

# MODELO TERMODINÁMICO DE DIAGNÓSTICO PARA MOTORES DIESEL DUALES

LAPUERTA AMIGO, Magín<sup>(1)</sup>; HERNÁNDEZ ADROVER, Juan José<sup>(1)</sup>

BARBA SALVADOR, Javier<sup>(1)</sup>

Magin.Lapuerta@uclm.es

<sup>(1)</sup>Universidad de Castilla-La Mancha, E.T.S. Ingenieros Industriales.

Avda. Camilo Jose Cela s/n. 13071 Ciudad Real (España)

## RESUMEN

La sustitución parcial de combustibles diésel por combustibles renovables gaseosos en motores diésel, dando lugar a los denominados motores duales, está cobrando especial importancia en los últimos años, ya que permite reducir el uso de combustibles fósiles sin llevar a cabo cambios significativos ni en la mecánica del motor ni en los modos de funcionamiento empleados. Esta alternativa ofrece mejor rendimiento que los motores de gas y mayor flexibilidad a la hora de consumir gases combustibles. Para analizar el proceso de combustión es habitual recoger la señal de presión en cámara por medio de transductores piezoeléctricos. A partir de ésta, y resolviendo el primer principio de la termodinámica (modelo de diagnóstico), es posible realizar un análisis del proceso de combustión por medio de las curvas de calor liberado y de temperatura media en la cámara. En el caso de los motores duales, el hecho de introducir un combustible gaseoso junto con el aire en la admisión del motor modifica las propiedades del fluido comprimido, así como los productos de la combustión, afectando por tanto a variables fundamentales del diagnóstico de la combustión como el calor específico a presión constante ( $c_p$ ) y, consecuentemente, al exponente adiabático, lo cual afecta a la liberación de calor. Para el cálculo de  $c_p$  se ha empleado una correlación dependiente de la temperatura media en el cilindro (calculada a partir de la ecuación de gases ideales) y de constantes propias del fluido proporcionadas por CHEMKIN para dos rangos de temperatura diferentes (por encima y por debajo de 1000 K). El modelo se aplica durante el periodo de válvulas cerradas, depreciándose las pérdidas por *blow-by*. Cuando se recircula el gas de escape (*EGR*) se modifican los reactivos (y por tanto las propiedades termodinámicas) que intervienen en el proceso de combustión, por lo que es necesario conocer la masa de *EGR* recirculada y determinar su composición molar. El análisis de la combustión en base al calor liberado permite cuantificar parámetros como el tiempo de retraso, el porcentaje de combustión premezclada y difusiva o la duración de la combustión. Como ejemplo de aplicación, se ha comprobado que al aumentar el porcentaje de sustitución de diésel por gas procedente de la gasificación de biomasa aumenta la fase premezclada (debido a que el gas se quema simultáneamente con el diésel en dicha fase), así como una disminución de la duración de la combustión, debido a que la cantidad de diésel inyectada disminuye.

**Palabras clave:** motor dual, gas de gasificación, diagnóstico de la combustión.

## 1. Introducción

En la actualidad, el uso de motores diésel para la generación de energía eléctrica está muy extendido en comparación con el empleo de motores de encendido provocado (MEP), debido al mayor rendimiento de los primeros. Sin embargo, los motores diésel generan emisiones contaminantes perjudiciales tanto para la salud humana como para el medio ambiente. En concreto, presentan emisiones relativamente elevadas de óxidos de nitrógeno ( $\text{NO}_x$ ) y de material particulado (PM). Por esta razón, se requiere el empleo de combustibles (preferiblemente renovables) que reduzcan la emisión de dichos compuestos.

Una de las opciones más prometedoras para disminuir dicha emisión es el empleo de combustibles gaseosos como sustituto parcial del combustible diésel. De esta forma, se reduce la emisión específica de material particulado [1][2][3][4], sin conllevar un cambio significativo en la emisión de  $\text{NO}_x$  [2]. La disminución en la emisión de PM se debe principalmente a la menor tendencia a la formación de hollín de los combustibles gaseosos [5].

El combustible gaseoso más estudiado hasta la fecha para su empleo en MEC es el gas natural [6][7][8]. Otros combustibles gaseosos empleados en motores diésel son el hidrógeno [9][10][11][12], el gas de reformado [1] y LPG [13], aunque también el estudio de combustibles de carácter renovable como el biogás [14][15] o el gas de gasificación [16][17][18][19] se ha incrementado en los últimos años.

El combustible gaseoso se suele introducir en la admisión del motor junto con el aire, siendo necesaria una cierta cantidad de combustible líquido para iniciar el proceso de combustión. Esta cantidad mínima de combustible líquido varía entre el 10 y el 20% de la energía total [20]. A este tipo de funcionamiento de los motores diésel se les denomina motores diésel trabajando en modo dual o directamente motores duales. Sin embargo, cuando la cantidad de combustible líquido sustituido por un combustible gaseoso es más baja, se suele hablar de sustitución de combustible diésel por un combustible gaseoso.

