



Modelado de la admisión de la carga en una metodología secuencial para combustión HCCI

Modeling of charge admission in a sequential methodology for HCCI combustion

Sebastián Heredia Quintana ^a, Andrés David Morales Rojas ^b & Iván Darío Bedoya Caro ^c

^a Energética SAS, Medellín, Colombia, sebastian@energeticasas.com

^b Institución Universitaria Pascual Bravo, Medellín, Colombia. andres.morales@pascualbravo.edu.co

^c Universidad de Antioquia, Medellín, Colombia. ivan.bedoya@udea.edu.co

Recibido: octubre 17, 2021. Aceptado: diciembre 27, 2021.

Resumen

El aprovechamiento de desechos o biomasa para la producción de electricidad se ha planteado como una alternativa energética y ambiental en zonas urbanas y rurales. A escalas de generación menores a 75 kW, el uso de motores de combustión interna en modos de operación con combustión avanzada permite abordar desafíos de técnicos y de eficiencia que se encuentran cuando se utilizan combustibles gaseosos de origen renovable en tecnologías convencionales. El uso de herramientas de simulación numérica permite optimizar el desempeño de estas nuevas tecnologías, así como abordar y entender los fenómenos complejos que se dan al interior del cilindro motor. En este estudio se presenta el uso de una metodología numérica secuencial, CFD – cinética química detallada, para analizar la distribución térmica y másica de la carga previo a la ignición y desarrollo de la combustión en un motor diesel modificado operando con biogás a 1800 rpm, observándose cómo los patrones de flujo conducen a una acumulación de la carga en las zonas de mayor temperatura y con ello a cortas duraciones de la combustión aún para condiciones de combustión retrasada.

Palabras Clave: CFD, cinética química, HCCI, motores de combustión interna, simulación numérica.

Abstract

Using waste or biomass for electricity production has been proposed as an energy and environmental alternative in urban and rural areas. At generation scales under 75 kW, employing internal combustion engines in advanced combustion modes of operation allows for addressing technical and efficiency challenges encountered when using gaseous fuels of renewable origin in conventional technologies. Numerical simulation techniques optimize the performance of these recent technologies and allow the addressing and understanding of the complex phenomena inside the cylinder. This study presents the use of a sequential numerical methodology, CFD - detailed chemical kinetics, to analyze the thermal and mass distribution of the air/fuel mixture before ignition and development of combustion in a modified diesel engine operating with biogas at 1800 RPM. It can be seen how the flow patterns lead to a build-up of the charge in the higher temperature zones and thus produce short combustion durations even for delayed conditions.

Keywords: CFD, chemical kinetics, HCCI, internal combustion engine, numerical simulation.

NOMENCLATURA

AAA – Adelanto de apertura de admisión

AAE – Adelanto de apertura de escape

AGC – Ángulos de giro de cigüeñal

CA05 – Ángulo en que se libera el 5% de la energía contenida en el combustible

CA10 – Ángulo en que se libera el 10% de la energía contenida en el combustible

CA50 – Ángulo en que se libera el 50% de la energía contenida en el combustible

CFD – Computational Fluid Dynamic

CO – Monóxido de carbono

CO₂ – Dióxido de carbono

CV – Coeficiente de variación

GN – Gas natural

Citar como:

S. Heredia, A. Morales & I. Bedoya. "Modelado de la admisión de la carga en una metodología secuencial para combustión HCCI". Revista CINTEX, Vol. 26(2), pp. 31-46. 2021. DOI:

<https://doi.org/10.33131/24222208.379>

HCCI – Homogeneous Charge Compression Ignition
MCI – Motores de combustión interna
MEC – Motores de encendido por compresión
MEP – Motores de encendido provocado
NOx – Óxidos de nitrógeno
PMEI_n – Presión media efectiva indicada neta
PMI – Punto muerto inferior
PMS – Punto muerto superior
RCA – Retraso al cierre de admisión
RCE – Retraso al cierre de escape
RSU – Residuos sólidos urbanos
aPMI – Antes del punto muerto inferior
dPMI – Después del punto muerto inferior
dPMS – Después del punto muerto superior
p_{ad} – Presión en la admisión
rpm – Revoluciones por minuto
T_{ad} – Temperatura en la admisión
φ – Dosado relativo

1 INTRODUCCIÓN

El uso de recursos renovables para la producción de electricidad, como lo son el uso de desechos sólidos urbanos (RSU) y biomasa para la producción de combustibles gaseosos aprovechables en los sistemas de generación existente, hace parte de los escenarios de desarrollo de políticas energéticas a nivel mundial, regional y nacional [1]. Así mismo, estos combustibles se convierten en una alternativa de reducción de la huella de carbono en la producción de potencia y de calor tanto a nivel industrial como residencial y comercial [2], [3]. Sin embargo, el uso de estos combustibles gaseosos de origen renovable en tecnologías convencionales de motores de combustión interna (MCI) presenta múltiples desafíos, ya que el proceso de combustión depende de múltiples parámetros tales como la relación de compresión, el mecanismo de control de encendido de la mezcla, el régimen de giro y la presencia de gases inertes en el combustible, entre otros parámetros [4]. En tecnologías tradicionales como los motores de encendido por compresión (MEC), el uso de estos combustibles requiere del uso de un combustible primario que permita la ocurrencia de la ignición de la mezcla y el desarrollo de la combustión en etapas tempranas, mientras que en motores de encendido provocado (MEP) se suelen necesitar altas relaciones de compresión para evitar una alta dispersión cíclica, pero suele conducir a estrechos rangos de operación y un incremento en la generación de hidrocarburos sin quemar y óxidos de nitrógeno (NOx) [5], [6]. Así mismo, a bajas potencias de generación (menores a 75 kW), estas tecnologías tradicionales de generación presentan bajas eficiencias, lo cual reduce las ventajas energéticas y ambientales del aprovechamiento de RSU y biomasa en la generación de electricidad.

La combustión de carga homogénea de encendido por compresión (HCCI por sus siglas en inglés) posee características operativas de MEP y MEC. En motores que usan este modo de operación se admite y comprime una mezcla de aire combustible, similar a los MEP, pero la ignición se da de manera similar a los MEC [7]. En este tipo de combustión la ignición es controlada o ajustada en función de las propiedades cinético-químicas de la mezcla admitida y el desarrollo de la combustión depende de la estratificación térmica y másica de la mezcla al interior del cilindro [8]; estas características, sumadas a la operación en dosados relativos pobres (generalmente menores a 0.4) y, altas relaciones de compresión conduce a la obtención de bajos niveles de emisión de NOx y de material particulado (PM), así como altas eficiencias térmicas, en comparación con las tecnologías tradicionales mencionadas [9]. Sin embargo, pese a las ventajas de la combustión HCCI, este modo de combustión presenta diferentes retos técnicos como lo son los altos niveles de generación de monóxido de carbono (CO) e hidrocarburos sin quemar, el control de sincronización y centrado de la combustión y la factibilidad de esta combustión a altos regímenes de giro y presiones de admisión de la carga por debajo de la presión atmosférica a nivel del mar.

La solución de los retos técnicos que involucra la combustión HCCI en motores y el entendimiento de los fenómenos que ocurren al interior del cilindro y que permiten una operación estable y eficiente han sido abordados en años recientes a partir de diferentes modelos y estrategias de simulación numérica [9]. Dada la complejidad de los fenómenos que ocurren al interior de un MCI, la dependencia del proceso de ignición de la estratificación térmica y másica, y el requerimiento de cinética química detallada para un adecuado

modelamiento del proceso de combustión HCCI, conduce a que la estrategia de simulación permita una alta resolución, un modelado tridimensional de la fluidodinámica acoplado con mecanismos de reacción detallados, pero que a su vez se tengan costos computacionales coherentes con los procesos de diseño y generación de prototipos a nivel de ingeniería. Las representaciones que integran la cinética química y el análisis CFD a través de modelos multizona [9]–[12] permiten la profundización en los fenómenos generadores de la combustión HCCI y las condiciones que impulsan la producción de especies contaminantes. Las principales variables de combustión y desempeño del motor se pueden predecir y estimar mediante modelos multizona, dado que estos últimos simulan una combustión secuencial de la carga que puede ser aproximada a la combustión HCCI. No obstante, el número de zonas en que está dividido el dominio computacional afecta la precisión, ya que los gradientes de temperatura en la cámara de combustión dependen de las zonas e inciden en el desarrollo de la cinética química de la mezcla. Por otro lado, la precisión para estimar las emisiones de CO y HC también está relacionada con la incorporación los procesos de transferencia de calor y masa entre las zonas del modelo multizona [13].

