

ESTUDIO NUMÉRICO DEL ESCALADO DE UN SISTEMA DE COMBUSTIÓN SIN LLAMA Y EL EFECTO DEL NÚMERO DE BOQUILLAS DE DESCARGA DE AIRE

NUMERICAL STUDY OF THE SCALING OF A FLAMELESS COMBUSTION SYSTEM AND THE EFFECT OF THE NUMBER OF AIR DISCHARGE NOZZLES

Fecha de Recepción : 30/11/2021
Fecha de Aprobación : 10/12/2021
Fecha de Publicación : 06/06/2021

DOI: <https://doi.org/10.26495/icti.v9i1.2170>

 Yefferson López Zuluaga¹

 Camilo Echeverri Uribe²

 Andrés A. Amell Arrieta³



Resumen

En este trabajo se evalúa mediante simulaciones numéricas la obtención y estabilidad del régimen de combustión sin llama para un sistema de calentamiento cuya geometría fue escalada a partir de un prototipo de laboratorio que opera a 40 kW. Adicionalmente se evaluó el efecto de descargar el aire de combustión por dos o cuatro boquillas. Las simulaciones se llevaron a cabo para un cuarto del dominio del sistema para el que se contó con un mallado hexaédrico que cumple con los criterios de malla establecidos para simulaciones de sistemas reactivos, donde se utilizaron modelos apropiados para modelar la turbulencia, la radiación y la combustión. Se encontró que el sistema escalado puede operar bajo el régimen de combustión sin llama de manera estable a potencias entre 200 y 400 kW. La obtención del régimen de combustión sin llama se mejora significativamente cuando el aire de combustión se descarga por dos boquillas comparado con la descarga por cuatro boquillas, al tener como criterios de estabilidad la uniformidad de la temperatura y de las especies CO y CO₂ en la zona de reacción del horno.

Palabras Clave: Combustión sin llama, Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), transferencia de calor, criterios de escalado, sistemas reactivos.

Abstract

In this work, the achievement and stability of the flameless combustion regime for a heating system whose geometry was scaled from a laboratory prototype operating at 40 kW is evaluated using numerical simulations. Additionally, the effect of discharging combustion air through two or four nozzles was evaluated. The simulations were carried out for one-quarter of the system domain for which a hexahedral mesh that meets the established meshing criteria for reactive system simulations was available, where appropriate models were used to model turbulence, radiation, and combustion. It was found that the scaled system can operate under the flameless combustion regime stably at thermal powers between 200 and 400 kW. The achievement of the flameless combustion regime is significantly improved when the combustion air is discharged through two nozzles compared

¹ Escuela de Ingeniería Mecánica, Universidad de Antioquia, Colombia, yefferson.lopez@udea.edu.co

² Escuela de Ingeniería Mecánica, Universidad de Antioquia, Colombia, camilo.echeverri@udea.edu.co

³ Escuela de Ingeniería Mecánica, Universidad de Antioquia, Colombia, andres.amell@udea.edu.co

to four nozzles, having as stability criteria the uniformity of temperature and CO and CO₂ species in the reaction zone of the furnace.

Keywords: Flameless combustion, Computational Fluid Dynamics (CFD), heat transfer, scaling criteria, reactive systems.

1. Introducción

La energía ha jugado un papel importante como elemento esencial para el desarrollo económico, social y científico de los países. Durante los últimos años la demanda de productos energéticos ha crecido en un orden de 3% anual, con una participación de los combustibles fósiles cercana al 85% (Karacsonyi, 2002). Los combustibles fósiles constituyen una de las mayores fuentes de contaminación ambiental por la producción de gases contaminantes como son los NO_x (Óxidos de nitrógeno), el CO (Monóxido de carbono) y el CO₂ (Dióxido de carbono), los cuales perjudican tanto la salud de las personas, como el medio ambiente. Colombia se ha puesto la meta de reducir en al menos un 51% las emisiones de los GEI (Gases de Efecto Invernadero) para el año 2030 según los compromisos adquiridos en el tratado COP21 de París (Ministerio de Minas y Energía de Colombia & Unidad de Planeación Minero Energética - UPME, 2017), por lo tanto, el estudio de la combustión para identificar mecanismos que permitan la atenuación de los contaminantes, así como la reducción del consumo de energéticos, adquiere una gran importancia científica y tecnológica.

La combustión sin llama es una tecnología prometedora que bien aplicada permite el ahorro de energía, la reducción de emisiones de NO_x y CO; además de que se obtiene un calentamiento uniforme dentro de la cámara de combustión y se tiene flexibilidad para el uso de combustibles con composición química diferente (Wüning & Wüning, 1997).

El diseño de sistemas de combustión es una tarea rigurosa que requiere tener en cuenta aspectos geométricos, mecánicos, fluido-dinámicos, físico-químicos y de transferencia de calor. Comúnmente, las nuevas tecnologías que surgen alrededor del área de la combustión, comienzan con prototipos de ensayo en laboratorios, a fin de caracterizar el desempeño de los sistemas frente a cambios en alguna de sus variables geométricas o de operación. Sin embargo, una vez aprobado un equipo bajo condiciones de laboratorio, se pasa a una nueva etapa que consiste en el escalado del sistema cuando se quiere utilizar o probar en condiciones de mayor exigencia como lo son los procesos industriales.

El Grupo de Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía (GASURE) tiene un largo trayecto en la evaluación de sistemas de combustión sin llama a escala de laboratorio, los cuales quieren ser escalados para permitir su operación en procesos industriales donde se trabajan mayores potencias a las utilizadas en los prototipos de laboratorio. Es así, como en el presente trabajo se reporta el proceso de escalado de un sistema de combustión que opera a 40 kW a un sistema que opere a potencias entre 200 y 400 kW de forma estable. Dado que los impulsos y configuración de los jets de aire de combustión influyen en la obtención del régimen de combustión sin llama, también se evalúa el efecto de utilizar dos y cuatro boquillas para la descarga de dicho aire. El estudio se hace a través de simulaciones numéricas, lo cual constituye uno de los primeros y más importantes pasos en el proceso de escalado debido a que con ello se logra evaluar preliminarmente el comportamiento de un sistema de combustión antes de ser construido y de esta manera ahorrar gastos y tiempos durante la ejecución.