Para poder analizar en detalle el proceso de combustión y de formación de contaminantes en motores diésel trabajando con un combustible gaseoso, es necesario realizar un diagnóstico de la combustión a partir de la presión en la cámara de combustión. Este estudio es muy habitual en motores diésel que trabajan en modo convencional mediante programas de diagnóstico como CALMEC [21]. Sin embargo, cuando se sustituye parte del combustible diésel por un combustible gaseoso, las propiedades termodinámicas del fluido en el interior del cilindro durante la compresión varían, lo cual afecta significativamente al proceso de combustión y, por tanto, a la liberación de calor. Por este motivo, el presente artículo desarrolla un modelo termodinámico con el fin de realizar el diagnóstico de la combustión en motores diésel que trabajen con sustituciones parciales de diésel por combustibles gaseosos.

El programa desarrollado es válido para cualquier modo de operación del motor (incluyendo la recirculación de gases, *EGR*), cualquier combustible líquido inyectado, así como para cualquier combustible gaseoso introducido por el sistema de admisión que esté compuesto por las especies  $\text{H}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{CH}_4$ ,  $\text{C}_2\text{H}_6$ ,  $\text{N}_2$  y  $\text{CO}_2$  (las cuales están presentes en la mayoría de combustibles gaseosos que se emplean en motores duales).

En bibliografía existen varios trabajos donde se lleva a cabo el diagnóstico de la combustión en motores duales [1][3][4][15]. En los realizados por Tira et al. [1][4] se emplea un programa propio realizado mediante el software LabView, aunque no se aportan detalles relativos al diagnóstico. Por otro lado, en el trabajo de Mustafi et al. [3] se emplea un programa desarrollado por la universidad de Oxford llamado CoBRA. En éste se usa la primera ley de la termodinámica y supone que los productos y reactivos se encuentra completamente mezclados. Sin embargo, este programa considera el exponente adiabático constante e igual a 1.35 y, por otro lado, no presenta la opción de realizar ensayos con *EGR*.

El programa de diagnóstico desarrollado en este trabajo ha sido probado para ensayos llevados a cabo en un banco de un motor monocilíndrico de 2 litros y empleando gas de gasificación como combustible gaseoso. Los parámetros que se han modificado son el porcentaje de combustible diésel sustituido por el combustible gaseoso (0, 10 y 20%) y la tasa de *EGR* (0 y 15%), manteniendo constante el par (90 Nm).

## 2. Método propuesto

El modelo termodinámico desarrollado está basado en la primera ley de la termodinámica, mostrada en la ecuación 1.

$$d\dot{Q}_r = \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dp}{dt} \quad (\text{Ecuación 1})$$

Este modelo es aplicable cuando las válvulas de apertura y cierre están cerradas y se desprecia el efecto del *blow-by*. De manera resumida, se muestra en la Figura 1 el funcionamiento general del modelo termodinámico del diagnóstico de la combustión.

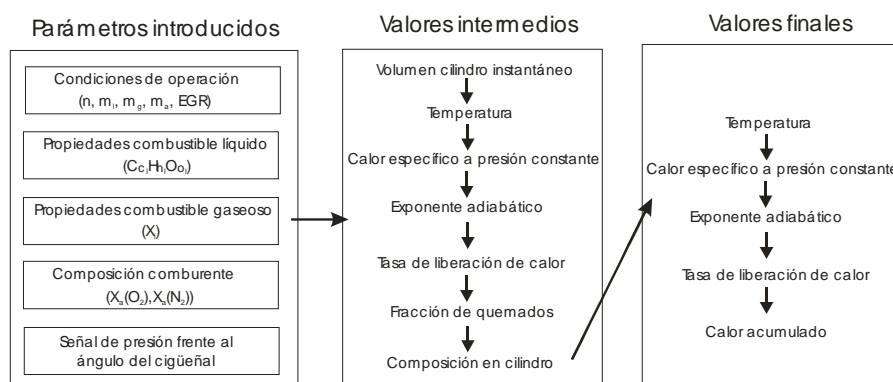


Figura 1. Diagrama de bloques del modelo termodinámico del diagnóstico de la combustión.

El programa desarrollado solicita de inicio una serie de variables relativas a las condiciones de operación (régimen de giro, caudales máscicos de combustible (gaseoso, líquido y comburente) y tasa de *EGR*), a los combustibles empleados (fórmula molecular media en el caso del combustible líquido y composición molar en el caso del combustible gaseoso), así como a la composición del comburente (fracción molar de  $O_2$  y  $N_2$ ). Además de lo comentado anteriormente, también es necesario introducir en la entrada del modelo termodinámico la señal de presión frente al ángulo del cigüeñal. Ésta es obtenida empleando un sensor piezoeléctrico. Una vez obtenida la señal es necesario filtrarla antes de ser utilizada.