Al ser los gradientes de temperatura un elemento clave en las metodologías de simulación de la combustión HCCI en motores, es de interés que estas metodologías de simulación capturen las condiciones que condicionan dichos gradientes, como lo es la carrera de admisión, los cuales generan patrones de flujo que son de interés durante la carrera de compresión y que afectan la forma en que se distribuye la carga al interior del cilindro y los procesos de transferencia de calor, especialmente en aquellos combustibles que requieren altas temperaturas en el puerto de admisión para alcanzar las condiciones de autoignición cerca del punto muerto superior (PMS).

En este estudio se utiliza una metodología secuencial CFD – cinética química detallada con reducción de zonas para estudiar la ocurrencia de la combustión HCCI en un motor diesel modificado que opera con biogás, bajo condiciones atípicas respecto al estado del arte internacional: alto régimen de giro, condiciones subatmosféricas respecto al nivel del mar y refrigeración del motor por aire. En el estudio se analiza como los patrones de flujo afectan la forma en que se distribuye la estratificación térmica y másica de la carga durante la carrera de compresión, para lo cual se simulan las condiciones de admisión de la carga al cilindro. Los contornos de temperatura y masa se utilizan para definir los perfiles de temperatura asociados a las zonas del modelo multizona utilizado para el modelado de la combustión.

2 METODOLOGÍA

2.1 Metodología Experimental

El motor utilizado en este estudio es un motor diesel de inyección directa, dos cilindros, cuatro tiempos, aspiración de carga natural y refrigerado por aire, el cual fue modificado para operar en modo HCCI. Un motor eléctrico fue usado para mantener el régimen de giro del MCI en un valor de constante de 1800 rpm. Los experimentos se desarrollaron en la ciudad de Medellín (1,500 m.s.n.m.) en el laboratorio de Combustión y Máquinas Térmicas de la Universidad de Antioquia. La Tabla 1 presenta las principales características técnicas del motor.

Las modificaciones del motor incluyeron el remplazo de los pistones originales (con bowl) por pistones de cabeza plana, cambio realizado con el fin de reducir los requerimientos de temperatura de admisión de la carga, dado que los pistones de cabeza plana reducen el área efectiva de transferencia de calor, y reducir la relación de compresión con el fin de disminuir la generación de CO e hidrocarburos sin quemar generados por las altas tasas de expansión al inicio de la carrera de expansión. El suministro de combustible se realizó a través del puerto de admisión, usando un conjunto de orificios calibrados para medir el flujo másico de gases bajo el principio de flujos sónicos o chocados. Un transductor piezoeléctrico (Kistler 6125 C) acoplado a un amplificador de carga (Kistler 5064B) se utilizó para la medición de la presión al interior de uno de los cilindros, señal acondicionada (Kistler SCP 2853A120) antes de su envío a la tarjeta de adquisición y sincronizada mediante un codificador angular con una resolución de 10 pulsos por AGC (Nord 8.5820.0 H40). El flujo de aire fue estimado a través de la medición de la presión y la temperatura en el puerto de admisión, y del régimen de giro del motor. Un medidor de presión electrónico (Wika A-10) se utilizó para la medición de la presión en la admisión. La temperatura de admisión se midió a partir de termopares tipo K.

El ángulo en el cual se libera el 50% de la energía contenida en el combustible (CA50 en la literatura técnica), calculado a partir de la presión medida al interior del cilindro, fue monitoreado en tiempo real y sirvió como parámetro de control en lazo abierto de la temperatura de admisión de la carga (parámetro usado para sincronizarla combustión), la cual fue controlada por intermedio de un calentador eléctrico (Silvania 1-1/4" NPT 6 kW).

TABLA 1

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL MOTOR

Designación	Motor Diesel Lombardini 25LD425/2, de inyección directa, cuatro tiempos, dos cilindros, refrigerado por aire
Aspiración de la carga	Naturalmente aspirada
Cilindrada	851 cm ³
Relación de compresión original	19:1
Relación de compresión tras modificaciones	17.4:1
Diámetro x Carrera (mm)	85 x 75
Longitud de biela entre centros (mm)	117.5
Válvulas (admisión, escape)	1,1
Adelanto de apertura de admisión, AAA [ángulos de giro del cigüeñal (AGC) después del PMS]	350
Retraso al cierre de admisión, RCA (AGC después del PMS)	115
Adelanto de apertura de escape, AAE (AGC antes del PMS)	95
Retraso al cierre de escape, RCE (AGC después del PMS)	325
Máxima potencia original (kW @ 3600 rpm)	14
Máximo torque original (Nm @ 2400 rpm)	40.5
Cámara de combustión original	Con bowl
Cámara de combustión tras modificaciones	Plana

TABLA 2

PROPIEDADES DE LOS COMBUSTIBLES

Propiedad	Gas natural	Biogás
Poder calorífico inferior (MJ/kg)	47.26	18.51
Relación estequiométrica aire – combustible	16.13	6.31
Índice de Woobe inferior (kWh/Nm ³)	16.39	6.31
Número de metano [14]	71.74	-

El motor fue operado usando una mezcla de gas natural vehicular (GN) y dióxido de carbono (CO₂) para simular una composición de biogás con valores de 60% GN y 40% CO₂, en base volumétrica. La Tabla 2 presenta las propiedades más importantes del gas natural y el biogás simulado utilizado, mientras la Tabla 3 presenta la precisión en la medición y estimación de algunas variables.

TABLA 3

PRECISIÓN ASOCIADA A LAS MEDICIONES

Variable medida	Precisión
Flujo de combustible (mg/s)	± 3
Flujo de aire (g/s)	± 0.1
Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)	± 0.2
Presión en el puerto de admisión (bar)	± 0.01
Presión en el interior del cilindro (bar)	$\pm 8e-4$
Ángulo de giro de cigüeñal [$^{\circ}$]	± 0.1
Régimen de giro (rpm)	± 10

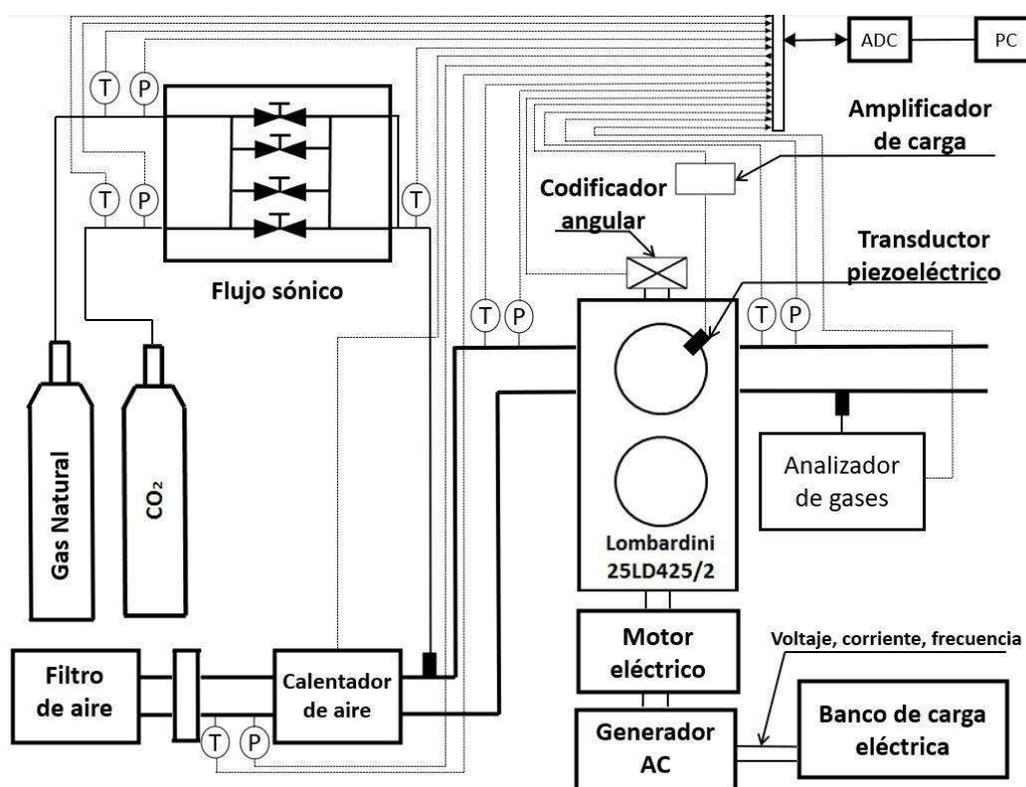


Fig. 1. Esquema del montaje experimental. T: punto de medición de temperatura; P: punto de medición de presión.