2. Material y métodos

2.1 Criterios de escalado

Existen varios factores que se deben tener en cuenta a la hora de escalar un sistema de combustión, como lo son la configuración geométrica, número de Reynolds, tiempo de mezclado, tiempo de residencia, tiempo de reacción, factor de aireación y temperatura de precalentamiento (Sadakata, 1985). Mantener todos los factores constantes durante el escalado no es posible, dado que ello requeriría una similitud tanto cinemática como dinámica del sistema. Por lo tanto, dependiendo de cuál o cuáles factores se quieran conservar durante el escalado, existen diferentes criterios que permiten hacer un óptimo escalado de un sistema de combustión, siendo los más utilizados en sistemas de combustión industriales el criterio de velocidad constante y el de tiempo de residencia constante (Kumar, Paul, & Mukunda, 2005; Suksam & Charoensuk, 2019) lo cuales dependen de la potencia del prototipo a escalar y la potencia a la que se quiere llegar con el sistema de calentamiento escalado.

La potencia térmica del sistema (Q) se estima de acuerdo a la a la Ecuación 1,

$$Q = K\rho_o U_o D_o^2 \quad \text{Ecuación 1}$$

donde ρ_o , U_o y D_o son la densidad del fluido, la velocidad del quemador y el diámetro del quemador por donde se descarga el fluido, respectivamente, mientras K representa una constante de proporcionalidad (Suksam & Charoensuk, 2019).

- Criterio de velocidad constante

Como su nombre lo indica, con este criterio se busca que las velocidades de descarga del combustible y aire en el quemador se conserven durante el escalado. En este orden de ideas, U_o sería una constante, por lo que se obtendría la relación presentada en la Ecuación 2 (Weber, 1996),

$$\frac{D_2}{D_1} = \left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)^{1/2} \quad \text{Ecuación 2}$$

donde D representa una dimensión cualquiera del horno o quemador. Los subíndices 1 y 2 hacen referencia al prototipo de laboratorio y el horno escalado respectivamente.

- Criterio de tiempo de residencia constante

En este criterio se busca conservar la relación entre el diámetro de descarga del fluido y su respectiva velocidad ($D_o/U_o = \text{cte}$) cuando se modifica la potencia del sistema. Esta relación representa el tiempo de escala inercial del flujo, conocido como tiempo de escala convectivo (Weber, 1996). Con las consideraciones mencionadas se obtiene la Ecuación 3 para el dimensionamiento del sistema escalado.

$$\frac{D_2}{D_1} = \left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)^{1/3} \quad \text{Ecuación 3}$$

- Criterio de Cole

Un criterio adoptado por Cole y colaboradores (Cole et al., 2000), sugiere que se aplique una relación de escalado para las velocidades de descarga y otro para las dimensiones geométricas de acuerdo a la Ecuación 4 y Ecuación 5, donde U hace referencia a la velocidad.

$$\frac{U_2}{U_1} = \left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)^{1/2} \quad \text{Ecuación 4}$$

$$\frac{D_2}{D_1} = \left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)^{1/4} \quad \text{Ecuación 5}$$

- Criterio de impulsos constantes

Es un criterio de escalado dinámico propuesto y validado por el grupo GASURE (Amell, Herrera, & Sepúlveda, 2010), enfocado en el escalado de sistemas de combustión que operan bajo el régimen de combustión sin llama. Este consiste en conservar la relación entre el impulso de los chorros de aire (Ia) con el impulso del chorro de combustible (Ic). Por lo tanto, a partir de una configuración donde ya se verificó la obtención del régimen de combustión sin llama, se puede encontrar el factor de escala geométrico para un nuevo horno de diferente potencia.

El impulso está definido como el flujo másico del fluido (\dot{m}) por su velocidad (v), de manera que al hacer cumplir la relación $Ia/Ic = \text{constante}$, se obtiene la Ecuación 6,

$$\frac{\dot{m}_{a2}}{A_{a2}} \times \frac{A_{c2}}{\dot{m}_{c2}} = \frac{\dot{m}_{a1}}{A_{a1}} \times \frac{A_{c1}}{\dot{m}_{c1}} \quad \text{Ecuación 6}$$

donde A corresponde al área de descarga, el subíndice a se refiere al aire y el c al combustible.

2.2 Parámetros para determinar la obtención y estabilidad del régimen de combustión sin llama

- Factor de recirculación

El factor de recirculación (K_v) está definido como la relación entre el flujo másico de gases de combustión recirculados (\dot{m}_r) y el flujo másico de aire (\dot{m}_a) y combustible (\dot{m}_f) tal como se muestra en la Ecuación 7 (Colorado, Herrera, & Amell, 2010):

$$K_v = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_a + \dot{m}_f} \quad \text{Ecuación 7}$$

Este parámetro indica cuanta cantidad de los gases calientes que contienen baja concentración de oxígeno, está recirculando. Entre mayor sea K_v , mayor será el grado de dilución que tomará lugar para la mezcla tripartita que dará lugar a la combustión. Este parámetro es muy importante puesto que si se tienen valores para el factor de recirculación muy pequeños (< 1) pueden aparecer llamas convencionales generando picos de temperatura, mientras que para valores muy altos (> 7) generan un régimen de combustión sin llama inestable donde la producción CO se aumenta debido a las excesivamente bajas concentraciones de oxígeno que dan origen a una disminución en la tasa de reacción y por lo tanto disminuye la conversión a CO_2 (Capocelli, 2020). Para la combustión sin llama se tienen valores típicos entre 1.5 y 6 (Kumar, Paul, & Mukunda, 2005).

- Factor de uniformidad de temperatura

Con el propósito de cuantificar la uniformidad de la temperatura de los gases en la cámara de combustión, en la literatura (Rafidi & Blasiak, 2006) se define el factor de uniformidad térmica T_u , el cual, entre más cercano a uno, es porque menor gradiente de temperatura existe en el volumen de la cámara de combustión. Este valor puede ser calculado a partir de la Ecuación 8,

$$T_u = 1 - \sqrt{\frac{1}{N} \sum \left(\frac{T_i - \bar{T}}{\bar{T}}\right)^2} \quad \text{Ecuación 8}$$

donde T_i es la temperatura en un punto i , \bar{T} es la temperatura promedio y N el número de puntos totales que se toman para el cálculo. Rafidi y Blasiak (Rafidi & Blasiak, 2006) presentan resultados del factor de uniformidad térmica para modo llama y modo sin llama, en los cuales para combustión convencional se encontró que este factor es cercano a cero y en el caso de combustión sin llama se encontraron valores entre superiores a 0.67. En el trabajo realizado por Echavarría y Amell (Echavarría, 2017) el factor de uniformidad térmica oscilaba entre 0.8 y 0.85.