El modelo termodinámico calcula en primer lugar el volumen instantáneo del cilindro en función del ángulo del cigüeñal (ecuación 2), parámetro necesario para el cálculo de la liberación de calor, considerando  $t = 0$  s en el punto muerto inferior (PMI). En dicha ecuación,  $V_{cc}$  es el volumen de la cámara de combustión,  $RBM$  es la relación biela-manivela y  $r_c$  es la relación de compresión.

$$V(t) = V_{cc} \left[ 1 + \frac{r_c-1}{2} (RBM + 1 - \cos(\theta) - \sqrt{RBM^2 - \sin^2(\theta)}) \right] \quad (\text{Ecuación 2})$$

Otro de los parámetros importantes es el exponente adiabático ( $\gamma$ ), el cual depende del calor específico a presión constante ( $c_p$ ), y ésta a su vez de la temperatura alcanzada dentro del cilindro. La evolución de la temperatura media a lo largo del ciclo puede calcularse aplicando la ecuación de los gases ideales [22]. Para el cálculo de la temperatura, en la etapa de compresión se emplea el gasto máscico de aire más el combustible gaseoso, mientras que, desde la inyección del combustible líquido y hasta el final de la etapa de expansión, se añade también el gasto máscico de combustible líquido.

Una vez conocido el valor de la temperatura en cada punto del ciclo termodinámico es necesario calcular la evolución del calor específico a presión constante a lo largo del ciclo. La determinación de este parámetro puede realizarse siguiendo algunos de los métodos basados en correlaciones

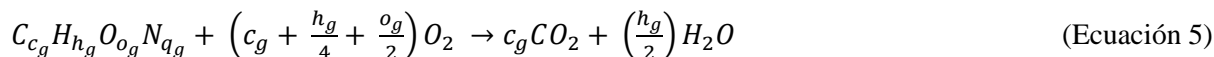
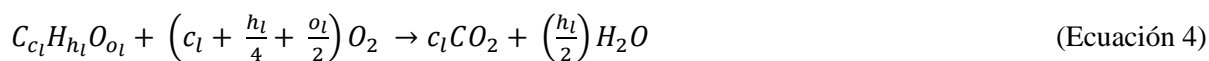
dependientes de la temperatura. De forma general, el valor del calor específico para una mezcla de componentes depende de una serie de constantes propias de cada componente, las cuales varían en función de la temperatura. El valor para cada una de estas constantes se ha obtenido de la base de datos CHEMKIN [23], en la cual las constantes de ajuste varían al sobrepasar los 1000 K. A partir del dato del calor específico a presión constante es posible calcular el exponente adiabático y, consecuentemente, la tasa de liberación de calor.

Sin embargo, para calcular los valores definitivos derivados del diagnóstico de la combustión es necesario conocer la composición molar dentro del cilindro antes, durante y después de la combustión, ya que dicha composición afecta a  $c_p$ . Para ello, conociendo los moles iniciales de cada especie y considerando un proceso de combustión homogéneo, se determina el número de moles en cada instante. En el caso del  $H_2$ ,  $CO$ ,  $CH_4$  y  $C_2H_6$  (genéricamente  $i$ ) el número de moles se calcula según la ecuación 3, donde  $FQL$  es la fracción de calor liberado, calculada como la relación entre el calor liberado hasta un instante concreto del proceso de combustión y la energía total introducida a través de los dos combustibles.

Tanto en la ecuación 3 como en el resto del modelo de diagnóstico desarrollado se asumen dos hipótesis. Primero, se considera que la combustión en toda la cámara es homogénea, por lo que la composición molar en cualquier punto del cilindro es la misma. Segundo, se asume que la tasa de liberación de calor se debe al combustible líquido y al combustible gaseoso en la misma proporción, cuando en realidad el porcentaje de combustible gaseoso quemado instantáneamente difiere del correspondiente al gasóleo (parte del gas escapa del cilindro sin reaccionar [24]).

$$n(i) = n_g(i) - FQL \cdot n_g(i) \quad \text{(Ecuación 3)}$$

Para calcular el número de moles de  $O_2$ ,  $H_2O$  o  $CO_2$  debe tenerse en cuenta la reacción estequiométrica de los combustibles líquido y gaseoso mostrada de manera genérica en la ecuación 4 y 5 respectivamente, siendo  $c$ ,  $h$ ,  $o$  y  $q$  los subíndices de la fórmula molecular media  $C_cH_hO_oN_q$ .



Donde  $c_g$ ,  $h_g$ ,  $o_g$  y  $q_g$  se calculan a partir de las fracciones molares del combustible gaseoso, tal y como se muestra en la ecuación 6.

$$c_g = \sum X_i \cdot c_i; \quad h_g = \sum X_i \cdot h_i; \quad o_g = \sum X_i \cdot o_i; \quad q_g = \sum X_i \cdot q_i \quad \text{(Ecuación 6)}$$

A partir del ajuste estequiométrico, el número de moles de  $O_2$ ,  $H_2O$  o  $CO_2$  se calcula mediante las ecuaciones 7, 8 y 9.