Todas las señales fueron almacenadas en un computador personal utilizando una tarjeta de adquisición a una tasa de 250 kHz, con una resolución de 16 bits. En la Fig. 1 se presenta un esquema del montaje experimental. Los experimentos se llevaron a cabo para dos dosados relativos (bajo y alto) a dos condiciones de temperatura en la admisión y régimen de giro constante. El diseño factorial de experimentos se llevó a cabo usando la metodología descrita en [15]. Los niveles y factores evaluados se presentan en la Tabla 4.

TABLA 4

DISEÑO FACTORIAL DE EXPERIMENTOS

Factor	Descripción del nivel	Designación del nivel
Temperatura en la admisión	1	325 °C
	2	330 °C
Dosado relativo	1	0.28
	2	0.42
Régimen de giro	1	1,800 rpm

2.2 Metodología Numérica

El enfoque numérico parte de un modelado secuencial en dos etapas. Una primera etapa en la que se simula, a través de herramientas CFD, el ciclo termodinámico de la carga al interior del cilindro desde una etapa avanzada en la carrera de expansión (bajo condiciones en las cuales hay baja probabilidad que se desarrollen reacciones químicas y el flujo se puede suponer inerte), pasando por el período de cruce de válvulas (para capturar la fracción de gases residuales y su efecto térmico sobre la carga admitida), la carrera de admisión y la carrera de compresión hasta el PMS. En esta etapa se obtienen la evolución de los campos de flujo al interior del cilindro, respecto al ángulo de giro de cigüeñal, y la distribución de la masa en el volumen. Entre el RCA y el PMS se procede a agrupar las celdas en intervalos de temperatura, donde cada grupo de celdas se denomina una zona que tendrá una temperatura promedio características definida por el límite inferior y superior del intervalo de temperatura. La masa contenida en cada zona será la masa contenida en las celdas del dominio computacional que conforman cada intervalo de temperaturas. En la Fig. 2 se observa la distribución de temperatura que se obtiene en un instante de tiempo cuando el volumen de control se divide en 40 zonas.

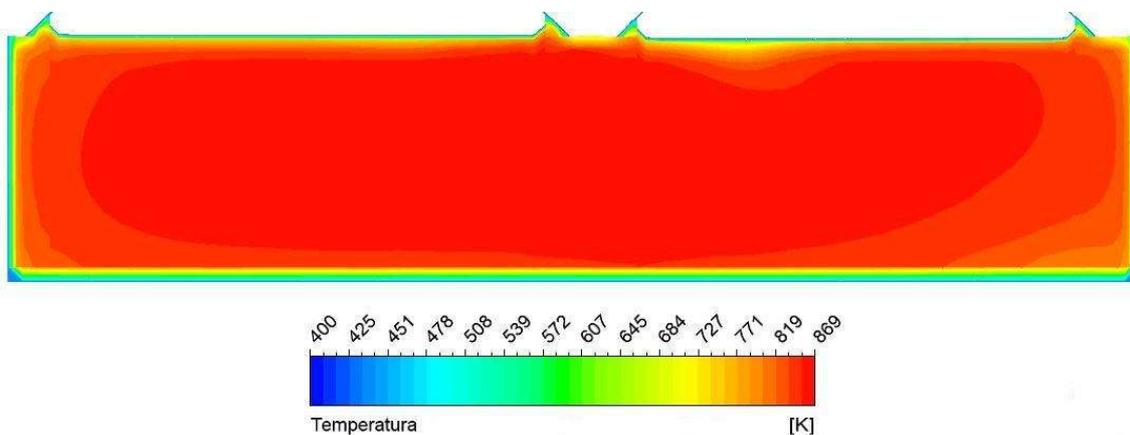


Fig. 2. Distribución de temperatura al interior de la cámara de combustión 45 AGC antes del PMS para cuarenta zonas. Combustible: 60% GN – 40% CO₂; $\Phi=0.42$; $p_{ad}=0.84$ bar; $T_{ad}=325$ °C.

En la segunda etapa se procede a modelar el inicio y desarrollo de la combustión a partir de diferentes reactores cero dimensionales perfectamente mezclados, donde cada reactor corresponde se alimenta con el perfil de temperatura y distribución de masa de las zonas generadas a partir de las simulaciones CFD. Los reactores están correlacionados entre sí a partir de la presión y el volumen instantáneo al interior del cilindro, por lo cual solo interactúan entre sí a través de trabajo de frontera y solo ocurre la transfieren calor con las paredes del cilindro. La simulación se desarrolla desde el RCA hasta un punto donde los aportes de energía debido a las reacciones químicas son despreciables, punto que se toma como el ángulo experimental donde

se libera el 5% de la energía contenida en el combustible (CA05), asumiendo que la masa en cada zona es inerte y sigue los perfiles de temperatura cargados. Tras este ángulo las ecuaciones gobernantes se resuelven a partir del mecanismo de reacción utilizado, finalizando la simulación en el AAE. Sin embargo, esta segunda etapa de la metodología secuencial no es abordada en este artículo. Las simulaciones CFD se llevaron a cabo en el programa *Ansys Fluent v. 15*, mientras que la segunda etapa de las simulaciones se llevó a cabo en el programa *CHEMKIN PRO*.

Para las simulaciones CFD se construyó una malla asociada a de los ductos de admisión y escape y la cámara de combustión, con fronteras móviles asociadas al movimiento de las válvulas y la cabeza del pistón. El movimiento de las válvulas corresponde al perfil de levantamiento medido directamente. La malla se construyó a partir de una geometría con algunas simplificaciones geométricas y utilizando los algoritmos del programa *Ansys Fluent v. 15* para la división de la malla en regiones con diferentes tipos de celdas, de acuerdo con el nivel de deformación de las celdas. En la Fig. 3 se presenta una imagen general de la malla en el PMS.

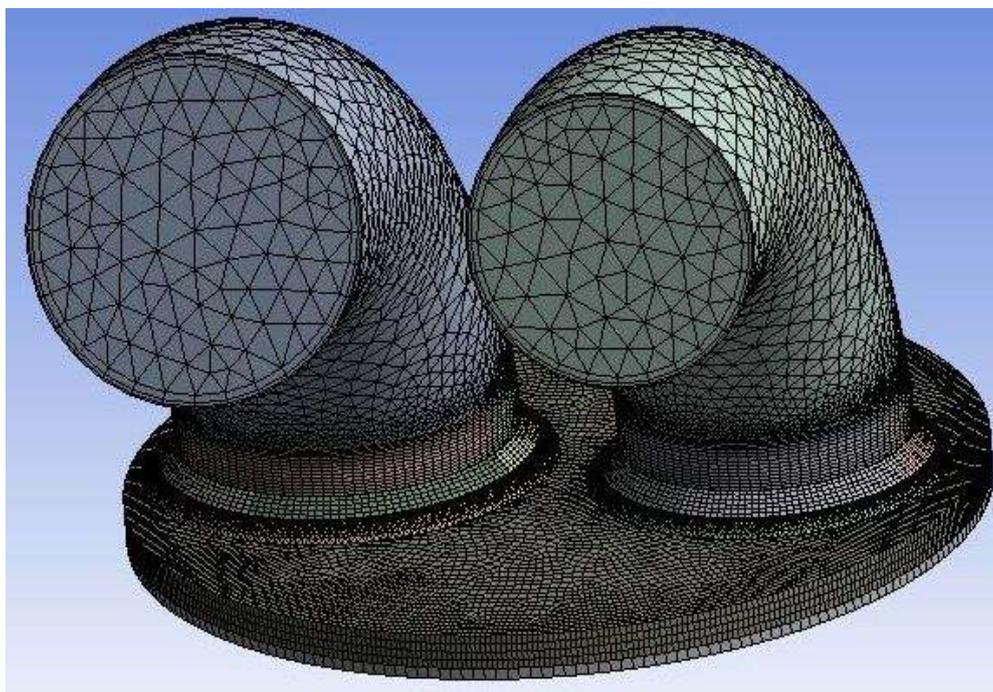


Fig. 3. Malla utilizada en las simulaciones CFD en el PMS.