2.3. Evaluación de los criterios de escalado en el horno de combustión sin llama

En la Tabla 1 se presentan los distintos factores de escala teniendo en cuenta los criterios de escalado anteriormente presentados, considerando que el sistema original puede operar de manera estable en el régimen de combustión sin llama hasta a una potencia de 40 kW, y que se busca que el sistema escalado pueda llegar a operar hasta una potencia de 400 kW. En este orden de ideas, se realizó un escalado para operar el sistema de calentamiento a 10 veces su potencia nominal.

Tabla 1

Factores de escala para cada uno de los criterios de escalado

Gasure Escalado		
Potencia (kW)	40	400
Criterio de velocidad constante-CV		3.16
Criterio de tiempo residencia constante-CRT		2.15
Criterio de cole		1.78
Criterio de impulsos constantes-IC		2.94

El sistema de combustión a escala de laboratorio no se presenta en detalle debido a que el quemador con el cual opera el horno se encuentra patentado por el grupo GASURE, sin embargo, se tiene que el horno opera a una potencia de 40 kW, el cual tiene una longitud de 1.35 m y una sección transversal cuadrada de 0.6 m. A lo largo del horno se pasan cuatro tubos de 2 pulgadas NPT por donde fluye aire con el fin de simular una carga. El quemador tiene una boquilla de descarga de combustible de 3.2 mm y cuatro boquillas de descarga de aire de 11 mm de diámetro, las cuales están separadas 240 mm entre sí. Se cuenta con una chimenea cuadrada de 0.1 m de lado para la evacuación de los gases. En la Tabla 2 se presentan las dimensiones obtenidas al escalar el sistema de combustión a una potencia de 400 kW. Teniendo en cuenta que los criterios de escalado sirven como base para definir las dimensiones del sistema, más no como una condición obligatoria, se han definido unas dimensiones para el sistema escalado con base en los cuatro criterios evaluados y en la experiencia del grupo GASURE en la operación de sistemas de calentamiento.

Tabla 2

Dimensiones del sistema escalado

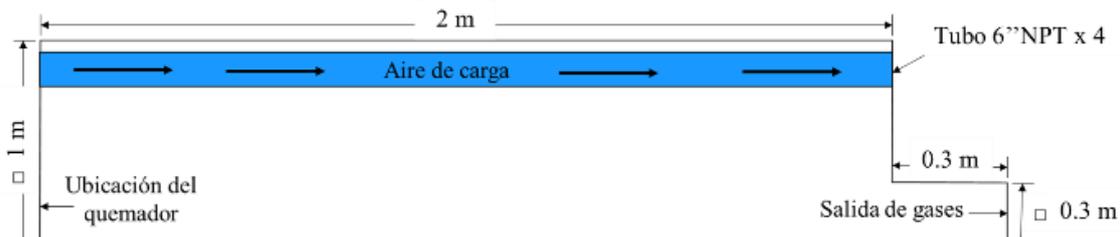
	Original	CV	CRT	Cole	IC	Escalado
Longitud del horno (m)	1.35	4.26	2.90	2.40	3.96	2
Sección transversal (m)	0.6	1.89	1.29	1.06	1.76	1
Diámetro de combustible (mm)	3.2	10.11	6.89	5.69	9.39	12
Diámetro de aire (mm)	10.9	34.46	23.48	19.38	32	30
Distancia entre boquillas de aire (mm)	240	758	517	426	704	500
Sección de la chimenea (m)	0.1	0.31	0.21	0.178	0.29	0.3
Diámetro de tubos de carga	0.052	0.16	0.112	0.09	0.15	0.154

2.4. Procedimiento numérico

En la Figura 1 se presenta un esquema ilustrativo de la geometría del horno escalado, con la cual se obtiene el dominio de simulación. Para las simulaciones se han evaluado cuatro casos: 400 kW utilizando dos boquillas para la descarga del aire de combustión y otro caso utilizando 4 boquillas para la descarga, con el fin de evaluar la mejor configuración que permita la operación del horno bajo el régimen de combustión sin llama. Adicionalmente, se han realizado simulaciones con una potencia de 200 kW para evaluar la correcta operación del sistema tanto en alto como en bajo fuego, lo cual permitiría la correcta operación del quemador en un amplio rango de potencias.

