

# Análisis comparativo de los modelos RSM y RNG aplicados a una cámara de combustión turbulenta con alto número de giro

## Comparative analysis of RSM and RNG models applied to a turbulent combustion chamber with high swirl number

Cristian de la Rosa Cruz<sup>1,\*</sup>, Marco Osvaldo Viguera Zúñiga<sup>2,a</sup>, Lorena del C. Santos Cortes<sup>1,b</sup>  
José Hernández Hernández<sup>2,c</sup>, María Arroyo Flores<sup>2,d</sup>, María Elena Tejeda del Cueto<sup>2,e</sup>

<sup>1</sup>Facultad de Ingeniería de la Construcción y el Hábitat, <sup>2</sup>Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias Navales, de Ingeniería Mecánica y Eléctrica  
Universidad Veracruzana, Calzada Ruiz Cortines 455, Col. Costa Verde, Boca del Río, Ver. C.P. 94294

\*cristian\_delarosa95@hotmail.com, <sup>a</sup>mvigueras@uv.mx, <sup>b</sup>losantos@uv.mx  
<sup>c</sup>josehernandez02@uv.mx, <sup>d</sup>maarroyo@uv.mx, <sup>e</sup>etejeda@uv.mx

### Resumen

El presente artículo se enfoca en el análisis de la combustión de biogás en una cámara de combustión de flama no premezclada estabilizada utilizando el modelo de turbulencia RSM. El análisis numérico de la cámara de combustión se realizó utilizando Dinámica Computacional de Fluidos. Los resultados numéricos de temperatura en la flama, emisiones de CO, CO<sub>2</sub> y NO fueron comparados con datos experimentales y datos numéricos del modelo de turbulencia RNG obtenidos en trabajos previos. Para estabilizar la flama se utiliza un dispositivo mecánico generador de turbulencia con alto número de giro (swirler,  $Sn = 2.48$ ), el cual mejora sustancialmente el proceso de mezcla de aire-combustible para obtener un mejor proceso de combustión y estabilidad de la flama. De acuerdo con los resultados numéricos obtenidos, el modelo RSM se adecua de manera más exacta a los datos obtenidos experimentalmente, al mantener una incertidumbre estadística de +/- 5% en todos los puntos de medición.

### Abstract

This paper focuses on the analysis of biogas combustion in a stabilized non-premixed flame stabilized combustor using the RSM turbulence model. The numerical analysis of the combustor was performed using Computational Fluid Dynamics. The numerical results of flame temperature, CO, CO<sub>2</sub> and NO emissions were compared with experimental data and numerical data of the RNG turbulence model obtained in previous works. To stabilize the flame, a mechanical turbulence generator device with high swirler number ( $Sn = 2.48$ ) is used, which substantially improves the air-fuel mixing process to obtain a better combustion process and flame stability. According to the numerical results obtained, the RSM model fits more accurately to the data obtained experimentally, maintaining a statistical uncertainty of +/- 5% in all measurement points.

### Palabras clave:

Swirler, biogas, RSM, RNG, CFD

### Keywords:

Swirler, biogas, RSM, RNG, CFD

### Introducción

El cambio climático y el calentamiento global son los efectos más impactantes de los gases de efecto invernadero (GEI), y actualmente se han convertido en las principales preocupaciones de la humanidad [1].

De acuerdo a Bohringer [2], la concientización sobre el impacto ambiental de los GEI, producidos principalmente por la quema de hidrocarburos, se vio expresada en las estrictas normas planteadas en el Protocolo Kyoto (KP). Derivado del KP, se han realizado grandes progresos para reducir los GEI mediante la aplicación de algunas estrategias, entre ellas la utilización de combustibles alternativos [3].

Un combustible alternativo derivado a partir de materia orgánica es el biogás, este puede ser utilizado como fuente de energía en el transporte, la calefacción y la generación de electricidad [4].

Es necesario diseñar CC's que operen con combustibles alternativos como el biogás [5-7]. No obstante, a pesar que se ha demostrado que el uso de biogás disminuye drásticamente la emisión neta de GEI como lo son: CO<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub> y NO<sub>2</sub> [8], el bajo poder calorífico del biogás es una de las barreras más importantes del desarrollo del biogás como fuente de energía [4]. De acuerdo con Viguera et al. [9] la combustión del biogás mejora, si se genera una zona de recirculación dentro de la cámara de combustión que produzca reignición constante del aire y del combustible.

De acuerdo a Thundil et al. [10] la generación de una zona central de recirculación dentro de la cámara de combustión, ayuda a la estabilización de la flama al proporcionar un flujo caliente de productos de combustión recirculados y una región de velocidad de baja magnitud que evita la extinción de la flama.

Estudios realizados por Bourgooin et al. [11] demuestran que, una zona central de recirculación se genera cuando el número de remolinos excede un valor crítico. De acuerdo a Zainul et al. [12], el número de remolinos ( $Sn$ ) es un indicador importante que permite determinar la estructura de la flama dentro de la cámara de combustión, y cualquier cambio en él tiene un impacto sustancial en la dinámica de la flama y la generación de emisiones.

De los mecanismos existentes para la generación de remolinos de intensidad alta (expansiones repentinas, obstrucciones en el campo de flujo, generalmente denominados bluff-bodies y swirlers), Khosravy [13] argumenta que la mejor forma de generar remolinos en el flujo es utilizar un swirler; siendo estos más eficientes que los bluff-bodies debido a la caída de presión menor que se genera. Recientemente Zavaleta et al. [14], estudiaron la optimización del diseño de un swirler mediante el uso de un algoritmo genético. De la experimentación y las simulaciones realizadas en CFD, se concluyó que las características de la zona de recirculación y de la flama mejoran significativamente debido al número de remolino con el que se diseñó ( $Sn=2.48$ ).

Actualmente, el recurso del modelado numérico usando dinámica de fluidos computacional (CFD) es ampliamente utilizado en el campo de la investigación. Este recurso permite modelar, predecir el comportamiento del fenómeno y realizar correcciones pertinentes sobre el diseño en cuestión, antes de que sea construido. Sin embargo, no existe un modelo de turbulencia universalmente aceptado para todas las aplicaciones; y la literatura plantea que algunos modelos son más idóneos bajo ciertas condiciones de operación o son “estadísticamente” más confiables dada la relación de los datos obtenidos numéricamente y los datos obtenidos experimentalmente.

Entre todos los modelos matemáticos existentes para modelar la turbulencia en CFD se encuentra el modelo de turbulencia de Reynolds-Average Navier-Stokes (RANS), el cual ha sido ampliamente adoptado para el cálculo práctico de ingeniería [15]. Los modelos derivados de RANS son:  $k-\epsilon$  estándar,  $k-\epsilon$  modificado,  $k-\epsilon$  RNG y el modelo RSM. Las variables de solución en la ecuación de Navier-Stokes se descomponen en componentes medios y componentes fluctuantes. Sólo se resuelve para las cantidades promediadas en el tiempo con toda la turbulencia escalada siendo modelada.

Diversos autores han informado que el modelo de turbulencia  $k-\epsilon$  estándar tiene ciertas limitaciones en la predicción de los flujos altamente arremolinados [16-18]. Las discrepancias de los resultados experimentales con respecto a las predicciones numéricas se deben a que en el modelo  $k-\epsilon$  estándar no se tiene en cuenta la viscosidad anisotrópica ni la generación de turbulencia adicional derivada de los efectos de la curvatura de la línea de corriente [17]. A pesar de ello, este modelo de turbulencia  $k-\epsilon$  estándar predice bastante bien la ubicación, la forma y el tamaño de las zonas de recirculación con turbulencia moderada ( $0.6 < Sn < 1.23$ ) [19, 20].

Con el fin de simular el flujo confinado en remolino, se han propuesto varios ajustes y adaptaciones del modelo  $k-\epsilon$  [15]. Sin embargo, ninguna de las modificaciones existentes ha sido capaz de realizar predicciones satisfactorias de los flujos en remolino con intensidades de remolino que van de bajas a altas [17]. Sloan et al. [16] y Chang et al. [19] determinaron que el modelo  $k-\epsilon$  modificado era inadecuado para las predicciones de la zona central de recirculación toroidal. Por otro lado, González [21] como resultado de su análisis comparativo sobre la densidad de la malla y de los modelos de turbulencia  $k-\epsilon$  estándar y RNG, aplicados a la simulación de un quemador de combustóleo de una central termoeléctrica; concluyó que el modelo  $k-\epsilon$  en su forma estándar, era el que mejor correlación mostraba con respecto a los datos experimentales. Contrario a lo anterior, el estudio realizado por Widmann et al. [22] sobre el desempeño de los modelos  $k-\epsilon$  estándar y el modelo  $k-\epsilon$  RNG para predecir las características del flujo de entrada en una CC; demuestra que el modelo RNG se ajusta mejor a los datos experimentales. En ambos casos, se observa que la eficacia de un modelo sobre otro radica en las condiciones de operación y la geometría específica de la CC analizada.