Para el desarrollo de las simulaciones de independencia de mado y las simulaciones definitivas se asumió una mezcla multicomponente no reactiva, cuyas propiedades termodinámicas se calcularon a partir de la información termodinámica del mecanismo de reacción GRI 3.0, como el modelado de la turbulencia se utilizó el modelo $k-\epsilon$ RNG y utilizando los valores por defecto de los coeficientes del modelo, la transferencia de calor se modeló a partir de una condición de temperatura promedio obtenida a partir del análisis de los coeficientes politrópicos extraídos experimentalmente [16]; además, se incorporó el submodelo de pérdida de carga a través del paso entre los anillos del pistón y la pared del cilindro. Las ecuaciones gobernantes se resolvieron utilizando los esquemas PISO y PRESTO, con un paso temporal correspondiente a 0.5 AGC y teniéndose como criterio de convergencia un valor de residual de 10^{-6} para la ecuación de energía y de 10^{-5} para las demás variables y ecuaciones gobernantes.

La independencia de mado se realizó evaluando tres mallas para condiciones de motor arrastrado, teniendo como parámetro de comparación la medición de la presión al interior del cilindro y la estimación de la temperatura al interior del cilindro. En la Tabla 5 se presenta la cantidad de celdas en el PMS y el punto muerto inferior (PMI) para cada una de las mallas evaluadas, mientras que en la Fig. 4 se presentan las curvas experimental y numérica de la presión al interior del cilindro. Dado los resultados obtenidos en la independencia de mado y para optimizar el costo computacional de las simulaciones, la malla utilizada en el estudio fue la *malla 2*.

TABLA 5

CANTIDAD DE CELDAS Y NODOS DE LAS MALLAS UTILIZADAS EN LA INDEPENDENCIA DE MALLADO

Malla	PMS		PMI	
	Celdas	Nodos	Celdas	Nodos
Malla 1	155,251	78,683	426,941	216,379
Malla 2	418,485	224,951	1,171,758	629,863
Malla 3	921,728	545,514	2,304,320	1,363,785

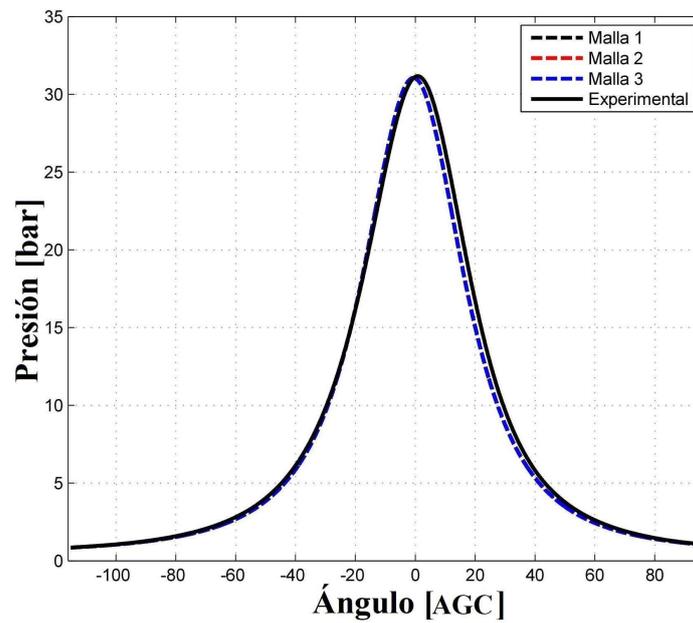


Fig. 4. Resultado de la independencia de mallado durante el intervalo de válvulas cerradas para las condiciones de motor arrastrado. Fluido: aire seco; $p_{ad}=0.85$ bar, $T_{ad}=25$ °C.

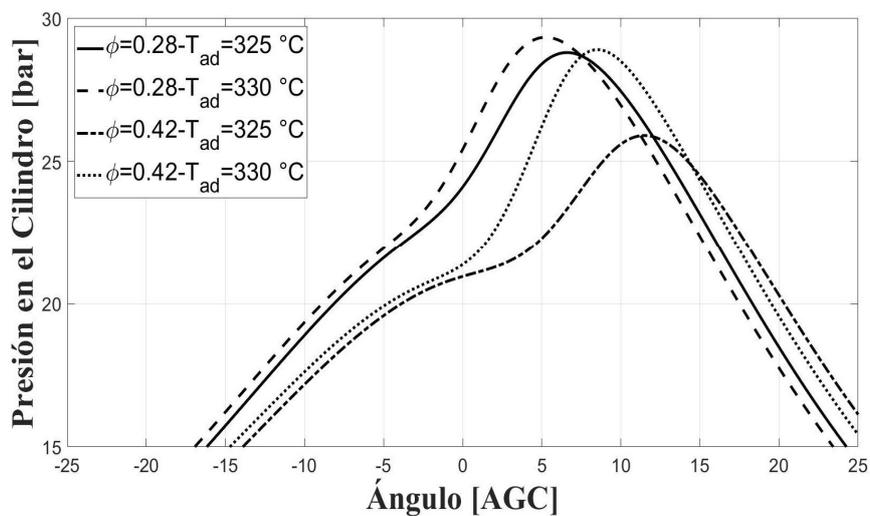


Fig. 5. Curvas de presión al interior del cilindro para diferentes condiciones de temperatura en la admisión y de dosado relativo. Combustible: 60% GN – 40% CO₂; $p_{ad}=0.84$ bar.

3. RESULTADOS

3.1. Resultados Experimentales

La Fig. 5 presenta las curvas de presión al interior del cilindro para los diversos puntos de presión estudiados. Puede observarse el retraso en la combustión con el incremento del dosado relativo, para las temperaturas evaluadas en la admisión. De la misma manera, puede observarse el impacto del cambio de la temperatura en la admisión sobre la combustión con el aumento del dosado relativo; a menor dosis relativa, la variación de temperatura en la admisión produce avances suaves de la combustión y aumentos menos súbitos en el pico de presión. No obstante, al incrementar el dosado relativo (y con ello la concentración de combustible en la mezcla) se presentan súbitos crecimientos en el pico de presión y un mayor avance de la combustión. Adicionalmente se observa que al incrementarse el dosado relativo se reducen los valores de la presión durante la carrera de compresión, esto asociado con la reducción en la relación del calor específico de la mezcla al tenerse una mayor concentración de combustible, y con ello de CO_2 [13].

Los altos requerimientos de temperatura en la admisión, generados por el régimen de giro de operación, la presión de admisión de la carga y el reglaje del motor, tienen un efecto importante sobre los parámetros operativos del motor al reducir la densidad de carga admitida al cilindro. En la Fig. 6 se presentan el CA10 y el CA50 para los puntos evaluados, donde se observa que al incrementar el dosado relativo estos parámetros se retrasan, es decir, hacen que la combustión se desarrolle después del PMS, por la mayor concentración de CO_2 en la mezcla.