Figura 1

Dimensiones del horno de combustión sin llama escalado



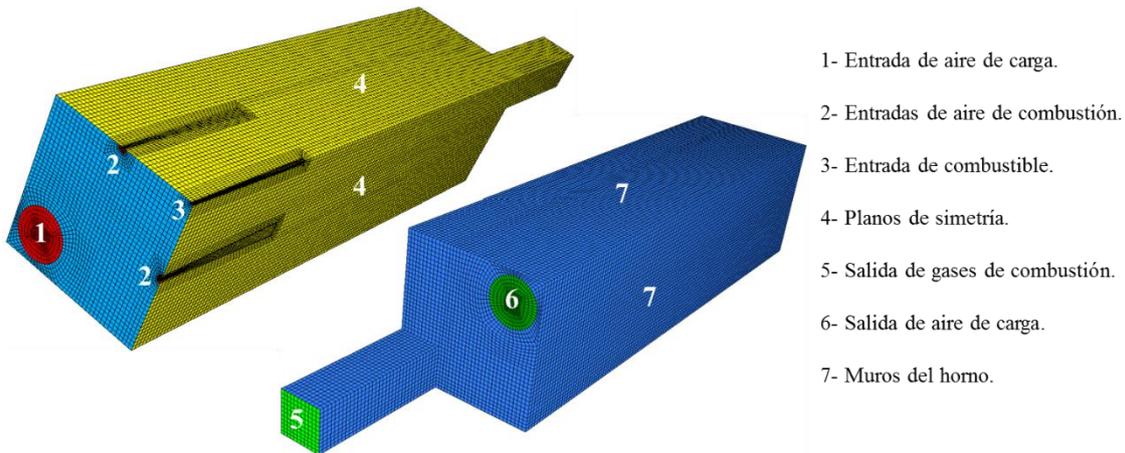
Las simulaciones fueron realizadas para un cuarto del volumen del dominio del sistema debido a la simetría tanto geométrica como fluido dinámico del sistema, el cual cuenta con una capa de aislante de manta cerámica de 25 cm de espesor en todas las paredes con el fin de reducir las pérdidas de calor por las paredes. La manta tiene una densidad de 128.15 kg/m^3 , un calor específico de 1130 J/kg.K y una conductividad térmica de 0.26 W/m.K . Todas estas propiedades para la manta cerámica a una temperatura de $1000 \text{ }^\circ\text{C}$. Las simulaciones se realizaron utilizando Gas Natural con una composición de $87.34\% \text{ CH}_4 + 7.66\% \text{ C}_2\text{H}_6 + 2.68\% \text{ C}_3\text{H}_8 + 1.53\% \text{ CO}_2$, con un exceso de aire que se fijó en 20%. Para todos los casos se fijó un aire de carga de $135 \text{ m}^3 \text{ st/h}$.

2.5. Mallado y modelos para la simulación

Para el mallado de la geometría del horno se utilizó el software Ansys meshing 2020 R1 con el cual se realizó un mallado de 323513 elementos hexaédricos con un Aspect Ratio máximo de 22 y un Orthogonal Quality mínimo de 0.608. Dicha malla resulta de una evaluación de independencia del mallado, donde se corroboró que el aumentar el número de elementos no cambiaba las variables respuesta de interés como la temperatura y la velocidad. En la Figura 2 se presenta el mallado del sistema donde se señalan las principales condiciones de frontera.

Figura 2

Mallado y condiciones de frontera del sistema de calentamiento



Las simulaciones fueron realizadas en el software Ansys Fluent 2020 R1 usando el modelo k- ϵ Standard (T.H. Shih, W.W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang, J.A. Zhu, 1995) para modelar la turbulencia, lo que significa que se hace la suposición de que las fluctuaciones de la velocidad, se comportan de manera isotrópica. Para la radiación se utilizó el modelo Discrete Ordinates Model (DOM) (Raithby & Chui, 1990), el cual resuelve una ecuación de transporte para la radiación en función del ángulo sólido. La discretización del ángulo sólido fue de 4 divisiones en dirección Theta y 4 divisiones en dirección Phi. El cálculo de la emisividad de la mezcla de gases dentro de la cámara de combustión se hizo con el modelo Weighted Sum of Gray Gases (WSGGM) (Smith, Shen, & Friedman, 1982). La combustión fue modelada con Eddy Disipation Concept (EDC) (Magnussen, F., 1981) usando el mecanismo de dos pasos para el metano propuesto por Westbrook and Dryer con la adición de dos reacciones para el etano y el propano (Westbrook & Livermore, 1981).

Para el acople de la presión con la velocidad se utilizó el algoritmo SIMPLE, mientras que, para la discretización espacial, se usaron los métodos de Green-Gauss basado en los nodos para el gradiente, y para las demás ecuaciones a resolver el Second Order Upwind, exceptuando la presión, ¡para la cual se usó el algoritmo PRESTO! (ANSYS Inc., 2017).

3. Resultados

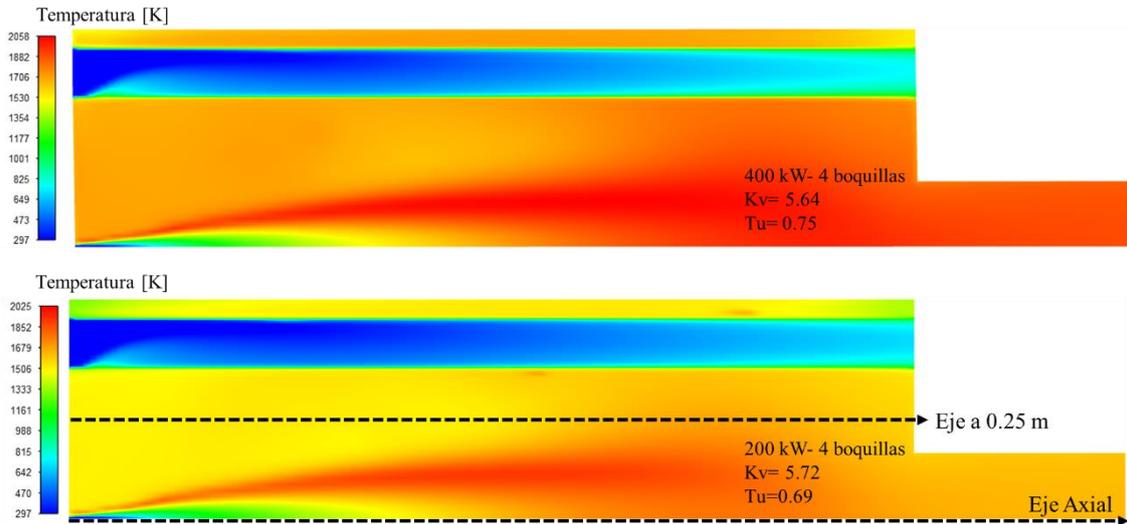
Durante la presentación de los resultados, se han definido etiquetas para cada uno de los casos evaluados, donde “400 kW-4 boquillas” corresponde al caso donde se opera el sistema a 400 kW y el aire de combustión es descargado por cuatro boquillas. “200 kW-4 boquillas” corresponde al caso donde se opera el sistema a 200 kW y el aire de combustión es descargado por cuatro boquillas. “400 kW-2 boquillas” corresponde al caso donde se opera el sistema a 200 kW y el aire de combustión es descargado por dos boquillas y “200 kW-2 boquillas” corresponde al caso donde se opera el sistema a 200 kW y el aire de combustión es descargado por dos boquillas.