Para el flujo altamente anisotrópico, el RSM ha demostrado ser capaz de reproducir, en cierta medida, las características principales de los flujos [23-31]. El modelo RSM ha demostrado tener un desempeño aceptable para números de remolinos que van de 0 a 1.4 [29], hasta números críticos del orden de 12.5 a 20 [28]. Además de lo anterior, el modelo RSM se ha utilizado para modelar combustión en flamas no premezcladas con resultados que se correlacionan bien con los datos experimentales [29,32].

En este trabajo se utilizó el modelo de turbulencia RSM para estudiar la combustión del biogás en una cámara de combustión con un swirler optimizado ( $Sn = 2.48$ ) previamente estudiada en [14], y posteriormente se compararon los resultados obtenidos de temperatura en la flama y emisiones de  $CO_2$ ,  $CO$  y  $NO$  con los resultados del modelo de turbulencia RNG y los datos experimentales obtenidos en [9].

## Desarrollo

### Instalación experimental

La figura 1 muestra el corte longitudinal de la cámara de combustión utilizada en este trabajo. La cámara tiene un inyector de combustible de 6 agujeros distribuidos radialmente con un diámetro de 0.019 cm y una carcasa externa que mantiene aislado al tubo de flama y el swirler, del exterior.

La CC tiene tres zonas, y cada una de ellas tiene un propósito específico. La zona primaria ancla y estabiliza la llama. La zona primaria emplea un swirler optimizado con un  $Sn$  de 2.48 [14], y tiene 8 álabes distribuidos equitativamente en un ángulo de  $18^\circ$ , como se muestra en la figura 2. La función de la zona intermedia es disminuir la temperatura del gas, permitiendo la combustión de  $CO$  y  $CH$ .

La zona intermedia cuenta de 5 orificios sobre el tubo de flama con un diámetro de 0.56 cm (radialmente distribuidos), situados a  $L=18$  cm medidos desde la entrada de la cámara de combustión. La zona de dilución cuenta con 5 orificios perforados sobre el tubo de flama con un diámetro de 1.19 cm a  $L=24$  cm medidos desde la entrada de la CC. Así mismo, en la figura 1 se muestra el posicionamiento del termopar en una de las mirillas que posee la CC (ilustrativo), dicho sensor es removible y ajustable en cada mirilla de acuerdo al punto en el que se desee realizar la medición de temperatura.

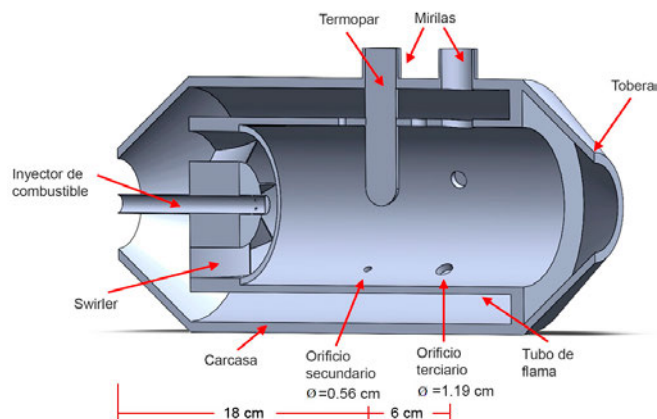


Figura 1. Cámara de combustión de flama no premezclada con swirler.

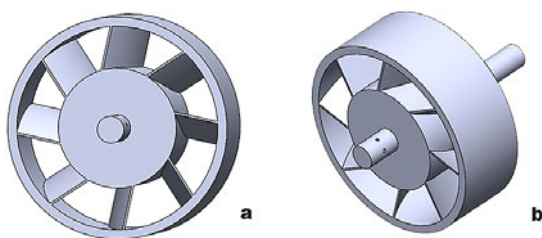


Figura 2. Swirler optimizado con inyector de combustible: (a) vista frontal; (b) vista isométrica.

## Modelo numérico

### Composición del combustible

La composición química del combustible del biogás corresponde a las siguientes fracciones molares  $CH_4=0.75$  y  $CO_2=0.25$  [9].

### Características de la malla.

El modelo y análisis CFD de la cámara de combustión, se realizó utilizando el método de volúmenes finitos de Fluent ANSYS®. Debido a que en este trabajo la CC, las variables de operación y los datos experimentales han sido recopilados de [9], el mallado del volumen de la cámara de combustión para este trabajo fue también basado en dicho trabajo. En él, se realizó un estudio de sensibilidad de malla y se determinó la configuración más idónea. La malla mostrada en la Figura

3 es el resultado de la implementación de las configuraciones hechas por [9], es de tipo tetraédrica y se establece el uso de una capa límite en las paletas del swirler, con refinamiento local en las superficies externas de los mismos. La malla tiene 6,731,932 elementos y 1,207,380 nodos con una calidad aproximada del 84%. Los valores residuales de continuidad, momento, energía cinética turbulenta fracción de mezcla y varianza de la fracción de mezcla fueron de  $1 \times 10^{-4}$ , mientras que para la energía fueron de  $1 \times 10^{-6}$ .

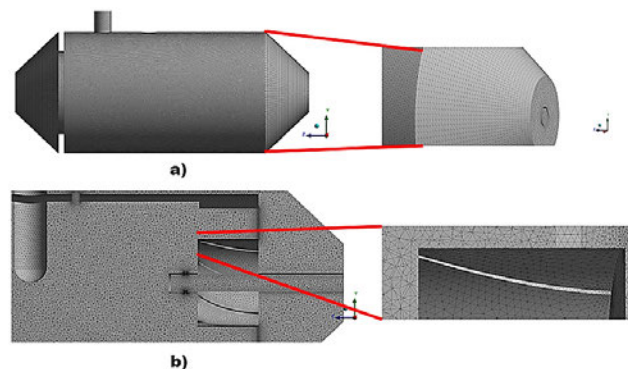


Figura 3. Malla del volumen del fluido en la cámara de combustión: (a) aplicación de face sizing; (b) paletas del swirler después de aplicar la herramienta edge sizing.

La tabla 1 indica las condiciones de mallado utilizadas en el modelo CFD de la cámara de combustión y la tabla 2 muestra las condiciones de frontera utilizadas en el análisis numérico.

Tabla 1. Características de la malla empleada en el análisis CFD

Parámetro	Configuración
Tipo de malla	Tetraédrica
Función de tamaño	Proximidad
Ortogonalidad máxima	0.99573
Oblicuidad mínima	0.2122
Tamaño de elemento	0.002 m
Razón de crecimiento	1.2
Tamaño de los bordes	32
Tamaño de cara	2

Tabla 2. Condiciones de frontera para el análisis numérico

Variable	Valor
Presión de entrada de aire	2100 Pa
Flujo masico del aire	0.04398 kg/s
Temperatura del aire	303.15 K
Presión de entrada del combustible	2100 Pa
Flujo masico del combustible	0.0004996 kg/s
Temperatura del combustible	300.15 K
Presión de salida de la cámara de combustión	375 Pa
Temperatura de las paredes	300 K

## Resultados de la modelización numérica

La figura 4 muestra seis planos paralelos al plano ZY de la cámara de combustión, que se utilizaron para obtener los resultados del modelo numérico. El punto de origen se consi-



dera en la entrada de la cámara de combustión y cada plano está situado a las siguientes distancias: plano a (10.40 cm), plano b (14 cm), plano c (17.6 cm), plano d (23.6 cm), plano e (26.6 cm) y plano f (30 cm).

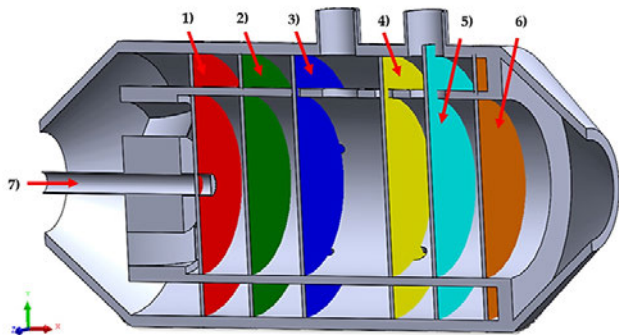


Figura 4. Vista de los planos yz y origen de la cámara de combustión: (1) plano a; (2) plano b; (3) plano c; (4) plano d; (5) plano e; (6) plano f; (7) origen.