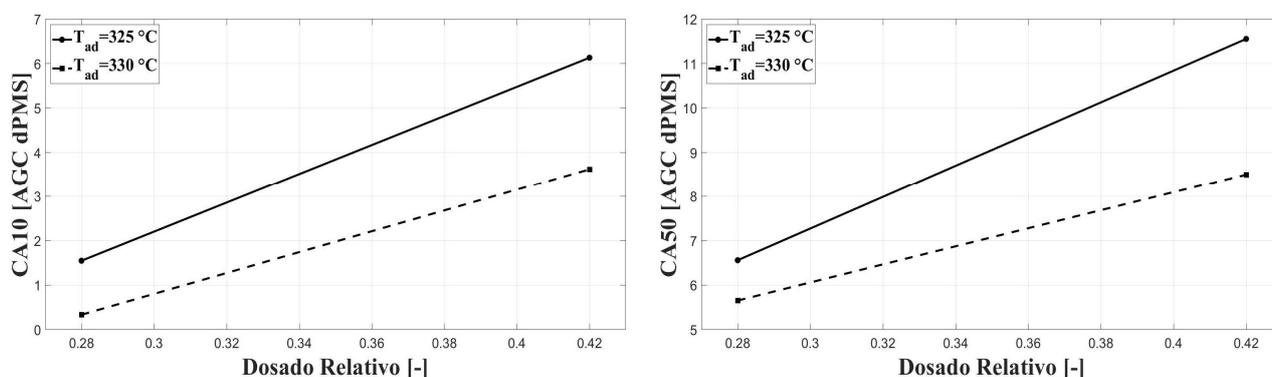


Fig. 6. Ángulo donde se ha liberado el 10% (izquierda) y el 50% (derecha) de la energía contenida en el combustible. Combustible: 60% GN – 40% CO_2 ; $p_{ad}=0.84$ bar.

El desarrollo de la combustión durante la etapa temprana de la carrera de expansión conduce a tener una mayor tendencia a que se presente dispersión cíclica y que los efectos de la turbulencia y la transferencia de calor puedan tener una mayor influencia en el desarrollo de la combustión. Pese a que se obtiene una combustión retrasada, se observa cómo se alcanzan duraciones cortas de la combustión (calculadas como la diferencia entre el CA90 y el CA10), que son típicas de la combustión HCCI, y una baja dispersión cíclica (excepto para el punto de operación de $\phi=0.28$ y $T_{ad}=325\text{ °C}$), calculándose a partir del coeficiente de variación de la presión media efectiva indicada neta (PMEIn), lo cual se puede observar en la Fig. 7.

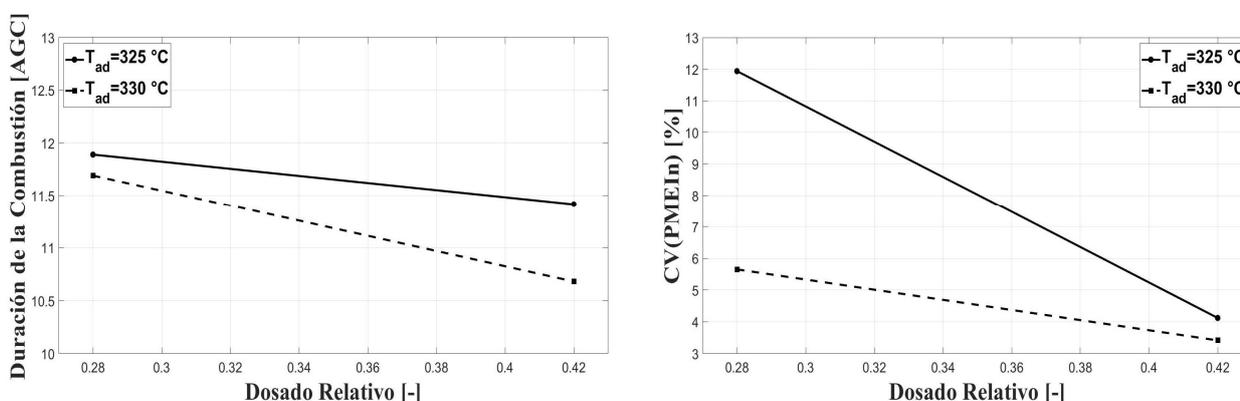


Fig. 7. Duración de la combustión (izquierda) y coeficiente de variación de la PMEIn (derecha). Combustible: 60% GN – 40% CO_2 ; $p_{ad}=0.84$ bar.

Finalmente, ante el alto requerimiento de temperatura en la admisión para alcanzar las condiciones de autoignición de la mezcla cerca del PMS, para unas condiciones de admisión de la carga subatmosféricas y un alto régimen de giro, la capacidad de generación de potencia se ve afectada ya que depende de la eficiencia volumétrica, y esta última tiende a reducirse significativamente con el orden de magnitud de la temperatura en la admisión. En la Fig. 8 se presentan los valores de PME_{in} y eficiencia indicada alcanzados en los puntos de operación, observándose que la potencia específica que puede entregar el motor cae por debajo del 60% de la alcanzada originalmente y, si bien se tienen altas eficiencias, éstas se encuentran por debajo de las esperadas con el modo de combustión HCCI.

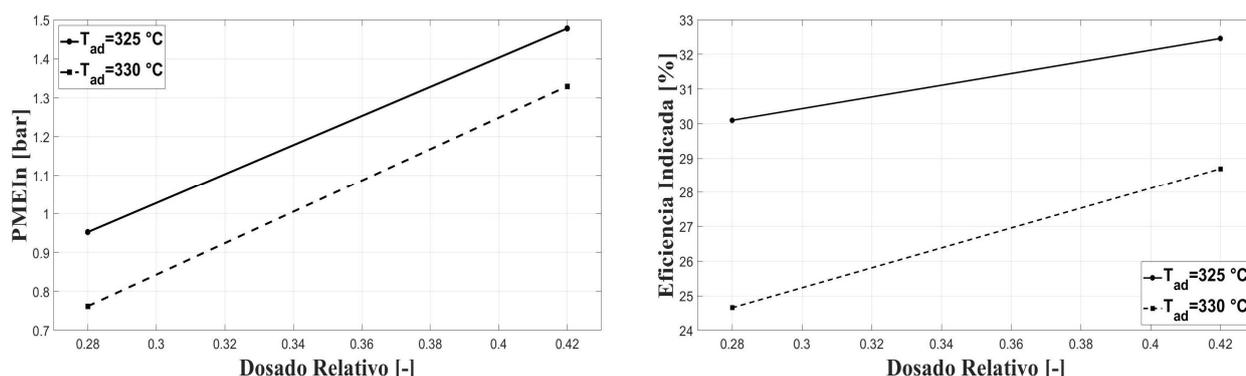


Fig. 8. PME_{in} (superior) y eficiencia indicada. Combustible: 60% GN – 40% CO_2 ; $p_{ad}=0.84$ bar.

3.1. Estratificación de térmica y másica durante la compresión

Durante la carrera de admisión se produce un mezclado de los gases remanentes del ciclo anterior (a temperaturas del orden de $150\text{ }^{\circ}\text{C}$) debido a los patrones de remolinos (swirl) generados tras el paso del flujo admitido a través de la válvula. Pevio al cierre de la válvula de admisión se tiene una alta estratificación de térmica de la carga; sin embargo, a medida que avanza la carrera de compresión, la zona de mayor temperatura se concentra en una región de la cámara de combustión cercana a la válvula. El contorno de temperatura entre el AAA y RCA se presenta en la Fig. 9 desde una vista frontal y en la Fig. 10 desde una vista lateral izquierda.

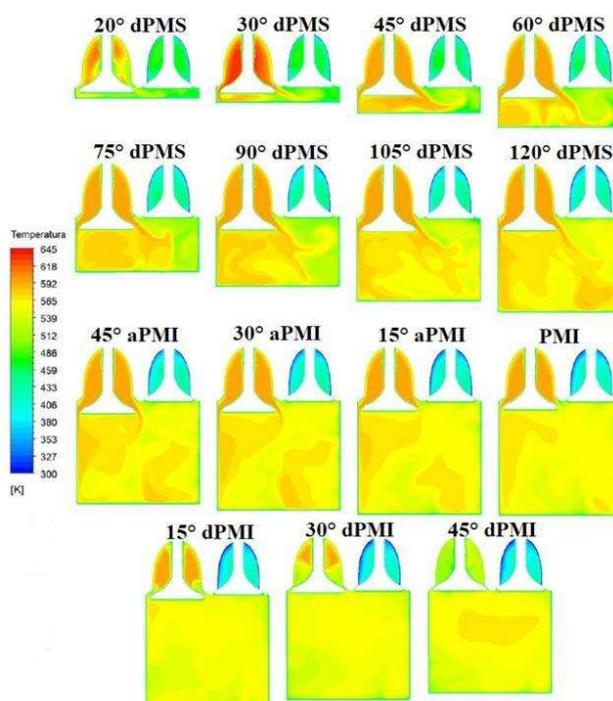


Fig. 9. Contorno de temperatura entre el AAA y el RCA, vista frontal. Combustible: 60% GN – 40% CO_2 ; $\Phi=0.28$; $p_{ad}=0.84$ bar; $T_{ad}=325\text{ }^{\circ}\text{C}$.