En la Figura 3 se observa el contorno de temperatura para los casos en que se utilizaron cuatro boquillas para la descarga de aire, donde se observa una mayor uniformidad de temperatura para el caso de 400 kW comparado con el caso de 200 kW, debido a que en el caso de 200 kW se tienen bajos impulsos de aire de combustión al haber menos masa de aire para un mismo diámetro de descarga. Los picos de temperatura tienen valores de 2058 K (1785 °C) y 2025 K (1752 °C) para los casos de 400 y 200 kW respectivamente. Adicionalmente se encuentra un factor de recirculación (Kv) que ronda por un valor de 5.7 en ambos casos, lo cual es un valor aceptable para la obtención de la combustión sin llama, sin embargo, se evidencia una zona caliente definida para el caso de 200 kW, que además se evidencia al observar un valor bajo para el parámetro de uniformidad la temperatura, por lo que es posible que para este caso se obtengan destellos de llama durante su operación real.

Para las gráficas que se presentarán posteriormente, en la Figura 3 se indican los ejes sobre los cuales se tomará el registro de temperatura y especies a lo largo de la cámara de combustión, en donde el “Eje axial” corresponde al eje axial a la descarga de combustible, mientras que el “Eje a 0.25 m” corresponde a un eje paralelo al eje axial pero separado 25 cm de este.

Figura 3

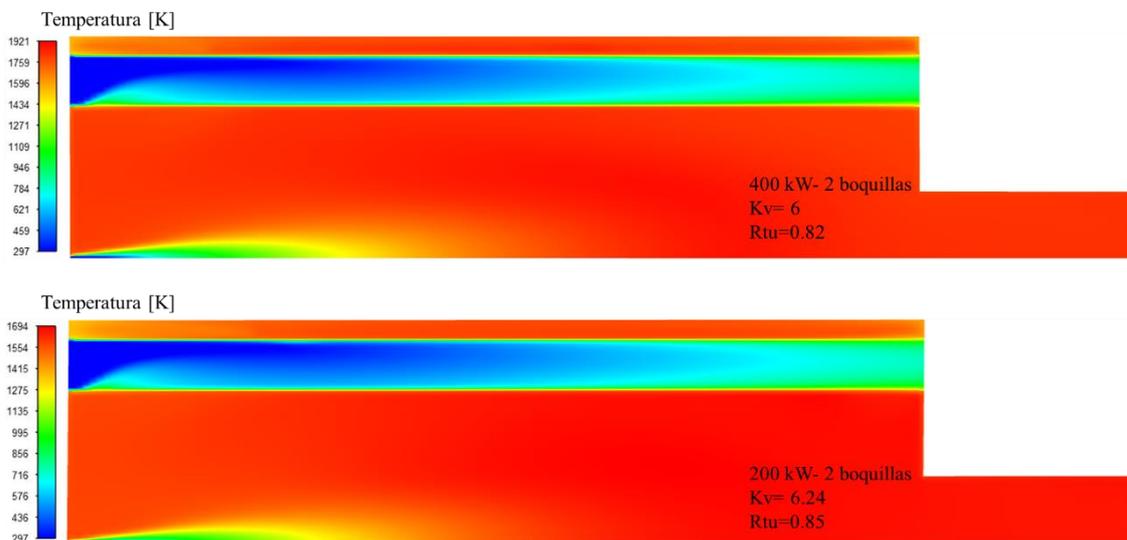
Contorno de temperatura para los casos de 400 y 200 kW con cuatro boquillas



Por otro lado, en la Figura 4 se presentan los contornos de temperatura para los casos donde se descarga el aire de combustión por dos boquillas. Se observa una buena uniformidad de temperatura en ambos casos y cualitativamente mejor que cuando se utilizan cuatro boquillas. En este caso, se observa una reducción significativa en cuanto a los picos de temperatura, teniendo que para el caso de 400 kW se tiene una temperatura máxima de 1921 K (1648 °C) y para 200 kW se tiene una temperatura máxima de 1694 K (1421 °C). Respecto al factor de recirculación se obtiene valores por encima de 6, lo cual favorece la obtención del régimen.

Figura 4

Contorno de temperatura para los casos de 400 y 200 kW con dos boquillas



En la Figura 5 y Figura 6 se presentan los contornos de velocidad para los casos en lo que se descarga el aire de combustión por cuatro o dos boquillas respectivamente, observando que cuando el aire es descargado por dos boquillas se obtiene una mayor penetración del jet dentro de la cámara de combustión respecto a los casos donde el aire de combustión es descargado por cuatro boquillas. Esto era de esperarse puesto que la masa de aire que se descarga por cuatro boquillas de 30 mm de diámetro es la misma que se descarga por dos boquillas del mismo diámetro. Para el caso de 400 kW por cuatro boquillas, la velocidad de descarga es de 65 m/s, la cual se aumenta a 130 m/s cuando se reduce a dos las boquillas de descarga. Para los casos de 200 kW, se tiene una velocidad de descarga de 32 m/s con cuatro boquillas, que se aumenta a 65 m/s cuando se tienen dos boquillas de descarga de aire.