$$n(O_2) = n_a(O_2) - FQL \cdot \left(\frac{m_g}{PM_g} + \frac{m_l}{PM_l}\right) \cdot \left[ (c_g X_g + c_l X_l) + \left(\frac{h_g X_g + h_l X_l}{4}\right) - \left(\frac{o_g X_g + o_l X_l}{2}\right) \right] \quad \text{(Ecuación 7)}$$

$$n(CO_2) = n_g(CO_2) + FQL \cdot \left(\frac{m_g}{PM_g} + \frac{m_l}{PM_l}\right) \cdot (c_g X_g + c_l X_l) \quad \text{(Ecuación 8)}$$

$$n(H_2O) = FQL \cdot \left(\frac{m_g}{PM_g} + \frac{m_l}{PM_l}\right) \cdot \left(\frac{h_g X_g + h_l X_l}{2}\right) \quad \text{(Ecuación 9)}$$

Cuando se emplea *EGR* se modifican los reactivos que intervienen en el proceso de combustión y, por tanto, las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo en el interior del cilindro. Para considerar el efecto del mismo es necesario determinar la masa de *EGR* recirculada, así como su composición molar. En primer lugar, y considerando siempre un dosado relativo ( $F_r$ ) menor a la unidad, se calculan las fracciones molares de los diferentes componentes que conforman el *EGR* con las ecuaciones 10, 11, 12, 13 y 14 (donde  $i$  hace referencia genéricamente a  $CH_4$ ,  $H_2$ ,  $CO$  y  $C_2H_6$ ).

$$X_{EGR}(N_2) = K_1 \left[ F_r \frac{\frac{1}{2} q_g}{\left[ (c_g X_g + c_l X_l) + \left(\frac{h_g X_g + h_l X_l}{4}\right) - \left(\frac{o_g X_g + o_l X_l}{2}\right) \right]} + \frac{X_a(O_2)}{1 - EGR(1 - F_r)} + X_a(N_2) \right] \quad \text{(Ecuación 10)}$$

$$X_{EGR}(O_2) = K_1 \cdot X_a(O_2) \frac{(1-EGR)(1-F_r)}{1-EGR(1-F_r)} \quad (\text{Ecuación 11})$$

$$X_{EGR}(CO_2) = K_1 \left[ F_r \frac{(c_g X_g + c_l X_l)}{\left[ (c_g X_g + c_l X_l) + \left( \frac{h_g X_g + h_l X_l}{4} \right) - \left( \frac{o_g X_g + o_l X_l}{2} \right) \right]} \cdot \frac{X_a(O_2)}{1-EGR(1-F_r)} \right] \quad (\text{Ecuación 12})$$

$$X_{EGR}(H_2O) = K_1 \left[ F_r \frac{\left( \frac{h_g X_g + h_l X_l}{2} \right)}{\left[ (c_g X_g + c_l X_l) + \left( \frac{h_g X_g + h_l X_l}{4} \right) - \left( \frac{o_g X_g + o_l X_l}{2} \right) \right]} \cdot \frac{X_a(O_2)}{1-EGR(1-F_r)} \right] \quad (\text{Ecuación 13})$$

$$X_{EGR}(i) = K_1 \cdot X(i) \quad (\text{Ecuación 14})$$

En las ecuaciones anteriores, el parámetro  $EGR$  es la tasa de  $EGR$  en tanto por uno. Por otro lado, el parámetro  $K_1$ , definido en la ecuación 15, se emplea con el fin de simplificar las ecuaciones del cálculo de las fracciones molares. Además, para simplificar el parámetro  $K_1$  se emplea el parámetro  $Q$ , el cual queda definido en la ecuación 16.

$$K_1 = \frac{1}{1 + \frac{F_r \cdot Q \cdot X_a(O_2)}{1-EGR(1-F_r)}} \quad (\text{Ecuación 15})$$

$$Q = \frac{\left( \frac{h_g X_g + h_l X_l}{4} \right) + \left( \frac{o_g X_g + o_l X_l}{2} \right) + \left( \frac{q_g}{2} \right)}{\left[ (c_g X_g + c_l X_l) + \left( \frac{h_g X_g + h_l X_l}{4} \right) - \left( \frac{o_g X_g + o_l X_l}{2} \right) \right]} \quad (\text{Ecuación 16})$$

Una vez conocidas las fracciones molares de los productos, el peso molecular de la mezcla puede calcularse ponderando con cada uno de las especies. Conocido el peso molecular, los moles presentes en el  $EGR$  se calcula como la relación entre el gasto másico de  $EGR$  (definido en la ecuación 17) y el peso molecular del mismo.

$$m_{EGR} = \frac{m_a \cdot EGR}{1-EGR} \quad (\text{Ecuación 17})$$

El número de moles de cada especie presente en el gas de escape se calcula ponderando los moles totales por la fracción molar de cada una de las especies. Para obtener los resultados definitivos, es necesario realizar un proceso iterativo hasta que el dosado relativo que se supone inicialmente para realizar los cálculos de las fracciones molares en el  $EGR$  y el dosado relativo calculado según la ecuación 18 coincidan. Hay que destacar que el dosado relativo se calcula respecto al reactante (suma de aire y  $EGR$ ) y no respecto al oxidante (únicamente aire).