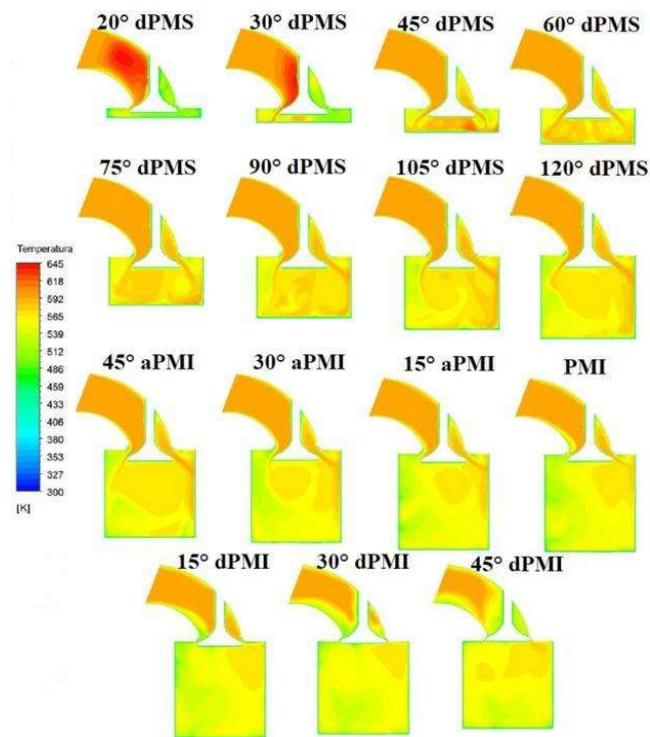


Fig. 10. Contorno de temperatura entre el AAA y el RCA, vista lateral. Combustible: 60% GN – 40% CO₂; $\Phi=0.28$; $p_{ad}=0.84$ bar; $T_{ad}=325$ °C.

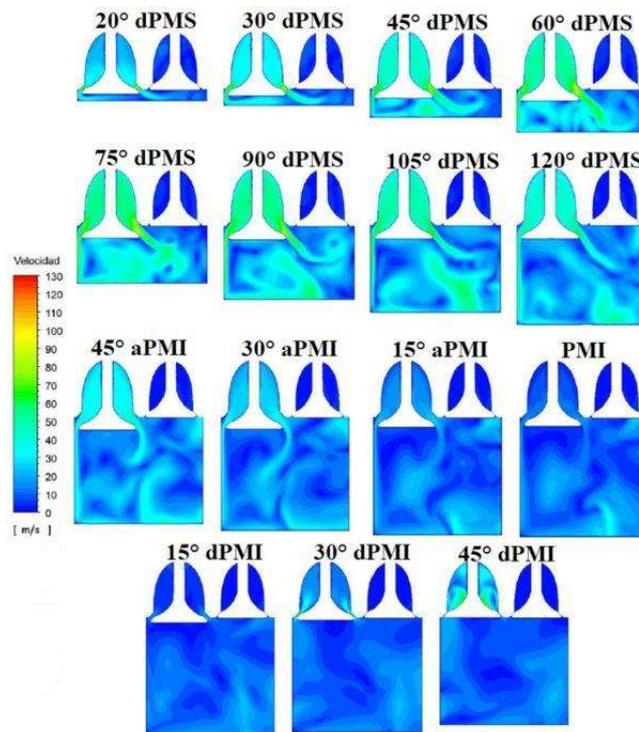


Fig. 11. Contorno de velocidad entre el AAA y el RCA, vista frontal. Combustible: 60% GN – 40% CO₂; $\Phi=0.28$; $p_{ad}=0.84$ bar; $T_{ad}=325$ °C.

Por su parte, en la Fig. 11 se presenta el contorno de velocidades en el mismo intervalo angular, en la cual se observan alguna de las estructuras de flujo que conducen a la estratificación térmica presente en las figuras 9 y 10. A medida que avanza la carrera de compresión, se genera un patrón de *tumble* que conduce a un fuerte mezclado de la carga y a una concentración de la carga en la zona central de la cámara de combustión. En la Fig. 12 se presentan los vectores de velocidad, en donde se observa el patrón de flujo y cómo la carga es acelerada desde la periférica de la cámara de combustión hacia el centro.

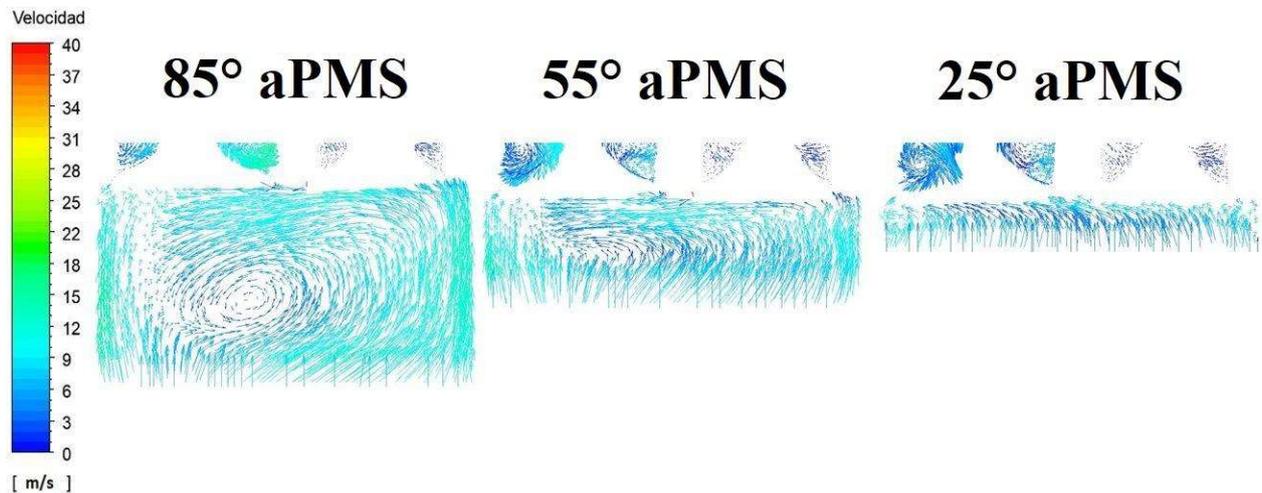


Fig. 12. Campo de velocidad al interior del cilindro entre el RCA y el PMS. Combustible: 60% GN – 40% CO₂; $\Phi=0.28$; $p_{ad}=0.84$ bar; $T_{ad}=325$ °C.

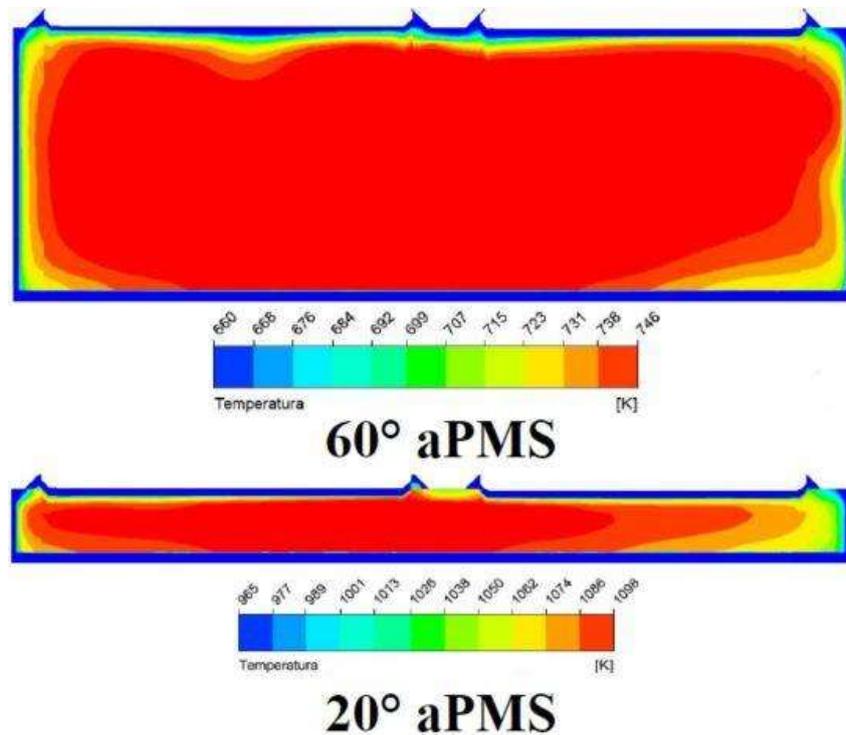


Fig. 13. Contorno de temperatura al interior del cilindro entre el RCA y el PMS. Combustible: 60% GN – 40% CO₂; $\Phi=0.28$; $p_{ad}=0.84$ bar; $T_{ad}=325$ °C.