Figura 5

Contorno de velocidad para los casos de 400 y 200 kW con cuatro boquillas

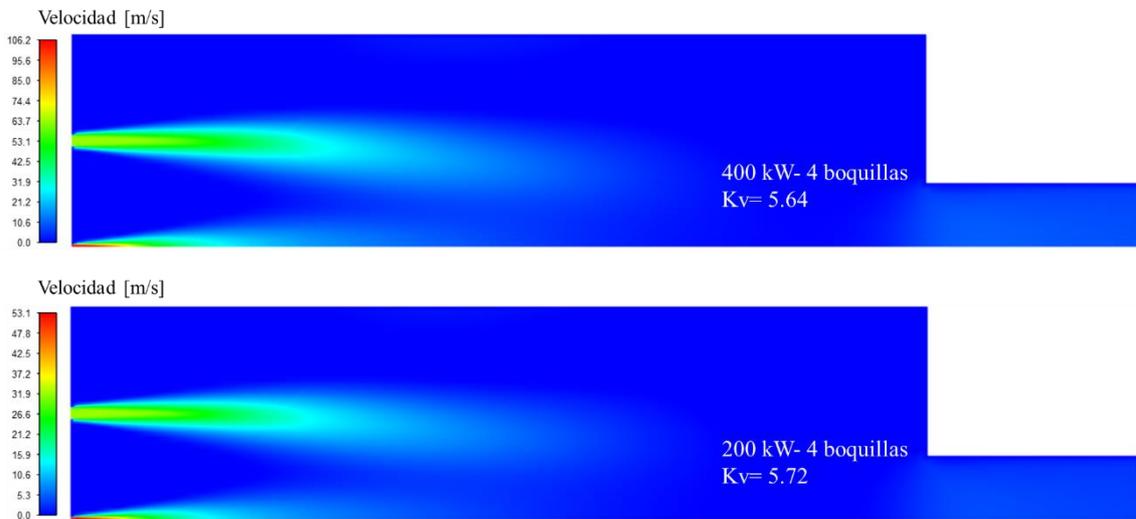
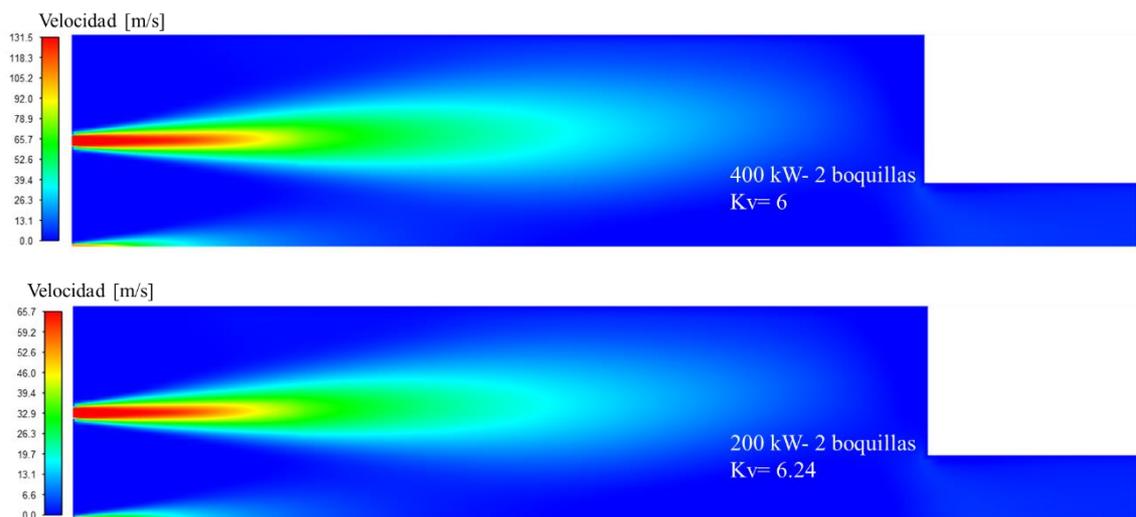


Figura 6

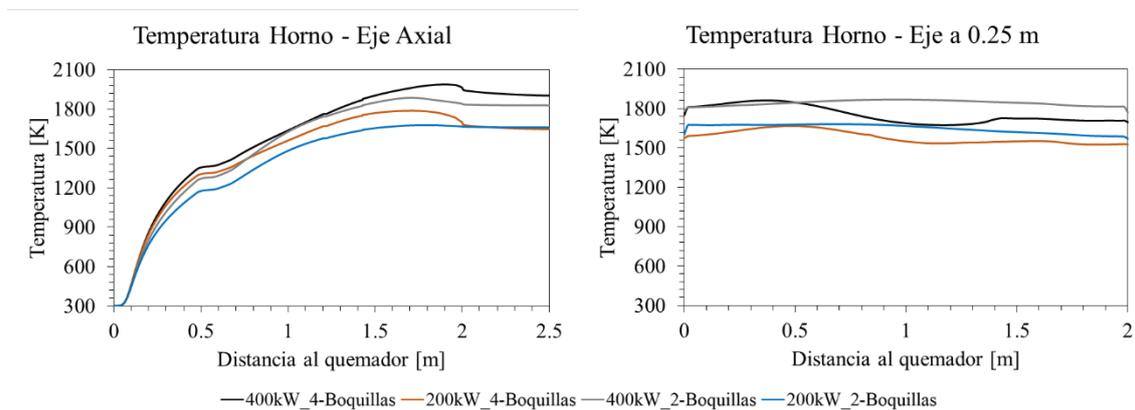
Contorno de temperatura para los casos de 400 y 200 kW con dos boquillas.



En la Figura 7 se muestran los gráficos de temperatura para el eje axial (eje paralelo a la descarga de combustible) y un eje a 0.25 m del eje axial. En todos los casos se observa una tendencia similar para la evolución de la temperatura en cualquiera de los dos ejes evaluados. Para el caso de 400 kW y 200 kW con cuatro boquillas se tiene que los gases abandonan el horno a una temperatura promedio de 1894 K (1621 °C) y 1644 K (1371 °C) respectivamente. Igualmente, para los casos de 400 kW y 200 kW con dos boquillas se tienen temperaturas de 1829 K (1556 °C) y 1661 K (1388 °C) respectivamente. Se evidencia que la temperatura a lo largo del horno se torna constante, lo cual es típico en sistemas de combustión sin llama.