$$F_r = \frac{\frac{m_g}{m_a + m_{EGR}}}{X_{O_2t} \frac{1}{\left( \frac{Y_g}{PM_g} \right) + \left( \frac{Y_l}{PM_l} \right)} \frac{1}{\left[ (c_g X_g + c_l X_l) + \left( \frac{h_g X_g + h_l X_l}{4} \right) - \left( \frac{o_g X_g + o_l X_l}{2} \right) \right] \cdot PM_a}} \quad (\text{Ecuación 18})$$

$X_{O_2t}$  (fracción molar de oxígeno en los reactivos) se define según la ecuación 19:

$$X_{O_2t} = \frac{n_a \cdot X_a(O_2) + n_{EGR} \cdot X_{EGR}(O_2)}{n_a + n_{EGR}} \quad (\text{Ecuación 19})$$

Finalmente, el número de moles de las diferentes especies presentes en el  $EGR$  se suman a los ya calculados en las ecuaciones 7, 8 y 9. De esta forma, se vuelve a calcular la tasa de calor liberado y las propiedades termodinámicas del fluido.

### 3. Resultados

En este apartado se muestran, a modo de ejemplo, algunos de los principales resultados del diagnóstico de la combustión obtenidos mediante el modelo termodinámico propuesto. Los principales parámetros obtenidos en este estudio son la derivada del calor liberado ( $DQL$ ) y el calor liberado ( $QL$ ), los cuales ofrecen información sobre la velocidad del proceso de combustión, así como sobre el inicio y el final del mismo y sobre la importancia de cada fase (premezclada y difusiva).

El tiempo de retraso ( $t_r$ ), definido como el tiempo que transcurre desde el inicio de la inyección (*Start of injection, SOI*) hasta el inicio de la combustión (*Start of Combustion, SOC*), se ha calculado asumiendo que este último es el punto donde cruza la *DQL* con el eje de abscisas. A partir de este momento comienza la combustión premezclada (*CP*), la cual termina en el ángulo del primer valle después del pico máximo de liberación de calor, correspondiendo el resto a la fase de combustión difusiva (*CD*). La definición de estos parámetros se muestra en la Figura 2 (izquierda). Por otro lado, la duración de la combustión ( $t_{comb}$ ) se calcula a partir del calor liberado, en concreto, como el periodo de tiempo desde el comienzo de la combustión hasta que se alcanza el 90% del calor liberado total.

En la Figura 2 (derecha) se muestra la *DQL* del grupo de ensayos en los que se sustituyó gas de gasificación por diésel para un par efectivo de 90 Nm y sin *EGR*. Se observa que a medida que se introduce más combustible gaseoso en la cámara de combustión, aumenta el porcentaje de combustión premezclada como consecuencia de que una parte importante del combustible gaseoso se quema en la fase de premezcla del combustible diésel, tal y como han observado otros autores [1].

Otro aspecto importante que se destaca de la Figura 2 (derecha) es que el tiempo de retraso no se ve afectado cuando se introduce un combustible gaseoso en la cámara de combustión, a pesar de motivos que podrían retrasar el comienzo de la combustión como una menor concentración de  $O_2$  [3], reacciones previas al proceso de combustión (con la consecuente formación de compuestos menos reactivos que el  $O_2$  [25]) o una mayor capacidad calorífica de la mezcla aire-combustible gaseoso [15]. Este hecho podría deberse a las bajas proporciones de combustible gaseoso respecto al aire total empleado.

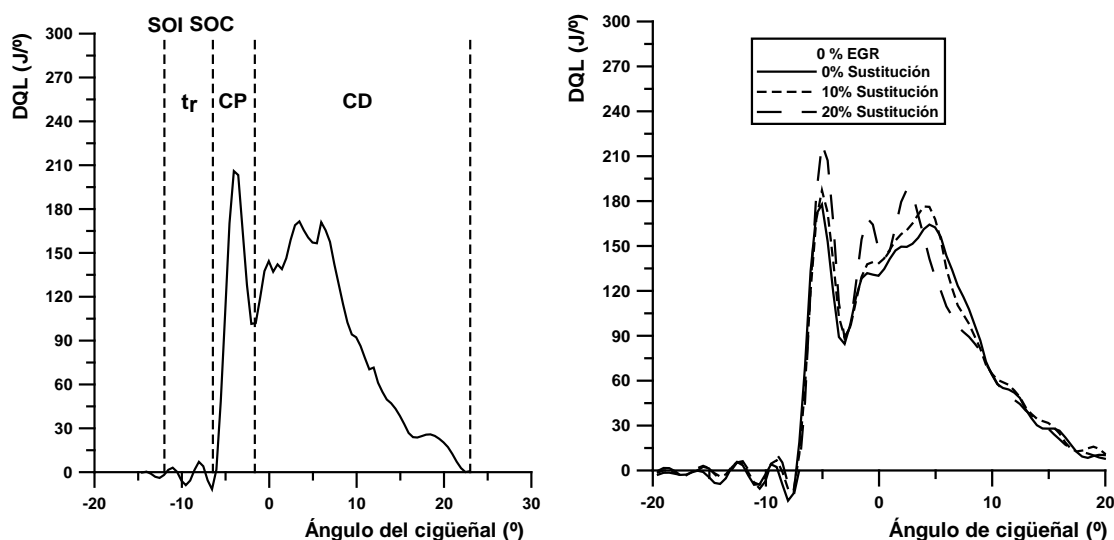


Figura 2. Parámetros característicos de una *DQL* (izquierda) y *DQL* frente al ángulo del cigüeñal para diferentes grados de sustitución ( $EGR = 0\%$ ).