El propósito del presente trabajo es comparar el resultado de los perfiles obtenidos mediante los modelos de turbulencia RNG y RSM, por lo tanto, a continuación, se presentan los perfiles de velocidad, temperatura y emisiones para cada caso.

#### Comparación de líneas y velocidad del flujo

En la figura 5 se presenta la comparación de las líneas de flujo utilizando el modelo RNG y el modelo RSM respectivamente. En la figura 5a) se muestra una vista superior de las líneas de flujo durante la combustión dentro del CC para el modelo RNG, y en la figura 5b) muestra la vista superior para el modelo RSM. Ambos contornos muestran remolinos en las líneas de flujo, las cuales se extienden desde la salida del swirler hasta la zona de dilución, en ésta el efecto de remolino decrece a medida que se acerca a la tobera. Sin embargo, el modelo RSM muestra velocidades ligeramente menores a las reportadas en el modelo RNG en la línea central que se extiende desde la entrada del aire al swirler hasta la salida de la CC; este comportamiento es visualizado en las gráficas mostradas en la figura 6 en específico en las zonas primaria y secundaria (posiciones 0-8). La anterior diferencia de velocidades entre ambos modelos de turbulencia da como resultado la generación de una zona de recirculación más intensa que ayuda a la estabilización de la flama, así como la disminución de las emisiones contaminantes.

Las figuras 7 y 8 muestran los perfiles de velocidad en los seis planos transversales YZ en la cámara de combustión obtenidos durante el proceso de combustión para los modelos RNG y el modelo RSM, respectivamente. La comparación de ambas figuras muestra que los perfiles de velocidad son muy similares entre ambos modelos de turbulencia. En las figuras 7a) y 8a) se observan perfiles con un comportamiento

similar en el fluido, estas se localizan en la salida del inyector en donde la zona de recirculación comienza a generarse en el centro del swirler con velocidades que van de 0-13 m/s e incrementando la velocidad del fluido gradualmente con respecto al radio. Las figuras 7b) y 8b) muestran perfiles de velocidad que aumenta radialmente desde el centro hacia fuera con una velocidad predominante de 6.247 m/s en el caso del modelo RNG; mientras que en el caso del modelo RSM la velocidad predominante es de 6.151 m/s. Estas bajas velocidades situadas en el centro de la CC son causadas por el efecto de recirculación observado en la figura 5 y que se caracteriza por velocidades de baja magnitud. Por otra parte, en las figuras 7c) y 8c) se visualiza la disminución de la ZR, la cual se concentra ahora en la zona del inyector con velocidades cercanas a cero para ambos modelos de turbulencia.

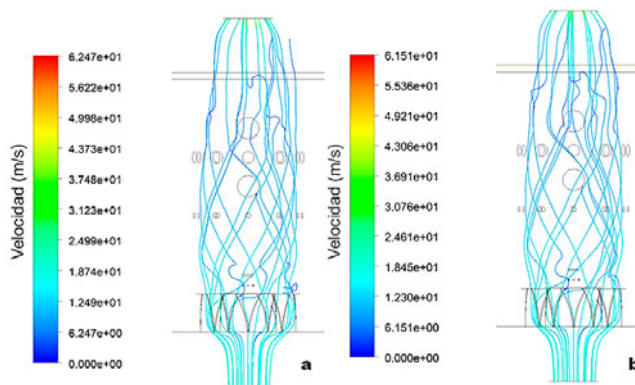
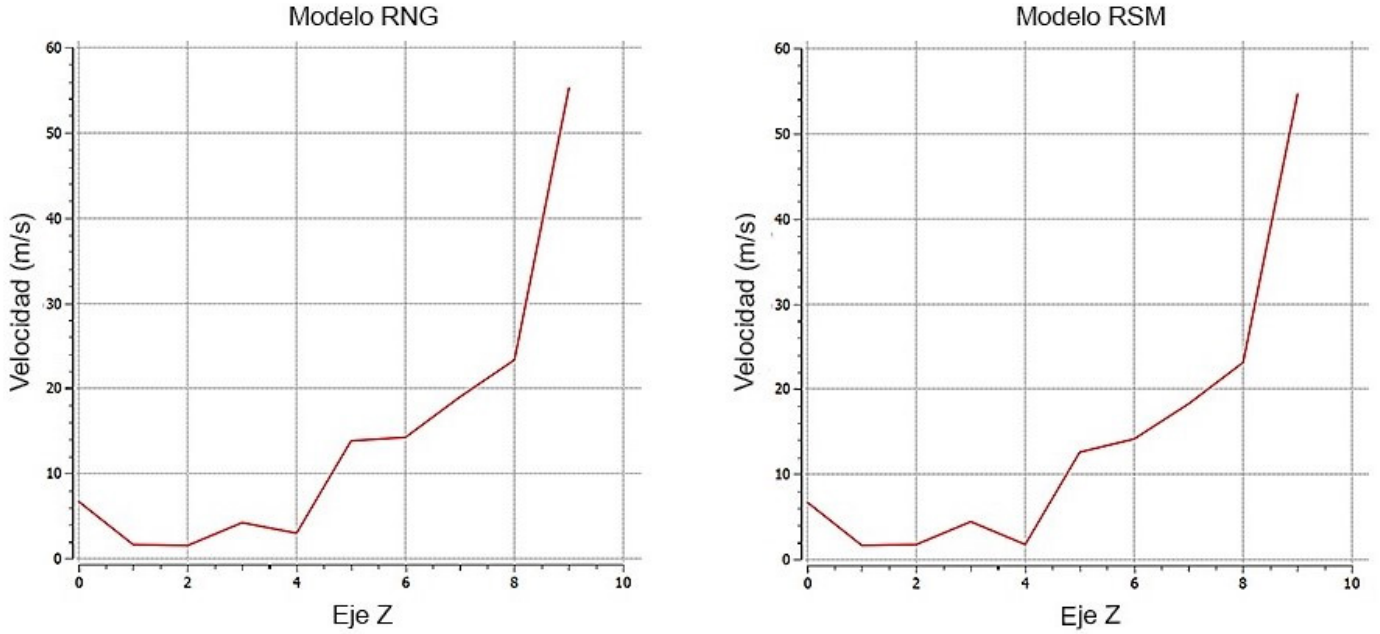


Figura 5. Vista superior de las líneas de corriente generadas dentro de la cámara de combustión: modelo RNG (a) y modelo RSM (b).

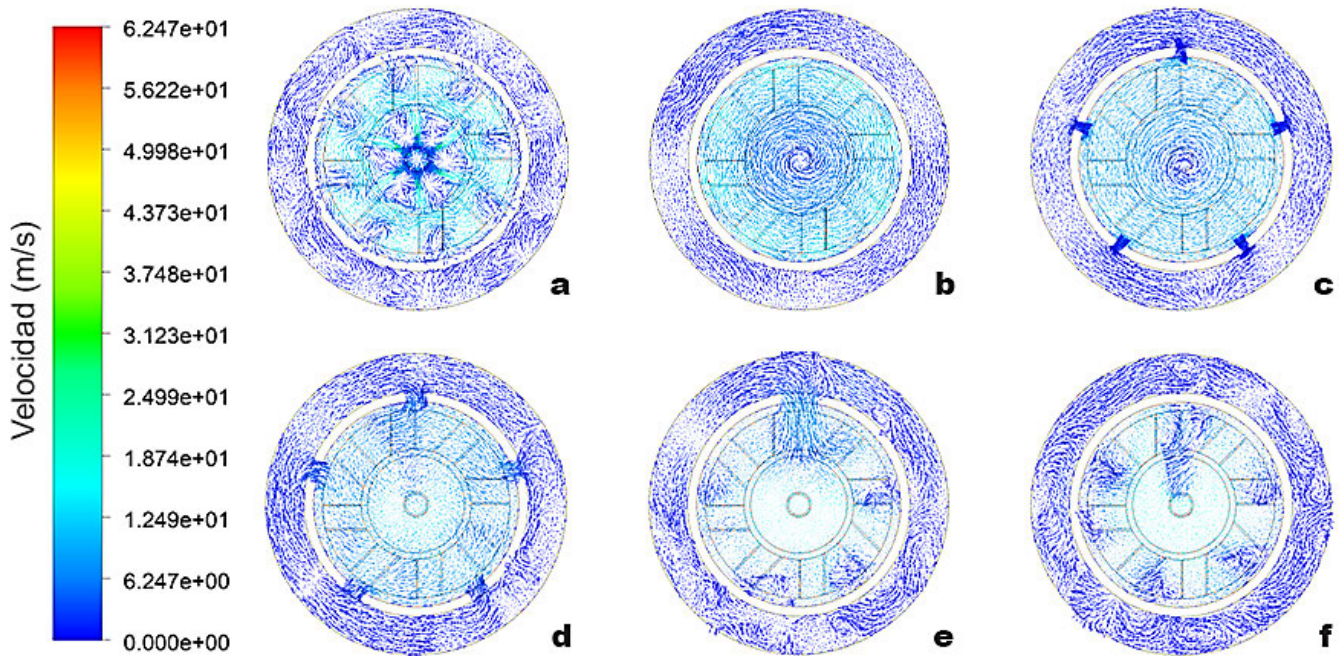
En las figuras 7d) y 8d) ya no se visualizan indicios de la presencia de una ZR en el interior de la cámara de combustión dada la acción de la inyección de aire por parte de los orificios terciarios, los cuales mitigan dicho comportamiento. Así mismo, en ambas figuras se observa que los vectores de velocidad de ambos modelos tienen un ligero incremento en su magnitud. Este comportamiento también se observa en las figuras 7e) y 8e), alcanzando velocidades máximas de 18.74 m/s para el modelo RNG, y velocidades máximas de 18.45 m/s para el modelo RSM en la zona ubicada entre el Dhub y los alabes del swirler. Finalmente, las figuras 7f) y 8f) presentan perfiles de velocidades muy similares entre sí; sin embargo, en ambas figuras destaca la aparición de zonas de velocidad nula cercanas a los alabes del swirler las cuales son consecuencia de la lejanía del plano con respecto a las zonas donde se inyecta el aire (orificios de inyección).