Figura 7

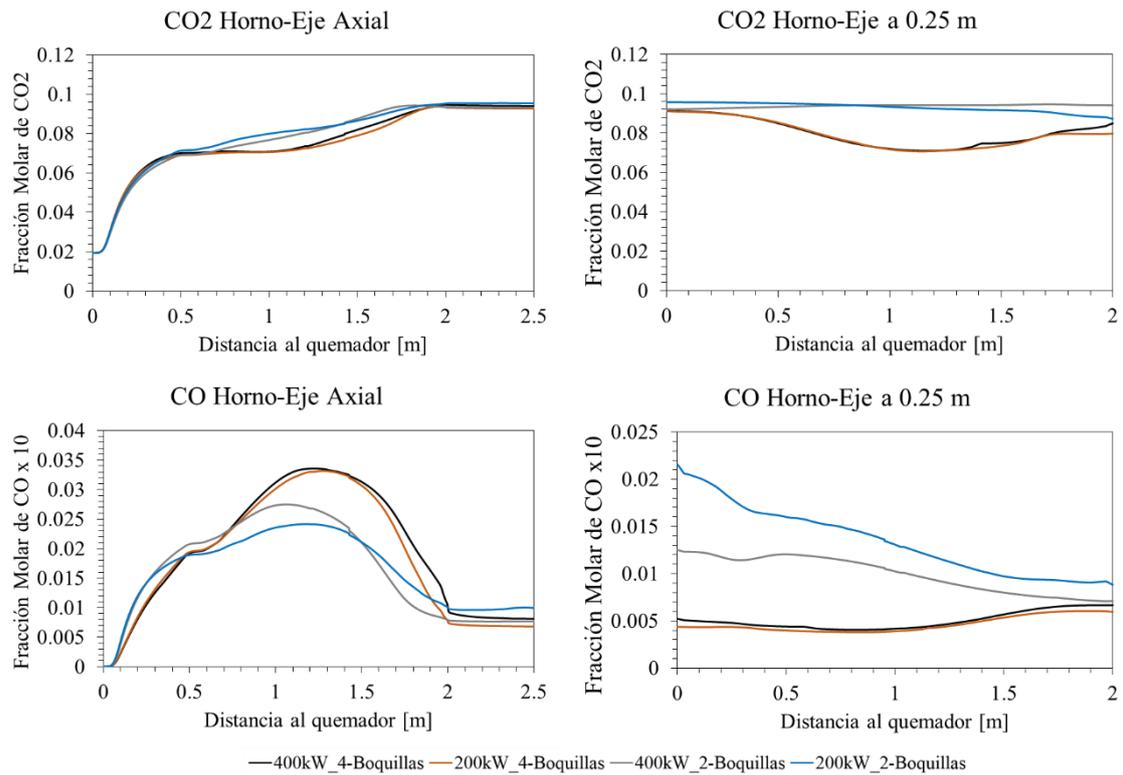
Gráficos de temperatura a lo largo del horno



En cuanto a la evolución de las especies a lo largo de horno, se presenta en la Figura 8, el comportamiento del CO₂ y CO para los casos evaluados. En cuanto al CO₂, se observa una tendencia similar en los cuatro casos evaluados, presentando una mayor uniformidad en el caso de utilizar dos boquillas. En cuanto al CO, a lo largo del eje axial se presenta una evolución similar para las diferentes simulaciones, observando una reducción en la concentración de CO en la parte media del horno cuando se utilizan dos boquillas. Cuando se observa sobre el eje a 0.25 m, se denota que hay mayor uniformidad de esta especie a lo largo del horno cuando se trabaja con cuatro boquillas en comparación con dos boquillas, sin embargo, esto se debe a las diferencias fluido dinámicas que presentan cada uno de los casos, teniendo en cuenta la variación de los impulsos de descarga de los chorros de combustible y aire para cada uno de ellos.

Figura 8

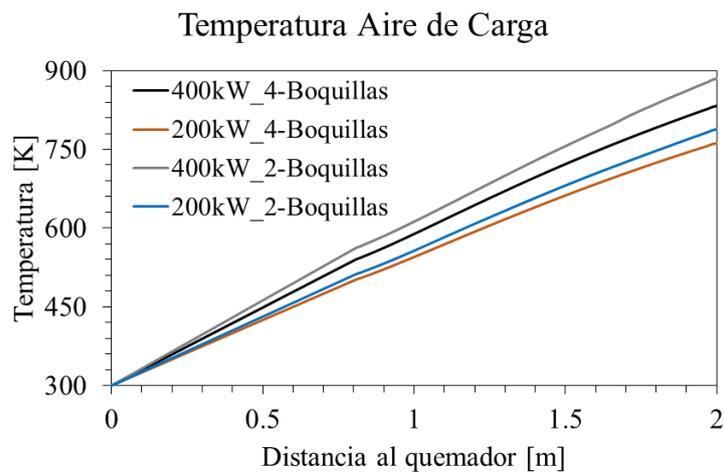
Gráficos de las fracciones molares de CO y CO₂ a lo largo del horno



En la Figura 9 se observa el calentamiento del aire suministrado por los tubos de carga, donde se observa que hay un mayor calentamiento en los casos de 400 kW comparado los casos de 200 kW como es de esperarse al tener mayor energía térmica suministrada al sistema. Sin embargo, se nota que cuando se utilizan dos boquillas en lugar de cuatro, se logra una mejora en la transferencia de calor hacía la carga, debido a la mejor uniformidad de temperatura en las paredes del tubo para los casos de dos boquillas como se presentó anteriormente.

Figura 9

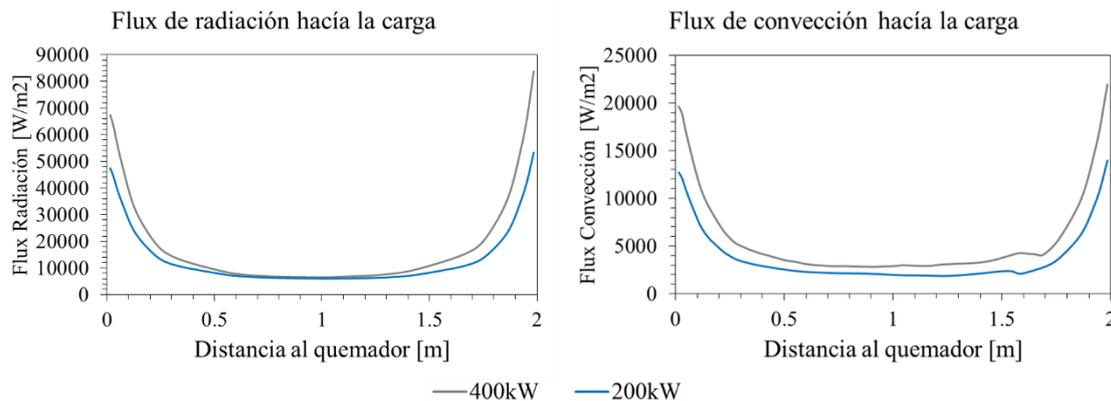
Temperatura promedio a lo largo de los tubos de aire de carga



En la Figura 10 se presentan los flujos de calor por radiación y convección hacia el aire de carga, observando que el flujo de calor hacia los tubos de carga se da principalmente por radiación más que por convección lo cual es típico de los sistemas que operan bajo el régimen de combustión sin llama. La figura se presenta para los casos de 400 y 200 kW donde se descarga el aire por dos boquillas. Para los casos de cuatro boquillas se tienen tendencias similares por lo cual no se han reportado para el análisis.