Además, otro parámetro a destacar es la menor duración de la combustión, lo cual se debe a que al sustituir diésel por un combustible gaseoso, el tiempo de energizado del inyector se reduce y, por tanto, también la duración de la combustión del diésel [1]. Este hecho también demuestra que la mayor parte del combustible gaseoso se quema simultáneamente con el combustible diésel cuando el primero está cercano al chorro [26]. La disminución lineal de la duración de la combustión con el grado de sustitución y casi independiente del combustible gaseoso empleado corrobora la afirmación anterior.

Otros parámetros importantes a considerar, relacionados con la liberación de calor, son el calor específico a presión constante, ( $c_p$ ) y exposición adiabático ( $\gamma$ ), mostradas ambas en la Figura 3 (izquierda). Con este resultado, se corrobora la importancia de realizar el modelo de diagnóstico, ya que ambos parámetros varían en función del grado de sustitución y, por tanto, también lo hace la liberación de calor. Esta variación de las propiedades termodinámicas del fluido al sustituir aire en la admisión por un combustible gaseoso no la tienen en cuenta programas habituales en el diagnóstico de la combustión como CALMEC, por lo que errores considerables, especialmente cuando los

porcentajes de sustitución son elevados, se producen con dichas herramientas de diagnóstico. En concreto, con el gas de gasificación se observa un aumento de la  $c_p$ , tanto en la compresión como en el proceso de combustión en comparación con el modo convencional, mientras que con el exponente adiabático ocurre la tendencia inversa.

Por otro lado, otro parámetro importante a destacar, el cual puede ser indicativo de la formación de emisiones contaminantes, es la temperatura media en la cámara de combustión. Se observa en la Figura 3 (derecha) que la temperatura media máxima dentro de la cámara de combustión es mayor a medida que se sustituye diésel por gas de gasificación debido a la mayor importancia de la fase premezclada respecto a la combustión convencional, a pesar del aumento de la  $c_p$ .

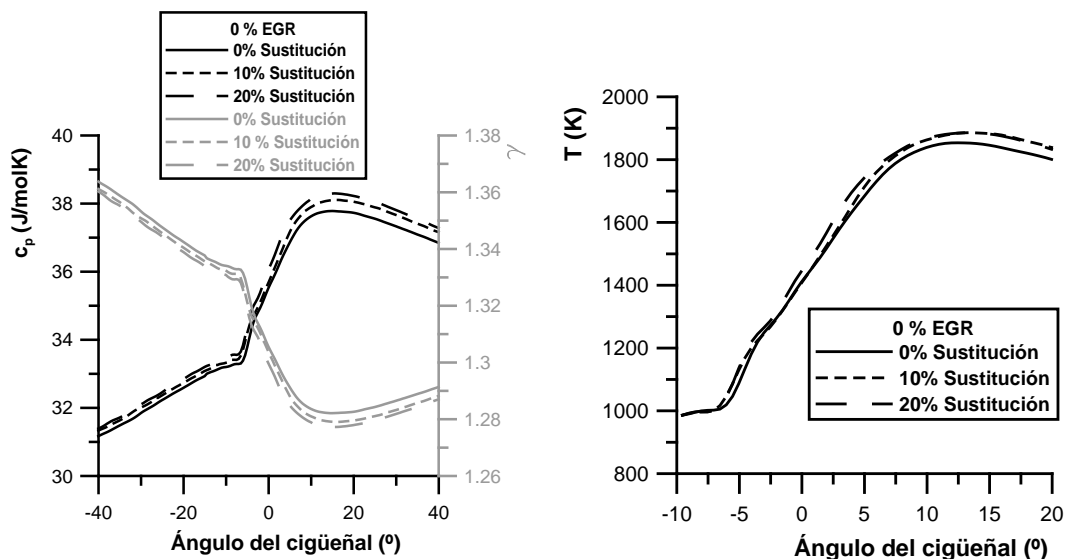


Figura 3. Capacidad calorífica a presión constantes (izquierda) y temperatura media (derecha) frente al ángulo del cigüeñal para diferentes grados de sustitución ( $EGR=0\%$ ).

Como se ha comentado en la introducción, también se han hecho ensayos para una tasa de EGR del 15% y variando igualmente el porcentaje de sustitución de diésel por combustible gaseoso (0, 10 y 20%). Los resultados (Figura 4) muestran tendencias similares a las ya comentadas. Como principal diferencia cabe destacar un ligero retraso en el inicio de la combustión, así como un aumento de la temperatura media en el interior del cilindro (debido a la mayor temperatura de admisión).