#### Validación del modelo numérico

El presente estudio está enfocado en la validación de la implementación del modelo RSM en una cámara de combustión de flama no premezclada comparando los resultados con datos del modelo experimental y el CFD del modelo RNG presentado en [9]. Es importante recalcar que las simulaciones efectuadas en este estudio partieron de la geometría, condiciones de frontera e inclusive la técnica de mallado utilizada en [9].



1. **Figura 6.** Graficas de velocidad a lo largo de la línea central de la CC desde la entrada de aire en el swirler hasta la salida: modelo RNG (a) y modelo RSM (b).



**Figura 7.** Perfiles de velocidad del modelo RNG durante la combustión en planos transversales: (a) plano a; (b) plano b; (c) plano c; (d) plano d; (e) plano e; (f) plano f.



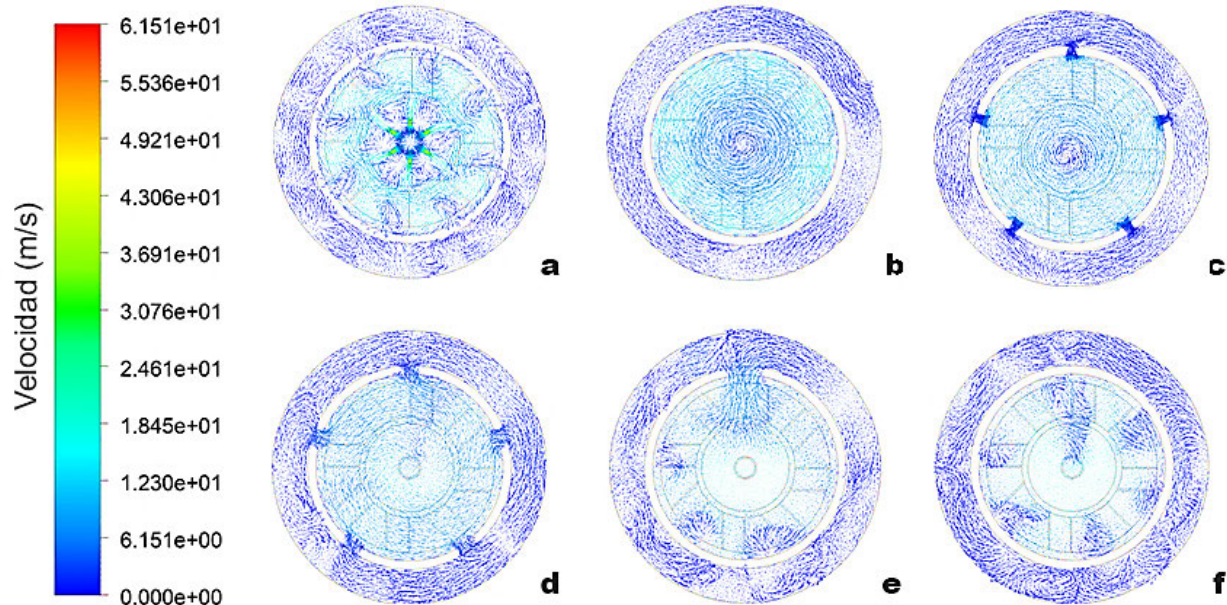


Figura 8. Perfiles de velocidad del modelo RSM durante la combustión en planos transversales: (a) plano a; (b) plano b; (c) plano c; (d) plano d; (e) plano e; (f) plano f.

La figura 9 muestra el promedio de las mediciones de temperatura de las ocho posiciones reportadas en [9] y las obtenidas mediante simulación numérica con el modelo RSM.

Se observa que el modelo numérico RSM tiene una tendencia más aproximada a la observada con los resultados experimentales, que lo reportado por el modelo RNG. El mayor diferencial de temperatura con respecto a la experimental por parte del modelo RSM es de 23 K, y se registra en la posición 1; mientras que para el modelo RNG, en la misma posición se reporta una diferencia de temperatura de 30.9 K. A medida que el termopar se aleja del centro de la cámara, la diferencia de temperatura disminuye en el modelo RSM hasta que es casi cero en las posiciones 4 y 8. El modelo RSM tiene un comportamiento similar al del modelo experimental, lo que también es reportado con el modelo RNG, pero las temperaturas se mantienen ligeramente más elevadas que las del modelo RSM en cada posición medida experimentalmente (4 a 10 K).

En el modelo RSM, todos los valores numéricos de las temperaturas en las posiciones estudiadas se encuentran dentro de una incertidumbre del 5%; y para el caso de los valores numéricos de la temperatura en las posiciones 4 a 8 presentan una incertidumbre menor al 2% con respecto a las pruebas experimentales. Por otro lado, en el modelo RNG la incertidumbre máxima es registrada en la posición 1 con un valor de 6.5% y los valores de incertidumbre en las posiciones 4 a 8 son menores al 4.5% con respecto a los valores experimentales.

Por el lado de las emisiones de CO<sub>2</sub> y CO, las gráficas obtenidas en la salida de la cámara de combustión fueron realizadas mediante la toma de muestras y analizadas con un analizador de gases ENERAC modelo 700AV descrito en [9].

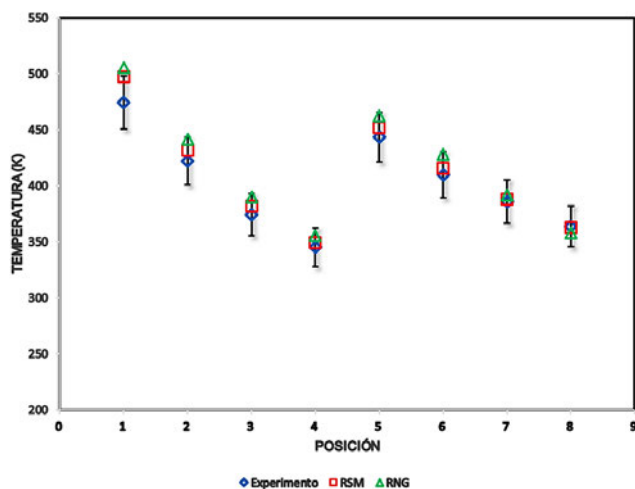
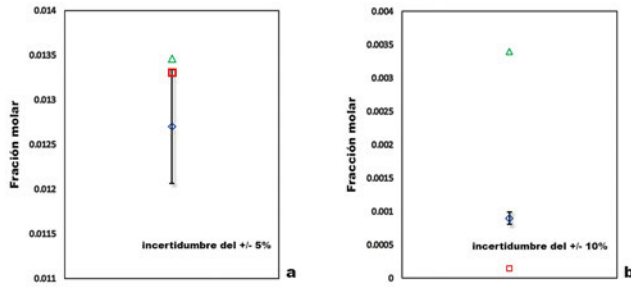


Figura 9. Temperaturas obtenidas utilizando el modelo RSM, RNG y las pruebas experimentales, en las 8 posiciones: 5% de incertidumbre.