En la Fig. 13 se presentan los contornos de temperatura durante la parte final de la carrera de compresión, en los cuales se logra observar cómo la zona más caliente se va concentrando en una pequeña región de la cámara de combustión, que a su vez concentra una gran porción de la carga. Así mismo, en la Fig. 13 se logra observar cómo gran parte de la cámara de combustión se encuentra en un rango estrecho de temperatura, teniéndose más del 80% de la carga en un intervalo de 120 °C, esto permite entender el porqué de la forma en que se desarrolla la combustión HCCI y cómo, aún para condiciones de alto régimen de giro, condiciones de admisión de la carga subatmosféricas y el uso de un combustible con una alta resistencia a la autoignición, es posible obtener este modo de combustión.

Al dividir los contornos de temperatura en zonas y aplicar una metodología de reducción de zonas para pasar de 40 zonas a 12 zonas [12], se puede observar cómo existe solo una pequeña diferencia entre la temperatura de zonas adyacentes y cómo los perfiles de flujo van concentrando la carga en las zonas más calientes, teniéndose cerca del PMS alrededor del 60% de la carga concentrado en las dos zonas más calientes y menos del 5% en las cuatro zonas más frías. En la Fig. 14 observamos los perfiles de evolución de la temperatura de cada zona y los perfiles de porcentaje de masa contenida en cada zona para la condición de $\phi=0.28$ y $T_{ad}=325$ °C, mientras que en la Fig. 15 se presenta la misma información para la condición de $\phi=0.42$ y $T_{ad}=325$ °C, encontrándose una tendencia similar en la forma en que se distribuyen la temperatura y la masa.

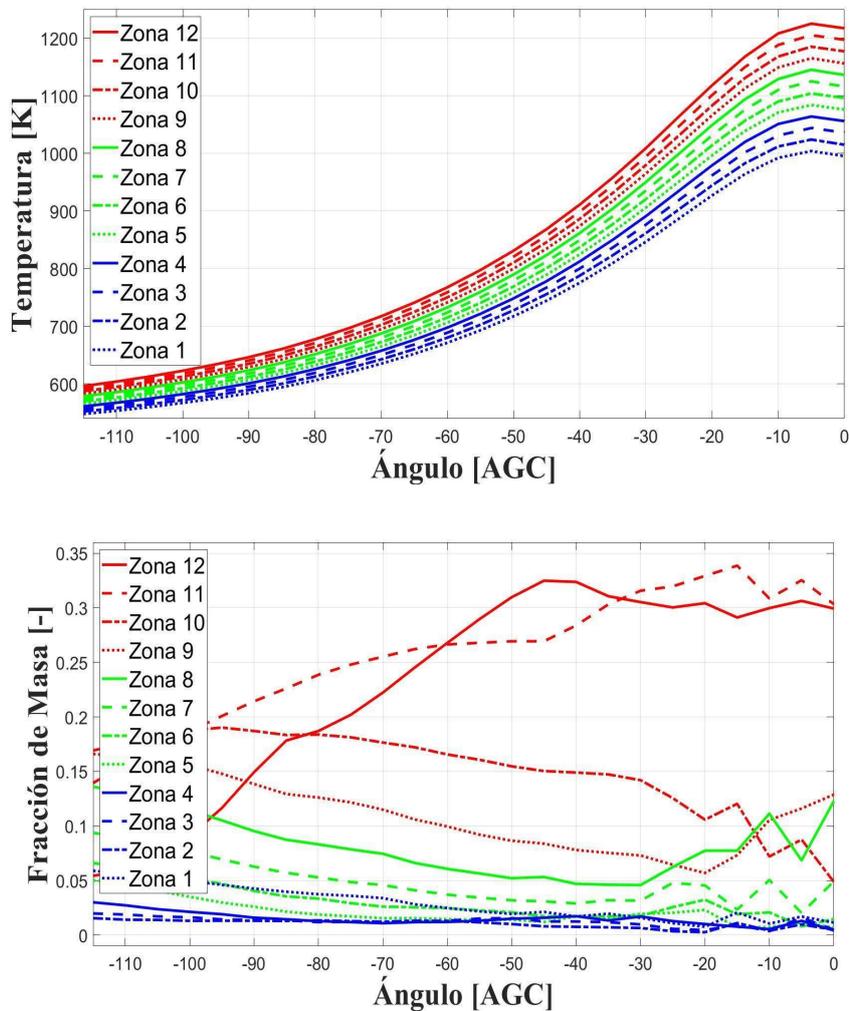


Fig. 14. Perfiles de temperatura (superior) y de fracción de masa (inferior) para doce zonas obtenidos a partir de simulaciones CFD. Combustible: 60% GN – 40% CO₂; $\Phi=0.28$; $p_{ad}=0.84$ bar; $T_{ad}=325$ °C.

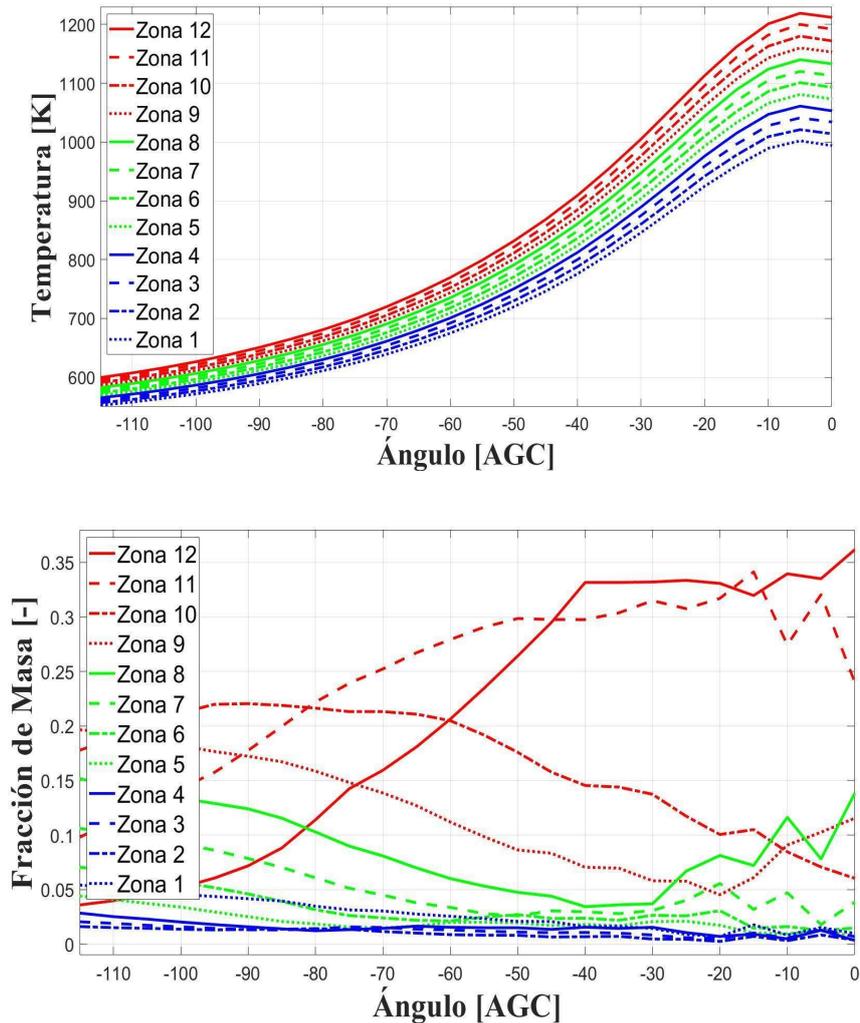


Fig. 15. Perfiles de temperatura (superior) y de fracción de masa (inferior) para doce zonas obtenidos a partir de simulaciones CFD. Combustible: 60% GN – 40% CO₂; $\Phi=0.42$; $p_{ad}=0.84$ bar; $T_{ad}=325$ °C.