Figura 10

Flujos de calor a lo largo de los tubos de aire de carga



4. Conclusiones

En este artículo se evaluó numéricamente la obtención del régimen de combustión sin llama en un sistema de calentamiento escalado 400 kW a partir de un prototipo a escala de laboratorio que opera a 40 kW. También se evaluó el efecto de descarga del aire de combustión por cuatro o dos boquillas cuando el sistema operaba con Gas Natural a 400 y 200 kW y un exceso de aire del 20 %, encontrándose las siguientes condiciones:

- Es posible operar el sistema de calentamiento escalado a potencias entre 200 y 400 kW bajo el régimen de combustión sin llama de manera estable.
- Cuando se utilizan dos boquillas para la descarga del aire de combustión se obtienen mejores condiciones para la operación de régimen de combustión sin llama comparado con el caso de utilizar cuatro boquillas.
- Con dos boquillas de descarga de aire se logra una mejora en la transferencia de calor hacia la carga, al tener una mejor uniformidad en la temperatura de la cámara de combustión y una mayor recirculación de los gases de combustión comparado con la descarga del aire por cuatro boquillas.

5. Referencias

- Amell, A. a, Herrera, B. a, & Sepúlveda, C. (2010). Metodología para el Desarrollo de Sistemas de Combustión Sin Llama. *Información Tecnológica*, 21(1), 17–22.
<https://doi.org/10.1612/inf.tecnol.4160it.09>
- ANSYS Inc. (2017). ANSYS Fluent Theory Guide. (I. ANSYS, Ed.) (18.0). Canonsburg, PA, USA.
- Capocelli, A. M. (2020). Flameless Combustion. *Catalysis from A to Z*.
<https://doi.org/10.1002/9783527809080.cataz06955>
- Cole, J. A., Parr, T. P., Widmer, N. C., Wilson, K. J., Schadow, K. C., & Seeker, W. M. R. (2000). Scaling criteria for the development of an acoustically stabilized dump combustor. *Proceedings of the Combustion Institute*, 28(1), 1297–1304.
[https://doi.org/https://doi.org/10.1016/S0082-0784\(00\)80343-4](https://doi.org/https://doi.org/10.1016/S0082-0784(00)80343-4)

- Colorado, A. F., Herrera, B. A., & Amell, A. A. (2010). Performance of a Flameless combustion furnace using biogas and natural gas. *Bioresource Technology*, 101(7), 2443–2449.
<https://doi.org/10.1016/B978-0-12-817884-3.00008-4>
- Echavarría, J. D. (2017). Estudio del régimen de combustión sin llama ante la variación de la carga térmica, 13(25), 185–208.
<https://doi.org/10.17230/ingciencia.13.25.8>
- Karacsonyi, J. G. (2002). Panorama Energetico Mundial Un Desafio Para La Ingenieria, 1–27. Retrieved from
<http://automantenimiento.net/mecanica/tipos-de-reductores-de-velocidad/>
- Kumar, S., Paul, P. J., & Mukunda, H. S. (2005). Investigations of the scaling criteria for a mild combustion burner. *Proceedings of the Combustion Institute*, 30(2), 2613–2621.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.proci.2004.07.045>
- Magnussen, F., 1981, “On the Structure of Turbulence and a Generalized Eddy Dissipation Concept for Chemical Reaction in Turbulent low,” 19th American Institute of Aeronautics and Astronautics Aerospace Science Meeting, St. Louis, Jan. 12-15, p. 7. (n.d.).
- Ministerio de Minas y Energía de Colombia, & Unidad de Planeación Minero Energética - UPME. (2017). Plan De Acción Indicativo De Eficiencia Energética 2017 - 2022, 157. Retrieved from
http://www1.upme.gov.co/DemandaEnergetica/MarcoNormatividad/PAI_PROURE_2017-2022.pdf
- Rafidi, N., & Blasiak, W. (2006). Heat transfer characteristics of HiTAC heating furnace using regenerative burners. *Applied Thermal Engineering*, 26(16), 2027–2034.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.12.016>
- Raithby, G. D., & Chui, E. H. (1990). A finite-volume method for predicting a radiant heat transfer in enclosures with participating media. *Journal of Heat Transfer*, 112(2), 415–423.
- Sadakata, M. (1985). Scaling Law of Combustion Furnace. *Journal of the Fuel Society of Japan*, 64(5), 312–320.
<https://doi.org/10.3775/jie.64.312>
- Smith, T. F., Shen, Z. F., & Friedman, J. N. (1982). Evaluation of Coefficients for the Weighted Sum of Gray Gases Model. *Journal of Heat Transfer*, 104(4), 602.
<https://doi.org/10.1115/1.3245174>
- Suksam, N., & Charoensuk, J. (2019). Numerical investigation of the effect of constant velocity and constant residence time scaling criteria on the natural gas MILD combustion, 14(2), 1–16.
<https://doi.org/10.1299/jtst.2019jtst0022>
- T.H. Shih, W.W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang, J.A. Zhu, New K-epsilon eddy viscosity model for high reynolds number turbulent flows: model development and validation, *Comput. Fluids* 24 (August) (1995) 227–238. (n.d.).
- Weber, R. (1996). Scaling characteristics of aerodynamics, heat transfer, and pollutant emissions in industrial flames. *Symposium (International) on Combustion*, 26(2), 3343–3354.
[https://doi.org/https://doi.org/10.1016/S0082-0784\(96\)80182-2](https://doi.org/https://doi.org/10.1016/S0082-0784(96)80182-2)
- Westbrook, C. K., & Livermore, L. (1981). Simplified Reaction Mechanisms for the Oxidation of Hydrocarbon Fuel in Flames, (October 2015).
<https://doi.org/10.1080/00102208108946970>
- Wünning, J. A., & Wünning, J. G. (1997). Flameless oxidation to reduce thermal no-formation. *Progress in Energy and Combustion Science*, 23(1), 81-94