La figura 10 muestra la comparación de las fracciones molares de CO<sub>2</sub> y CO en la salida de la cámara de combustión. La fracción molar de CO<sub>2</sub> medida experimentalmente fue de 0.0127; mientras tanto, el valor para el modelo RNG fue de 0.01346 y, 0.01330 para el RSM. La figura 10a) muestra que los datos obtenidos por el modelo RSM, tienen un comportamiento similar al modelo experimental y una mayor aproximación al modelo experimental que el modelo RNG, dado que se encuentran dentro del 5% de incertidumbre de los datos experimentales

Por otro lado, la fracción molar de CO proporcionada por el analizador de gases fue de 0.0009; el valor del modelo RNG fue de 0.000145 y para el modelo RSM fue de 0.0034. Tal como lo reportado en [9], la comparación de los valores cal-

culados por los modelos numéricos, no se encuentra dentro de un porcentaje de incertidumbre aceptable, pero el modelo RSM tiene menor desviación con respecto a lo obtenido en el modelo RNG.



**Figura 10.** Fracción molar obtenida mediante el modelo CFD y las pruebas experimentales a la salida de la cámara de combustión: a) CO<sub>2</sub>; y b) CO.

Finalmente, los datos obtenidos de NO durante el experimento indicaron un porcentaje molar de 0.0% de este gas, mientras que se obtuvo un valor promedio de fracción molar a la salida de la tobera de  $2.3 \times 10^{-6}$  para el modelo RNG, y para el modelo RSM fue de  $1.8 \times 10^{-6}$  y lo cual se puede considerar como 0 en ambos casos.

#### *Perfiles de temperatura transversal y longitudinal con el modelo RSM.*

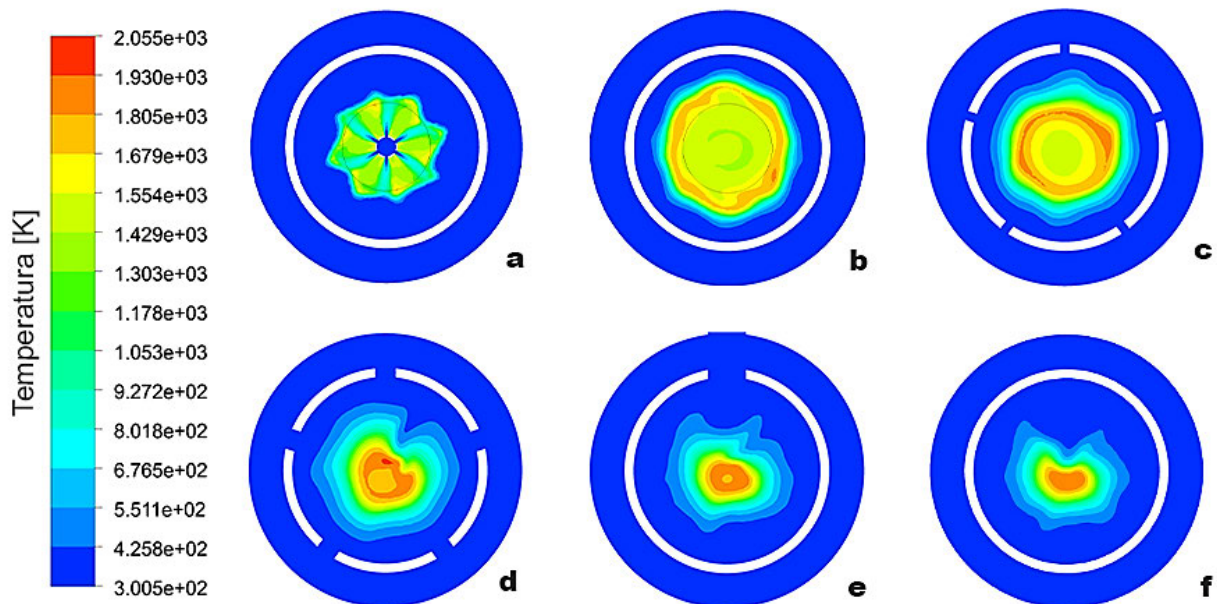
De acuerdo con los resultados obtenidos en la simulación, la temperatura más alta registrada es de 2055 K en la zona secundaria y se prolonga hasta la zona de dilución. La flama tiene el comportamiento esperado por la implementación del swirler, ya que esta se encuentra centrada en la cámara de combustión.

La figura 11 muestra los perfiles de temperatura en los planos transversales de la cámara de combustión obtenidos

utilizando el modelo RSM. Se observa que la flama está centrada en todos los planos. Tal como se detalló anteriormente, el modelo RSM reportó temperaturas más bajas en cada plano, que las observadas en el modelo RNG. La figura 11a) muestra la región de mayor temperatura situada entre Dhub y  $r = 0$ ; esta temperatura se alcanza cerca de cada orificio de inyección de combustible y se debe a la presencia de mayor flujo de combustible. En la figura 11b), la flama se extiende desde  $r = 0$  hasta la sección media de los álabes extendiéndose en una gran parte del tubo de flama; por otro lado, las temperaturas máximas son mayores que las presentadas en la figura 11a), y la forma de la flama mantiene su geometría circular. La figura 11c) muestra la flama cubriendo casi la misma área que en la figura 11b) incrementándose la temperatura desde  $r = 0$  hasta el Dhub.

Los perfiles d-f de la figura 11 muestran un decremento importante en sus valores de temperatura, este fenómeno es debido al enfriamiento provocado por los orificios terciarios mediante la inyección de aire (zona de dilución). De esta manera, en la figura 11d) se visualiza que la forma circular de la flama sufre una alteración al desplazarse ligeramente en los ejes Y y X negativos; sin embargo, las temperaturas máximas se mantienen en la zona de  $r = 0$  hasta el Dhub y destaca una pequeña zona situada en el centro (invector) con una temperatura máxima de  $2.055 \times 10^3$  K.

La forma de la flama presentada en la figura 11e) es aún más irregular que la mostrada en la figura 11d) en la figura anterior, la temperatura tiene un descenso progresivo a medida que el radio aumenta a partir del Dhub. Finalmente, en la figura 11f) muestra un perfil totalmente deformado en donde el centro de la flama está desplazada abajo en el eje Y, y la temperatura máxima reportada es de  $1.805 \times 10^3$  K.



**Figura 11.** Perfiles de temperatura durante la combustión con el modelo RSM: (a) plano a; (b) plano b; (c) plano c; (d) plano d; (e) plano e; (f) plano f.



La figura 12 presenta un corte longitudinal del perfil de temperatura obtenido mediante la simulación numérica. En esta se observa el comportamiento de la flama durante el proceso de combustión. Se visualiza que la flama se localiza centrada a lo largo de la cámara de combustión; este comportamiento es debido a la acción del swirler al generar una zona de recirculación en la zona primaria, que permite entre otras cosas; la estabilización de la flama [10]. En la figura 12 se observa que la región con mayores temperaturas se ubica en las zonas intermedia y de dilución, asimismo la separación de las temperaturas máximas con respecto al inyector de combustible que se observa, es relevante dado que prolonga la vida útil de este, y el riesgo de daño al swirler por retroceso de flama disminuye. Referente a la forma y posición de la flama, estas mantienen su simetría con respecto al eje X hasta la zona de dilución en donde a partir de allí se observa un desplazamiento hacia abajo en el eje Y, así como la deformación de esta a medida que se acerca a la salida de la cámara de combustión.

De manera general, la comparación de los perfiles de temperatura obtenidos con el modelo RSM con respecto a los obtenidos en [9] con el modelo RNG, muestran una forma de flama menos ancha y temperaturas máximas cercanas al inyector y el swirler inferiores a los reportados con el modelo RNG. Así mismo, en la figura 12 puede observarse el termopar dentro de la CC, el cual se encuentra presente en cada simulación para que su obstrucción en el flujo sea tomada en cuenta, tal como en el proceso de experimentación.

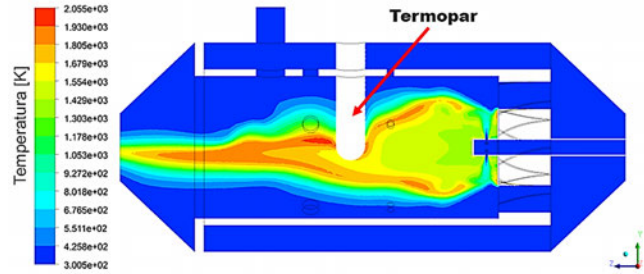


Figura 12. Perfil de temperatura en plano longitudinal del centro de la cámara de combustión con el modelo RSM.