4. TRABAJO FUTURO

A través de los patrones del modelado tridimensional de los patrones de flujo es posible identificar características de evolución de la carga y cómo esto puede afectar el desarrollo de la combustión, ya sea bajo una metodología secuencial o una metodología totalmente integrada a simulaciones CFD. Desde el punto de vista de las metodologías secuenciales, los trabajos futuros van dirigidos a la exploración de la construcción de la zona y su efecto sobre la distribución de masa tales como generación de las zonas a través de promedios ponderados por la temperatura y masa de las celdas que constituyen la zona o construcción de zonas, teniendo en cuenta variables como la densidad o el dosado relativo (si este se estratifica o se mantiene constante en cada parte de la cámara de combustión de la carrera de compresión). Así mismo es de interés explorar cómo se da la estratificación de la carga cuando el combustible no se inyecta en el puerto de admisión sino directamente a la cámara de combustión tras el cierre de la válvula de admisión, lo cual puede ser de interés como estrategia de reducción de los requerimientos de temperatura de admisión de la carga y, por ende, de incremento en eficiencia y capacidad de generación de potencia.

5. CONCLUSIONES

La simulación de los periodos de cruce de válvulas y de admisión de la carga permite identificar estructuras de flujo que condicionan la forma en que se desarrolla el flujo al interior del cilindro durante el período de válvulas cerradas. Para las condiciones evaluadas, se observa cómo, durante la carrera de admisión de la carga y las etapas tempranas de la carrera de compresión, se tiene una alta heterogeneidad en la temperatura de la carga, heterogeneidad que se ve reducida a medida que se desarrollan ciertos patrones de flujo, como el *tumble*, que tienden a homogeneizar la carga y a concentrar la masa en la región central de la cámara de combustión al final de la compresión.

Si bien altos regímenes de giro y condiciones de admisión de la carga a condiciones subatmosféricas, características típicas de las condiciones para la generación de electricidad a partir de MCI en Colombia, conducen a condiciones desfavorables para la operación de MCI en modo HCCI, aún es posible tener la ocurrencia del fenómeno y sus beneficios respecto a eficiencias y generación de NO_x y material particulado. Sin embargo, para que esta tecnología sea factible de cara a su integración dentro de los esquemas de aprovechamiento de combustibles gaseosos provenientes de fuentes no convencionales de energía renovable, es necesario incorporar otras estrategias de conformación de la carga y obtención de las condiciones de autoignición de la mezcla. En el caso del biogás, estrategias de incorporación de especies que contribuyan a mejorar las condiciones de autoignición (tales como el ozono), el uso de turbocompresores o sobrealimentadores para incrementar la presión en la admisión, cambios en la forma en que se ingresa el combustible al interior del cilindro, deben ser evaluados técnica de acuerdo con las escalas de potencia de generación en los cuales se desee aprovechar las ventajas de la combustión HCCI.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen al Programa Colombia científica como fuente de financiación, en el marco de las convocatorias Ecosistema científico, contrato No. FP44842- 218-2018 y a la Universidad de Antioquia por su apoyo a través del proyecto de investigación código PRG 2017-16268.

REFERENCIAS

- [1] J. Rodríguez, J. Tobón, M. Frías, y M. I. Sánchez de Rojas, «Aprovechamiento de un residuo del carbón para reducción del impacto ambiental de la minería del carbón en Colombia: estudio del potencial de uso en la industria del cemento», *Rev. CINTEX*, vol. 23, n.º 2, pp. 95-102, dic. 2018, doi: 10.33131/24222208.323.
- [2] F. Møller, E. Slentø, y P. Frederiksen, «Integrated well-to-wheel assessment of biofuels combining energy and emission LCA and welfare economic Cost Benefit Analysis», *Biomass Bioenergy*, vol. 60, pp. 41-49, ene. 2014, doi: 10.1016/j.biombioe.2013.11.001.
- [3] S. Heredia Quintana y A. D. Morales-Rojas, «Desarrollo y validación de un modelo cero dimensional de dos zonas para el análisis de la combustión en motores de encendido provocado», *Rev. CINTEX*, vol. 23, n.º 2, pp. 25-33, dic. 2018, doi: 10.33131/24222208.321.
- [4] A. Alagumalai, «Internal combustion engines: Progress and prospects», *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 38, pp. 561-571, oct. 2014, doi: 10.1016/j.rser.2014.06.014.
- [5] E. Porpatham, A. Ramesh, y B. Nagalingam, «Effect of compression ratio on the performance and combustion of a biogas fuelled spark ignition engine», *Fuel*, vol. 95, pp. 247-256, may 2012, doi: 10.1016/j.fuel.2011.10.059.
- [6] M. Gómez, A. Amell, y L. Zapata, «Spark ignition engine performance and emissions in a high compression engine using biogas and methane mixtures without knock occurrence», *Therm. Sci.*, vol. 19, n.º 6, pp. 1919-1930, 2015, doi: 10.2298/TSCI140829119G.
- [7] M. M. Hasan y M. M. Rahman, «Homogeneous charge compression ignition combustion: Advantages over compression ignition combustion, challenges and solutions», *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 57, pp. 282-291, may 2016, doi: 10.1016/j.rser.2015.12.157.
- [8] J. E. Dec, «Advanced compression-ignition engines—understanding the in-cylinder processes», *Proc. Combust. Inst.*, vol. 32, n.º 2, pp. 2727-2742, 2009, doi: 10.1016/j.proci.2008.08.008.
- [9] M. Yao, Z. Zheng, y H. Liu, «Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines», *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 35, n.º 5, pp. 398-437, oct. 2009, doi: 10.1016/j.peccs.2009.05.001.
- [10] S. M. Aceves *et al.*, «A Multi-Zone Model for Prediction of HCCI Combustion and Emissions», presentado en SAE 2000 World Congress, mar. 2000, pp. 2000-01-0327. doi: 10.4271/2000-01-0327.

- [11] A. Babajimopoulos, D. N. Assanis, D. L. Flowers, S. M. Aceves, y R. P. Hessel, «A fully coupled computational fluid dynamics and multi-zone model with detailed chemical kinetics for the simulation of premixed charge compression ignition engines», *Int. J. Engine Res.*, vol. 6, n.º 5, pp. 497-512, oct. 2005, doi: 10.1243/146808705X30503.
- [12] I. D. Bedoya, F. Cadavid, S. Saxena, R. Dibble, S. Aceves, y D. Flowers, «A Sequential Chemical Kinetics-CFD-Chemical Kinetics Methodology to Predict HCCI Combustion and Main Emissions», presentado en SAE 2012 World Congress & Exhibition, abr. 2012, pp. 2012-01-1119. doi: 10.4271/2012-01-1119.
- [13] S. Heredia Quintana, «Desarrollo e implementación de una metodología secuencial CFD-cinética química detallada para el análisis de la combustión HCCI y sus principales emisiones en motores estacionarios», Master, Universidad de Antioquia, Medellín, Colombia, 2020. [En línea]. Disponible en: <https://bibliotecadigital.udea.edu.co/handle/10495/15326>
- [14] J. Kubesh, S. R. King, y W. E. Liss, «Effect of Gas Composition on Octane Number of Natural Gas Fuels», presentado en International Fuels & Lubricants Meeting & Exposition, oct. 1992, p. 922359. doi: 10.4271/922359.
- [15] D. C. Montgomery, *Design and analysis of experiments*, Tenth edition. Hoboken, NJ: Wiley, 2020.
- [16] S. H. Quintana, E. S. Castaño-Mesa, y I. D. Bedoya, «Experimental Study of the Polytropic Coefficient for an Air-Cooled, High-Compression-Ratio, Spark-Ignition Engine Fueled with Natural Gas, Biogas, and a Propane-Syngas Blend», *Energy Fuels*, vol. 32, n.º 2, pp. 2376-2384, feb. 2018, doi: 10.1021/acs.energyfuels.7b03063.