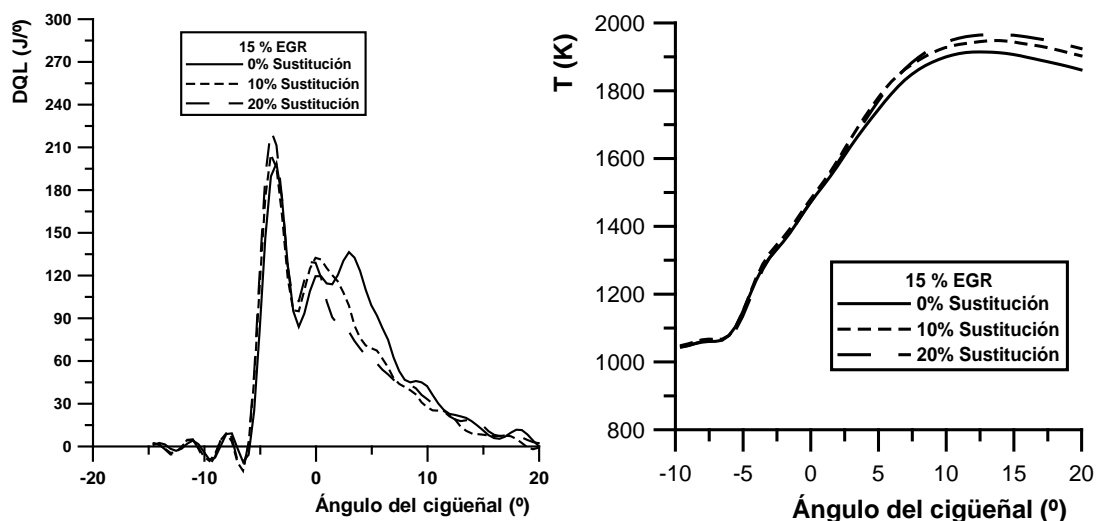


Figura 4. DQL (izquierda) y temperatura media (derecha) frente al ángulo del cigüeñal para diferentes grados de sustitución ( $EGR = 15\%$ ).

#### 4. Conclusiones

En el presente trabajo se ha desarrollado un modelo termodinámico, basado en la primera ley de la termodinámica, que permite llevar a cabo el diagnóstico de la combustión en motores diésel en los cuales se sustituye parte del combustible diésel por un combustible gaseoso. El modelo desarrollado ha sido probado para unos ensayos concretos en un motor monocilíndrico de 2 litros en los que se ha sustituido diferentes porcentajes de diésel (hasta 20% en energía) por gas de gasificación, manteniendo el par motor constante. Los resultados obtenidos mediante el modelo termodinámico muestran coherencia entre sí, así como con resultados obtenidos por otros autores. En concreto, del diagnóstico de la combustión se derivan tres conclusiones principales al sustituir parte del combustible diésel por gas de gasificación: el tiempo de retraso no se ve afectado, el porcentaje de combustión premezclada aumenta y la duración de la combustión disminuye.

