basado en la de masa quemada instantánea, como se vio en la Fig. 5, los perfiles de velocidad de quemado corresponden a los menos aplanados cuya pendiente, $dp/d\varphi$, durante la fase principal de la combustión es mayor.

Tabla 4. Datos del proceso de combustión en un MECH, empleando una riqueza $\phi = 1.01$ y trabajando a 1800 rpm

Ciclos	$p_{m\acute{a}x}$, kPa	$\Delta\varphi$, °	t , ms
1	2964	76	7.04
2	2162	103	9.54
3	2655	82	7.59
4	2324	95	8.8
5	2348	89	8.24
6	2376	103	9.54
7	2948	76	7.04
8	2808	79	7.31
9	3056	75	6.94
10	2828	75	6.94

6 Conclusiones

Se determinaron algunas características del proceso de combustión en un MECH basadas en las tendencias de las fracciones total e instantánea de masa quemada derivadas utilizando datos de presión experimental, corroborándose que para las riquezas de mezcla estudiadas cuando el motor trabaja con mezclas pobre la velocidad del proceso de combustión disminuye, aumentando progresivamente cuando la riqueza de la mezcla alcanza su valor teórico.

Se manifiesta la importancia que tiene la medición precisa de la presión en el cilindro del MECH estudiado cuando con esta información se obtendrán los perfiles de fracción de masa quemada, por la cual se debe asegurar mediante mediciones y/o análisis de gases de escape que los flujos máxicos de aire y combustible sean los correctos.

A pesar del control en los consumos de aire y combustible se evidenció la fluctuación del proceso de combustión a través de la observación de los perfiles de masa quemada instantáneamente, fluctuación que aumentó mucho mas cuando el motor empleó mezclas pobres; lo que indica que el efecto negativo de la dispersión cíclica de presión y el funcionamiento del motor con mezclas pobres es causa de mayor deterioro en el aprovechamiento de energía en el cilindro del motor.

Con los datos de presión utilizados en el proceso de simulación se comprobó que la máxima liberación de energía ocurrió cuando el MECH funcionó con mezclas cuya riqueza es cercana a su valor teórico.

El programa desarrollado permitió evaluar y estudiar

el proceso de combustión en un MECH analizando parámetros como: fracción de masa quemada, velocidad instantánea de quemado, duración de la combustión y crecimiento del radio de la llama.

Con la información obtenida sobre perfiles de masa quemada característicos del proceso de combustión en un MECH y empleando el modelo de Rasweiler y Withrow, se pueden obtener diagramas pV teóricos y así hacer comparación con sus correspondientes diagramas pV reales.

Los resultados basados en mediciones de presión mostraron correlación entre las tendencias de predicción de perfiles de fracción de masa quemada y tiempo de combustión en función de la riqueza empleada. Tomando en cuenta que a partir de mediciones de presión se determinaron ciertos parámetros relacionados directamente con el proceso de combustión como la razón de masa quemada y la velocidad del proceso de combustión, se considera a esta herramienta útil desde los puntos de vista económico y didáctico para analizar los efectos que tienen al cambio de la riqueza de la mezcla y la variación cíclica de presión sobre el proceso de combustión.

7 Agradecimiento

Los autores agradecen al CDCHT de la Universidad de Los Andes el financiamiento que hizo posible la realización del presente trabajo. Proyecto I-825-05-02-A.

Referencias

- Al-Baghdadi M, 2004, Effect of compression ratio, equivalence ratio and engine speed on the performance and emission characteristics of a spark ignition engine using hydrogen as a fuel, Department of Mechanical Engineering, Renewable Energy Journal, Vol. 29.
- Ball J, Stone C y Collings N, 1999, cycle by cycle modeling of no formation and comparison with experimental data, Proceedings of the Institute of Mechanical Engineering, Vol. 213, Part. D.
- Benson R and Whitehouse N, 1962, Internal combustion engines, Pergamon Press, Vol. I.
- Ferguson C, 1986, Internal combustion engines, Applied Thermosciences, John Wiley & Sons, New York.
- Foster D, 1985, An overview of zero-dimensional thermodynamic models for ic engine data analysis, SAE paper 852070.
- Heywood J, 1988, Internal combustion engine fundamentals, McGraw-Hill, New York.
- Horlock J and Winterbone D, 1982, Heat transfer in the cylinder and porting.
- Hoult D y Nguyen H, 1985, A turbulent burning law derived from combustion experiments, Cambridge MA 02139.
- Jovaj M, 1982, Motores de automóvil, Editorial MIR, Moscú.
- Kono M, Tsukamoto T and Linuna K, 1982, Fundamental

- study on the modeling of flame propagation in constant volume vessels, Department of Aeronautics, Faculty of Engineering, University of Tokyo.
- Kono S, Motooka H and Nagao A, 1984, Prediction of combustion in spark ignition engine by simulation model, Mazda Motor Corp., Hiroshima.
- Krieger R y Borman G, 1966, The computation of apparent heat release for internal combustion engines, American Society of Mechanical Engineers, ASME.
- Kuo K, 1986, Principles of combustion, John Wiley and Sons, New York.
- Lukanin V, 1985, Motores de combustión interna, Editorial MIR, Moscú.
- Muñoz M y Payri F, 1986, Motores de combustión interna alternativos, Publicaciones de la Universidad Politécnica de Valencia, Segunda Edición, España.
- Olikara Ch and Borman G, 1975, A computer program for calculating properties of equilibrium combustion products with some applications to i.c. engines, Automotive Engineering Congress and Exposition, SAE paper 750468, Michigan.
- Patterson D, 1966, Cylinder pressure variations a fundamental problem, SAE paper 660129.
- Roder M y Brohme A, 1990, Simulation of combustion in si-engines under unconventional operating conditions by means of a quasidimensional model and experimental verification, Aachen Technical University.
- Salvi G, 1984, La combustión teoría y aplicaciones. Editorial Dossat, España.
- Song J and Sunwoo M, 2001, Flame kernel formation and propagation modelling in spark ignition engines, Proceedings of the Institute of Mechanical Engineering, Vol. 215, Part. D.
- Willems H and Sierens R, 2003, Modeling the initial growth of the plasma and flame kernel in si engines, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 125.