#### Perfil de emisiones de CO<sub>2</sub>

La figura 13 muestra los planos transversales de los contornos de CO<sub>2</sub> en la cámara de combustión. En la figura 13a) se observa que la mayor tasa de generación de CO<sub>2</sub> se localiza entre el Dhub y  $r = 0$ ; esto se debe a que el plano se ubica detrás de la inyección de combustible, e indica que la combustión fue completa. Por otro lado, la figura 13b) muestra un área de fracción molar de CO<sub>2</sub> de mayor amplitud, pero con una fracción molar menor que el anterior perfil, esto se debe a que el plano se encuentra aún cerca de donde se produce la combustión (inyector). En la figura 13c) el área del contorno de emisión de CO<sub>2</sub> se reduce a su estado inicial que va de  $r = 0$  a Dhub, pero la fracción molar de CO<sub>2</sub> máxima reportada es de  $1.38 \times 10^{-1}$  K. El contorno mostrado en la figura 13d) está desplazado hacia abajo en el eje Y, este comportamiento es similar al obtenido en la temperatura de la flama mostrado en la figura 11d). En las figuras 13e-f, la fracción molar de CO<sub>2</sub> disminuye en la parte superior, manteniendo una fracción molar media de 0.0625; este comportamiento es consistente con el incremento de la temperatura en los puntos más calientes como en las figuras 11e-f. Finalmente, la figura 13f) muestra la fracción molar de CO<sub>2</sub> que se genera a la salida

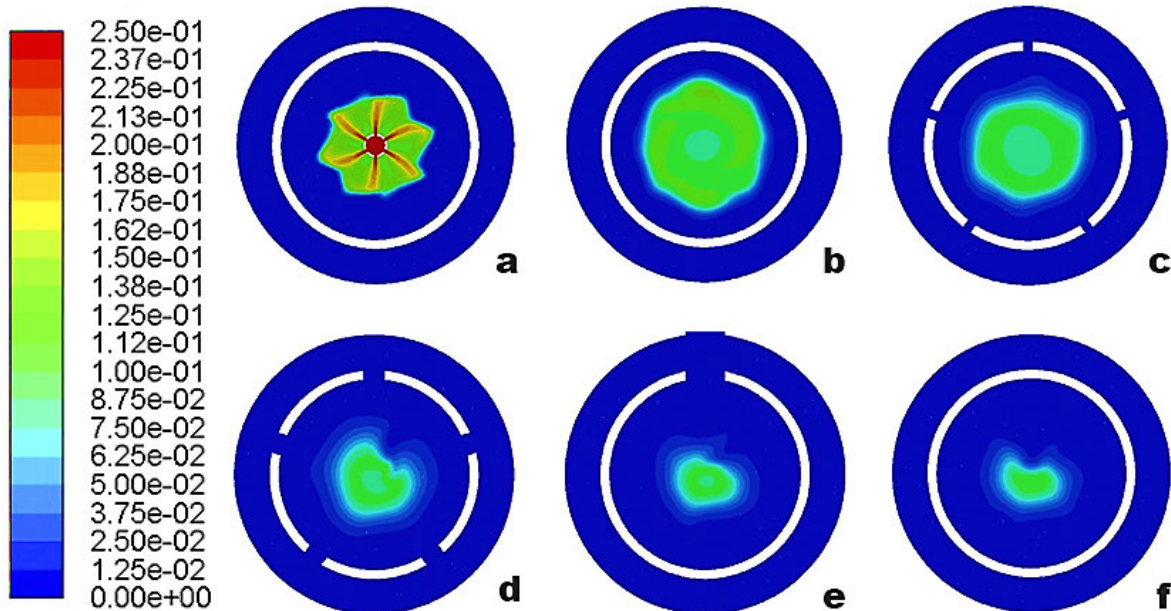
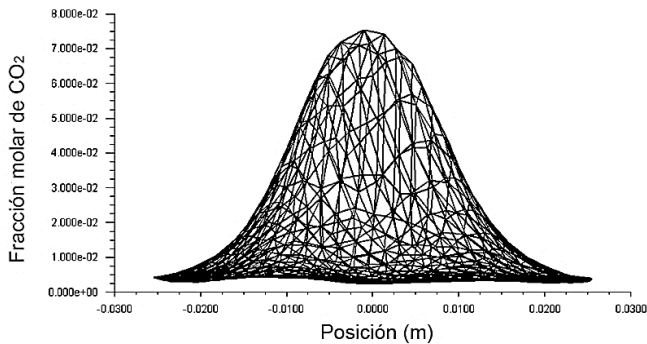


Figura 13. Fracción molar de CO<sub>2</sub> RSM para los planos transversales: (a) plano 1; (b) plano 2; (c) plano 3; (d) plano 4; (e) plano 5; (f) plano 6.



de la cámara de combustión. Este contorno es el más reducido en área de los anteriores contornos reportados, lo cual indica que las emisiones de CO<sub>2</sub> se reducen como resultado de la quema completa en la combustión.

La figura 14 indica el comportamiento de la fracción molar de CO<sub>2</sub> a la salida de la CC en el eje Y para el modelo RSM. El valor medio de la fracción molar reportado es de 0.01127; mientras que para el modelo RNG fue de 0.01346. El gráfico de la fracción molar de CO<sub>2</sub> correspondiente al modelo RNG puede ser consultado en [9].



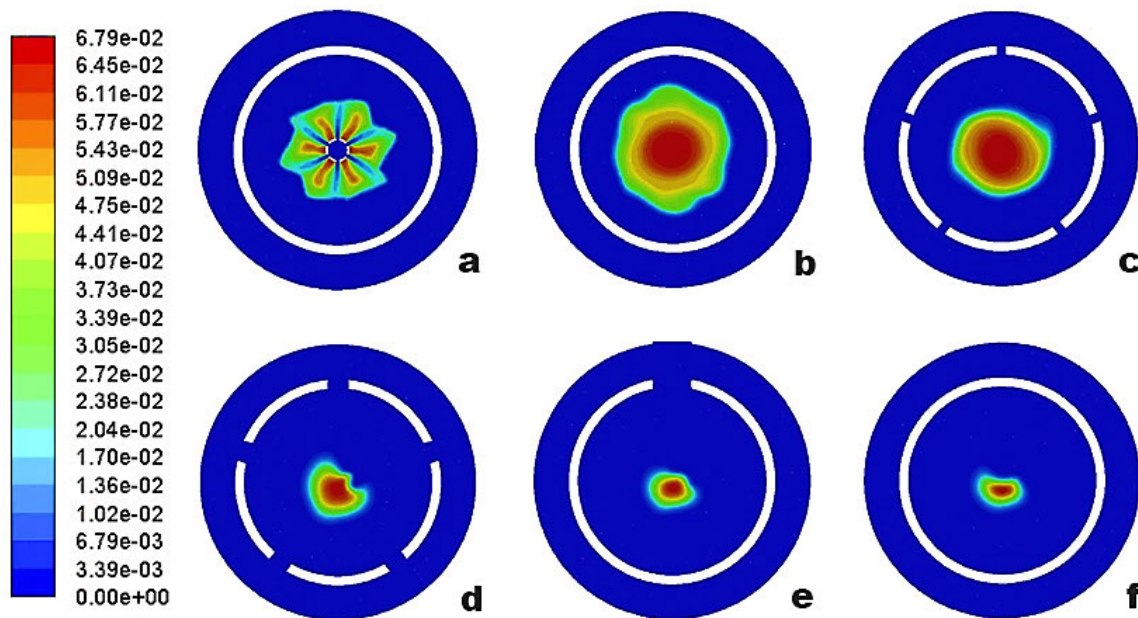
**Figura 14.** Fracción molar de CO<sub>2</sub> a la salida de la cámara de combustión en el eje Y registrada por el modelo RSM.

#### Perfil de emisiones de CO

En la figura 15 se visualizan los planos transversales de la fracción molar de CO utilizando el modelo de turbulencia RSM. De acuerdo a la figura 15a) la formación de CO se presenta inmediatamente en la zona primaria

a la salida de los orificios del tubo de combustible, lo cual se debe a que en este lugar se inicia la combustión; se visualiza un remolino que alcanza una fracción molar de CO de  $6.45 \times 10^{-2}$ . En la figura 15b) el valor máximo registrado de la fracción molar de CO aumenta, alcanzando un valor de  $6.79 \times 10^{-2}$  y posicionándose el área de concentración desde  $r = 0$  hasta un tercio de los alabes del swirler. En las figuras 15c-f se muestra como la fracción molar de CO se reduce progresivamente, lo que indica que hay una alta conversión de reactivos ya que hay una correspondencia entre temperatura y la generación de CO. Este efecto se produce cuando hay suficiente energía y tiempo de retención que da lugar a una alta conversión de CO en CO<sub>2</sub>. De manera general, en todos los perfiles mostrados en la figura 15 presentan una baja concentración de CO lo cual indica que hay una alta conversión de CO a CO<sub>2</sub>.