#### 5. Referencias

- [1] Tira, H.S., Herreros, J.M., Tsolakis, A., Wyszynski, M.L. *Influence of the addition of LPG-reformate and H<sub>2</sub> on an engine dually fuelled with LPG-diesel, RME and -GTL Fuels*. Fuel, 2014, 118, 73-82.
- [2] Papagiannakis, R.G., Rakopoulos, C.D., Hountalas, D.T., Rakopoulos, D.C. *Emission characteristics of high speed, dual fuel, compression ignition engine operating in a wide range of natural gas/diesel fuel proportions*. Fuel, 2010, 89, 1397-1406.
- [3] Mustafi, N., Raine, R., Verhelst, S. *Combustion and emissions characteristics of a dual fuel operated on alternative gaseous fuels*. Fuel, 2013, 109, 669-678.
- [4] Tira, H.S., Herreros, J.M., Tsolakis, A., Wyszynski, M.L. *Characteristics of LPG-diesel dual fuelled engine operated with rapeseed methyl ester and gas-to-liquid diesel fuels*. Energy, 2012, 47, 620-629.
- [5] Tree, D.R., Svensson, K.I. *Soot processes in compression ignition engines*. Progress in Energy and Combustion, 2007, 33, 272-309.
- [6] Liu, J., Yang, F., Wang, H., Ouyang, M., Shougang, H. *Effects of pilot fuel quantity on the emissions characteristics of a CNG/ diesel dual fuel engine with optimized pilot injection timing*. Applied energy, 2013, 110, 201-206.
- [7] Lounici, M.S., Loubar, K., Tarabet, L., Balistrrou, M., Niculescu, D-C., Tazerout, M. *Towards improvement of natural gas-diesel dual fuel mode: An experimental investigation on performance and exhaust emissions*. Energy, 2014, 64, 200-211.
- [8] Papagiannakis, R.G., Hountalas, D.T. *Experimental investigation concerning the effect of natural gas percentage on performance and emissions of a DI dual fuel diesel engine*. Applied Thermal Engineering, 2003, 23, 353-365.
- [9] Tsolakis, A., Hernandez, J.J., Megaritis, A., Crampton, M. *Dual fuel diesel engine operation using H<sub>2</sub>. Effect on particulate emissions*. Energy and Fuels, 2005, 19, 418-425.
- [10] Miyamoto, T., Hasegawa, H., Mikami, M., Kojima, N., Kabashima, H., Urata, Y. *Effect of hydrogen addition to intake gas on combustion and exhaust emission characteristics of a diesel engine*. International Journal of Hydrogen Energy, 2011, 36, 13138-13149.
- [11] White, C.M., Steeper, R.R., Lutz, A.E. *The hydrogen-fueled internal combustion engine: a technical review*. International Journal of Hydrogen Energy, 2006, 31, 1292-1305.
- [12] Roy, M.M., Tomita, E., Kawahara, N., Harada, Y. *Comparison of performance and emissions of a supercharged dual-fuel engine fuelled by hydrogen and hydrogen-containing gaseous fuels*. International Journal of Hydrogen Energy, 2011, 36, 7339-7352.
- [13] Elnajjar, E., Selim, M.Y.E., Hamdan, M.O. *Experimental study of dual engine performance using variable LPG composition and engine parameters*. Energy Conversion and Management, 2013, 76, 32-42.
- [14] Bedoya, I.D., Arrieta, A.A., Cadavid, F.J. *Effects of mixing system and pilot fuel quality on diesel-biogas dual fuel engine performance*. Bioresource Technology, 2009, 100, 6624-6629.
- [15] Yoon, S.H., Sik, C. *Experimental investigation on the combustion and exhaust emission characteristics of biogas-biodiesel dual-fuel combustion in a CI engine*. Fuel Processing Technology, 2011, 92, 992-1000.
- [16] Roy, M., Tomita, E., Kawahara, N., Harada, Y., Sakane, A. *Performance and emission comparison of a supercharged dual-fuel engine fuelled by producer gases with varying hydrogen content*. International Journal of Hydrogen Energy, 2009, 34, 7811-7822.



- [17] Ramadhas, A.S., Jayaraj, C., Muraleedharan, C. *Dual fuel mode operation in diesel engines using renewable fuels: Rubber seed oil and coir-pith producer gas*. Renewable energy, 2008, 33, 2077-2083.
- [18] Shirivastava, V., Jha, A.K., Wamankar, A.K., Murugan, S. *Performance and Emission Studies of a CI Engine Coupled with Gasifier Running in Dual Fuel Mode*. Procedia Engineering, 2013, 51, 600-608.
- [19] Sombatwong, P., Thaiyasuit, P., Pianthong, K. *Effect of Pilot Fuel Quantity on the Performance and Emission of a Dual Producer Gas – Diesel Engine*. Energy Procedia, 2013, 34, 218-227.
- [20] Sahoo, B.B., Sahoo, N., Saha, U.K.. *Effect of engine parameters and type of gaseous fuel n the performance of dual gas diesel. A critical review*. Renewable and Sustainable Energy reviews, 2009, 13, 1151-1184.
- [21] Lapuerta, M., Armas, O., Hernández, J.J.. *Diagnosis of DI Diesel combustion from in-cylinder pressure signal by estimation of mean thermodynamic properties of gas*. Applied Thermal Engineering, 1999, 19, 513-529.
- [22] Lapuerta, M., Ballesteros, R., Agudelo, J.R. *Effect of the gas state equation on the thermodynamic diagnostic of diesel. Combustion*. Applied Thermal Engineering, 2006, 26, 1492-1499.
- [23] Kee, R.J., Rupley, F.M, Miller, J.A., Coiltrin, M.E., Grcar., J.F., Meeks, E., Moffat, H.K., Lutz, A.E., Dixon-Lewis, G., Smooke, M.D., Warnatz, J., Evans, G.H., Larson, R.S., Mitchell, R.E., Perzold, R.L., Reynolds, W.C., Caracotsios, M., Steward, W.E., Glasborg, P., Wang, C., Adigun, O., Houf, W.G., Chou, C.P., Miller, S.F., Ho, P., Young, D.J., 2004. CHEMKINTMSoftware, Release 4.0, Reaction Design, Inc. San Diego, CA.
- [24] Barba, J. Estudio experimental sobre el empleo de gas de gasificación de biomasa en quemadores y motores diésel. Tesis doctoral. Universidad de Castilla-La Mancha, 2014.
- [25] Karim, G.A. *The dual fuel engine of the compression ignition type-prospects, problems and solutions. A review*. SAE paper, 831073, 1999.
- [26] Gatts, T., Liu, S., Liew, C., Ralston, B., Bell, C., Li, H. *An experimental investigation of incomplete combustion of gaseous fuels of a heavy-duty diesel engine supplemented with hydrogen and natural gas*. International Journal of Hydrogen Energy, 2012, 37, 7848-7859.