La figura 16 representa el comportamiento de la fracción molar de CO a la salida de la cámara de combustión en el eje Y, para el modelo RSM. Se observa que el punto de formación de CO está por debajo del centro de la salida de la cámara ( $y = 0$ ); lo anterior se hace evidente en los planos d-f de la figura 14 en donde se visualiza la fracción molar de CO por debajo de la línea media de la CC. El valor medio de la fracción molar en la salida es  $34.22149 \times 10^{-4}$ , mientras que para el modelo RNG fue de  $1.45347 \times 10^{-4}$ . El gráfico de la fracción molar de CO y el valor medio de dicha fracción correspondiente al modelo RNG puede ser consultado en [9].



**Figura 15.** Fracción molar de CO del modelo RSM de los planos transversales: (a) plano 1; (b) plano 2; (c) plano 3; (d) plano 4; (e) plano 5; (f) plano 6.

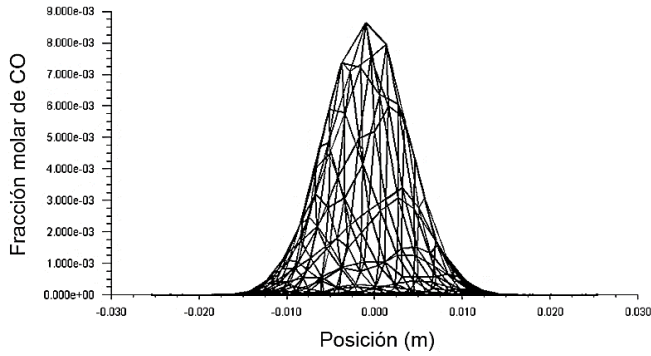


Figura 16. Fracción molar de CO a la salida de la cámara de combustión en el eje Y, registrada por el modelo RSM.

Perfil de emisiones de NO

En la figura 17 se visualizan los planos transversales de la fracción molar de NO generados con el modelo de turbulencia RSM. En la figura 17a), se observa que la formación de NO es nula en la región cercana a los orificios de inyección de combustible. En la figura 17b) el NO, no se encuentra reportado en el perfil obtenido. Sin embargo, en la figura 17c) se visualiza un perfil de distribución de NO el cual tiene una forma de anillo que se encuentra posicionado en el centro de la cámara de combustión, rodeando al hub. También se observa que el perfil de distribución de NO muestra una fracción molar más baja en el centro de la cámara de combustión en comparación con la zona cercana al Dhub (fracción molar  $2.78 \times 10^{-7}$ ). La figura 17d) muestra un aumento de la fracción molar de NO ( $3.61 \times 10^{-6}$ ), mientras que en la figura 17e) se mantiene la fracción molar de NO, pero el área se concentra alrededor del inyector. En la figura 17f) se observa que la fracción molar de NO mantiene valor de ( $3.61 \times 10^{-6}$ ), pero el área en la cual aparece en este contorno disminuye ligeramente. Como se observa en todos los perfiles obtenidos, la formación de NO dentro de la cámara de combustión es prácticamente nula.

La figura 18 revela que la presencia de NO es predominante en el eje y negativo. La fracción molar media de NO a la salida de la cámara de combustión es de  $1.8 \times 10^{-6}$ .

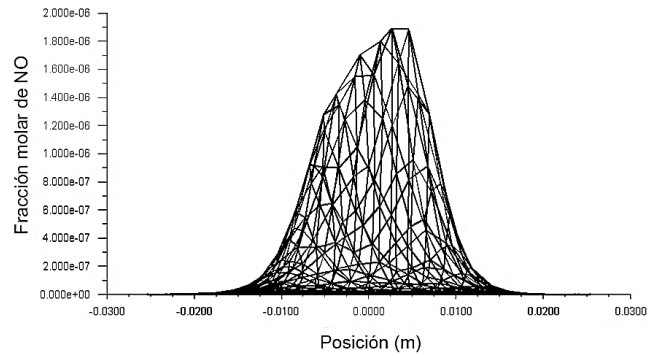


Figura 18. Fracción molar de NO a la salida de la cámara de combustión en el eje y, registrada por el modelo RSM.

Conclusiones

Se presentó el análisis comparativo de la combustión de biogás en un CC de llama no premezclada estabilizado con un swirler con alto número de giro ( $Sn=2.48$ ) [14]. Este análisis de la combustión se realizó utilizando los modelos numéricos RNG y RSM, y pruebas experimentales reportadas en trabajos previos [9]. Para resolver la cinética química de la flama, se implementó el mecanismo de paso medio de la Universidad de San Diego el cual cuenta con 58 especies (dentro de las cuales están presentes las especies contaminantes CO y CO<sub>2</sub>) y 270 reacciones. Los resultados obtenidos con el modelo numérico de la combustión del biogás mostraron lo siguiente:

- El modelo RSM predijo con una incertidumbre menor que el RNG (+/- 5%), el comportamiento de las pruebas experimentales. Las temperaturas obtenidas numéricamente con ambos modelos en la CC tienen un comportamiento similar a las obtenidas en las pruebas experimentales.

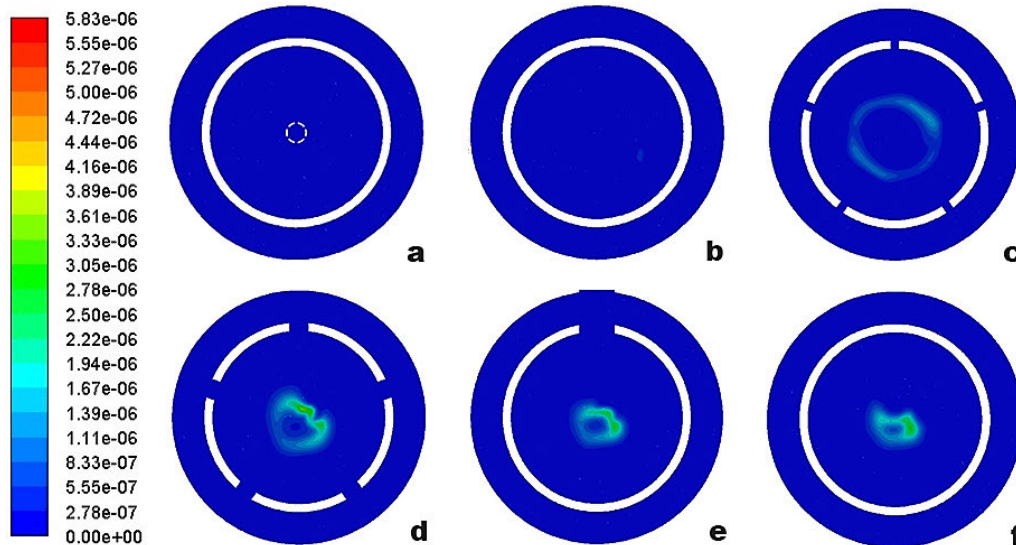


Figura 17. Fracción molar de NO del modelo RSM de los planos transversales: (a) plano 1; (b) plano 2; (c) plano 3; (d) plano 4; (e) plano 5; (f) plano 6.

- La recirculación producida por el swirler centra la flama dentro de la CC, evitando la aparición de puntos calientes cerca del tubo de flama. Los perfiles de temperatura muestran que la inyección de biogás en la zona primaria reduce la temperatura de la flama en esta región. Las temperaturas de mayor magnitud se localizan en las zonas intermedia y de dilución, debido a la disminución de la fracción molar de CO<sub>2</sub> en comparación con la zona primaria.
- Los perfiles de temperatura longitudinales obtenidos utilizando el modelo RSM muestran temperaturas más bajas cerca del inyector y el swirler, que las reportadas con el modelo RNG. Lo anterior es importante para asegurar la durabilidad de ambos dispositivos.
- En cuanto a las emisiones contaminantes, la recirculación favoreció el proceso de combustión ya que se encontraron cero emisiones de CO a partir de la zona intermedia y la formación de CO<sub>2</sub> tendió a disminuir a la salida de la cámara de combustión de manera drástica. A pesar que la fracción molar de CO reportada por el modelo RSM está fuera del 10% de incertidumbre con respecto a los datos reales los resultados son una mejor aproximación que los reportados por el modelo RNG [9].

Esta investigación valida que la implementación del modelo RSM en el estudio de la dinámica de fluidos de una CC con un remolino con alto número de giro en la combustión de biogás es conveniente si se pretende obtener resultados más exactos, lo cual puede asegurar la integridad de los dispositivos mecánicos y de sus operadores. Sin embargo, el modelo RNG presentó resultados aceptables en la simulación, por lo que el diseñador deberá decidir con base en los requerimientos técnicos y de seguridad, si el mayor costo computacional que supone el modelo RSM le es conveniente.

#### Agradecimientos

Se agradece al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología la beca recibida durante sus estudios de maestría.

#### Referencias

- [1] Hosseini, S. E., & Wahid, M. A. (2014). *Development of biogas combustion in combined heat and power generation*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 40, 868–875. doi:10.1016/j.rser.2014.07.204
- [2] Bohringer, C. (2003). *The Kyoto Protocol: A Review and Perspectives*. Oxford Review of Economic Policy, 19(3), 451–466. doi:10.1093/oxrep/19.3.451
- [3] Bradley D. *Premixed turbulent flame instability and NO formation in a lean burn swirl burner*. Combust Flame 1998;115:515–38.
- [4] Hosseini, S. E., & Wahid, M. A. (2013). *Biogas utilization: Experimental investigation on biogas flameless combustion in lab-scale furnace*. Energy Conversion and Management, 74, 426–432. doi:10.1016/j.enconman.2013.06.026
- [5] Kalisz, S., Pronobis, M., Baxter, D., 2008. *Co-firing of biomass waste-derived syngas in coal power boiler*. Energy 33, 1770–1778.
- [6] Al-Rashed, A.A.A.A.; Afrand, M. *Multi-criteria exergoeconomic optimization for a combined gas turbine-supercritical CO<sub>2</sub> plant with compressor intake cooling fueled by biogas from anaerobic digestion*. Energy 2021, 223, 119997.
- [7] Lafay, Y., Taupin, B., Martins, G., Cabot, G., Renou, B., & Boukhalfa, A. (2007). *Experimental study of biogas combustion using a gas turbine configuration*. Experiments in Fluids, 43(2-3), 395–410. doi:10.1007/s00348-007-0302-6
- [8] Jahangirian Saeed, Engeda Abraham, Wichman Indrek S. *Thermal and chemical structure of biogas counterflow diffusion flames*. Energy Fuels 2009;23(11):5312–21.
- [9] Viguera-Zúñiga, M.O.; Ramírez-Ruiz, C.A.; Herrera-May, A.L.; Tejeda-del-Cueto, M.E. *Numerical and Experimental Analysis of the Effect of a Swirler with a High Swirl Number in a Biogas Combustor*. Energies 2021, 14, 2768. https://doi.org/10.3390/en14102768
- [10] Thundil Karuppa Raj, R., & Ganesan, V. (2008). *Study on the effect of various parameters on flow development behind vane swirlers*. International Journal of Thermal Sciences, 47(9), 1204–1225. doi:10.1016/j.ijthermalsci.2007.10.01
- [11] Bourgoquin, J. F.; Moeck, J.; Durox, D.; Schuller, T.; Candel, S. *Sensitivity of Swirling Flows to Small Changes in the Swirler Geometry*. Comptes Rendus Mec. 2013, 341, 211–219.
- [12] Zainul, M.N.M.; Jaafar, M.N.M.; Lazim, T.M. *Effect of Varying the Double Radial Swirler Configuration on the Fluid Dynamic and Emissions Performances in a Can Combustor*. J. Teknol. 2017, 79, 33–41.
- [13] Khosravy, M. (2013). *Review of the New Combustion Technologies in Modern Gas Turbines*. Progress in Gas Turbine Performance. Author 1, A.; Author 2, B. Book Title, 3rd ed.; Publisher: Publisher Location, Country, 2008; pp. 154–196.
- [14] Zavaleta, L. D.; Viguera, Z. M.; Herrera, M. H.; Zamora, C. A.; Tejeda, C. M. *Optimized Design of a Swirler for a Combustion Chamber of Non-Premixed Flame Using Genetic Algorithms*. Energies 2020, 13, 2240. doi:10.3390/en13092240
- [15] Hsiao, G. y Mongia, H. (2003). *Modelado de copa de turbulencia Parte 3: Solución independiente de la red con diferentes modelos de turbulencia*. 41° Encuentro y Exposición de Ciencias Aeroespaciales. doi: 10.2514 / 6.2003-1349



- [16] Sloan, D. G., Smith, P. J., & Smoot, L. D. (1986). *Modeling of swirl in turbulent flow systems*. Progress in Energy and Combustion Science, 12(3), 163–250. doi:10.1016/0360-1285(86)90016-x
- [17] Nallasamy, M. (1987). *Turbulence models and their applications to the prediction of internal flows: A review*. Computers & Fluids, 15(2), 151–194. doi:10.1016/s0045-7930(87)80003-8
- [18] FAVALORO, S. C., NEJAD, A. S., & AHMED, S. A. (1991). *Experimental and computational investigation of isothermal swirling flow in an axisymmetric dump combustor*. Journal of Propulsion and Power, 7(3), 348–356. doi:10.2514/3.23333
- [19] Chang, K. C., & Chen, C.-S. (1993). *Development of a hybrid k-ε turbulence model for swirling recirculating flows under moderate to strong swirl intensities*. International Journal for Numerical Methods in Fluids, 16(5), 421–443. doi:10.1002/flid.1650160506
- [20] NALLASAMY, M. (1987). *Computation of confined turbulent coaxial jet flows*. Journal of Propulsion and Power, 3(3), 263–268. doi:10.2514/3.22983
- [21] González, A. G. M. “Mejoramiento de los quemadores frontales de combustóleo del generador de vapor de una unidad de 300 MW de CFE” (2005).
- [22] Widmann, J. F., Rao Charagundla, S., & Presser, C. (2000). *Aerodynamic study of a vane-cascade swirl generator*. Chemical Engineering Science, 55(22), 5311–5320. doi:10.1016/s0009-2509(00)00145-7
- [23] LESCHZINER, M. A., & HOGG, S. (1989). *Computation of highly swirling confined flow with a Reynolds stress turbulence model*. AIAA Journal, 27(1), 57–63. doi:10.2514/3.10094
- [24] Nikjooy, M., & Mongia, H. C. (1991). *A second-order modeling study of confined swirling flow*. International Journal of Heat and Fluid Flow, 12(1), 12–19. doi:10.1016/0142-727x(91)90003-e
- [25] Ohtsuka, M. (1995). *Numerical analysis of swirling non-reacting and reacting flows by the Reynolds stress differential method*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 38(2), 331–337. doi:10.1016/0017-9310(95)90025-x
- [26] Jones, W. P., & Pascau, A. (1989). *Calculation of Confined Swirling Flows With a Second Moment Closure*. Journal of Fluids Engineering, 111(3), 248. doi:10.1115/1.3243638
- [27] Sharif, M. A. R., & Wong, Y. K. E. (1995). *Evaluation of the performance of three turbulence closure models in the prediction of confined swirling flows*. Computers & Fluids, 24(1), 81–100. doi:10.1016/0045-7930(94)e0004-h
- [28] Jawarneh, A. M., & Vatistas, G. H. (2006). *Reynolds Stress Model in the Prediction of Confined Turbulent Swirling Flows*. Journal of Fluids Engineering, 128(6), 1377. doi:10.1115/1.2354530
- [29] Khodabandeh, E., Moghadasi, H., Pour, M. S., Ersson, M., Jönsson, P. G., Rosen, M. A., & Rahbari, A. (2020). *CFD study of non-premixed swirling burners: Effect of turbulence models*. Chinese Journal of Chemical Engineering. doi:10.1016/j.cjche.2020.02.016
- [30] Guo, H.-F., Chen, Z.-Y., & Yu, C.-W. (2009). *3D tangentially injected swirling recirculating flow in a nozzle with a slotted-tube-Effects of groove parameters*. International Journal for Numerical Methods in Fluids. doi:10.1002/flid.2120
- [31] Afolabi, L., Aroussi, A., & Isa, N. M. (2011). *Numerical modelling of the carrier gas phase in a laboratory-scale coal classifier model*. Fuel Processing Technology, 92(3), 556–562. doi:10.1016/j.fuproc.2010.11.011
- [32] Vondál, J.; Hájek, J. *Prediction of flow through swirl generator and validation by measured data*. In Proceedings of the 13th European Turbulence Conference, Warsaw, Poland, 12–15 September 2011.