

See discussions, stats, and author profiles for this publication at: <https://www.researchgate.net/publication/43070197>

SIMULACIÓN NUMÉRICA DE UNA CÁMARA DE COMBUSTIÓN DE ALTA VELOCIDAD CON DOS CONFIGURACIONES DE...

Article in *Dyna* (Medellin, Colombia) · January 2008

Source: DOAJ

CITATION

1

READS

34

3 authors, including:



[Andrés Adolfo Amell](#)

University of Antioquia

39 PUBLICATIONS 338 CITATIONS

[SEE PROFILE](#)



[Francisco Cadavid](#)

University of Antioquia

34 PUBLICATIONS 316 CITATIONS

[SEE PROFILE](#)

Some of the authors of this publication are also working on these related projects:



Optimization of the Eddy Dissipation Concept (EDC) model for syngas and biogas combustion in highly diluted conditions [View project](#)

COPETE, HENRY;AMELL, ANDRÉS;CADAVID, FRANCISCO
SIMULACIÓN NUMÉRICA DE UNA CÁMARA DE COMBUSTIÓN DE ALTA
VELOCIDAD CON DOS CONFIGURACIONES DE INYECCIÓN DE COMBUSTIBLE

Dyna, Vol. 75, Núm. 156, noviembre-sin mes, 2008, pp. 109-120

Universidad Nacional de Colombia

Colombia

Disponible en: <http://redalyc.uaemex.mx/src/inicio/ArtPdfRed.jsp?iCve=49612071011>



Dyna

ISSN (Versión impresa): 0012-7353

dyna@unalmed.edu.co

Universidad Nacional de Colombia

Colombia

¿Cómo citar?

Número completo

Más información del artículo

Página de la revista

SIMULACIÓN NUMÉRICA DE UNA CÁMARA DE COMBUSTIÓN DE ALTA VELOCIDAD CON DOS CONFIGURACIONES DE INYECCIÓN DE COMBUSTIBLE

NUMERICAL SIMULATION OF HIGH SPEED COMBUSTION CHAMBER USING TWO FUEL INJECTION CONFIGURATIONS

HENRY COPETE

Grupo de Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía, Universidad de Antioquia, elhcl897@udea.edu.co

ANDRÉS AMELL

Grupo de Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía, Universidad de Antioquia, anamell@udea.edu.co

FRANCISCO CADAVID

Grupo de Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía, Universidad de Antioquia, fcaavid@udea.edu.co

Recibido para revisar Diciembre 12 de 2007, aceptado Mayo 05 de 2008, versión final Mayo 28 de 2008

RESUMEN: En este trabajo se simuló numéricamente el proceso de combustión en una cámara de alta velocidad que opera con aire precalentado y metano. Las simulaciones han sido realizadas utilizando el software comercial FLUENT y para generar el mallado se empleó el software GAMBIT. Estos programas se emplearon como herramientas de diseño para investigar sobre el funcionamiento del sistema de combustión al emplear dos quemadores, sin sistema de generación de “swirl”: uno con inyección axial del combustible y el otro con inyección radial, antes de construir y probar el prototipo definitivo. Los modelos utilizados han sido $k - \varepsilon$ para turbulencia, P1 para la radiación y PDF – Mixture Fraction para la combustión. Los resultados numéricos obtenidos muestran que el sistema de inyección radial de combustible puede traer ventajas respecto a la inyección axial desde el punto de vista de eficiencia de combustión, siendo más completa la combustión radial debido al mejor mezclado entre el gas y el aire.

PALABRAS CLAVE: Alta velocidad, Combustión, Simulación, Llama de difusión, FLUENT, Inyección de gas.

ABSTRACT: In this work, it was simulated the combustion process in a high velocity chamber, which uses highly preheated air and methane as fuel. The simulation was carried out with FLUENT and the grid was drawn with GAMBIT. These programs were used as designing tool to predict the performance of the combustion system when two different types of burners are tested, and there is not swirl generation. The first type of burner the fuel is injected axially. In the second one the fuel is injected radially. The models were: $k - \varepsilon$ for turbulence, P1 for radiation and PDF-Mixture Fraction for combustion processes. The numerical results show that radial injection of fuel presents a better performance than axial injection with regard to combustion efficiency, also it is achieved a more complete combustion due to the better mix between air and fuel

KEY WORDS: High velocity, Combustion, Simulation, Non-premixed flame, FLUENT, Gas injection.

1. INTRODUCCIÓN

La tecnología de quemadores de alta velocidad ha sido ampliamente usada en diferentes aplicaciones industriales desde los años 1960's, es una tecnología versátil para el calentamiento directo de metales compatible con el uso de combustibles gaseosos [1]. Tienen la característica de descargar los productos de la combustión a muy alta velocidad en el rango de 50 a 200 m/s con una descarga en régimen turbulento y un elevado número de Reynolds 0. La alta velocidad de salida de los productos de combustión causa una presión negativa que hace recircular la atmósfera existente en los hornos maximizando el calor disponible, además la turbulencia creada facilita la uniformidad de la temperatura en el hogar de los hornos y mejora la transferencia de calor por convección hacia la carga. Una aplicación para los quemadores de alta velocidad diferente a calentar una atmósfera confinada y recircular sus gases consiste en el calentamiento de piezas mediante impacto directo 0, lo cual se convierte en una herramienta eficiente para aumentar la transferencia de calor hacia la carga. Para que este proceso sea óptimo se deben tener en cuenta las características del proceso como: temperaturas, geometría, condiciones de flujo, composición del combustible y comburente, perfiles de velocidad y tipo de combustión. Características determinantes en la eficiencia térmica, emisiones contaminantes, productividad y calidad de los productos.

En este trabajo se busca identificar entre dos configuraciones de inyección de combustible (CH_4) axial y radial, cual es la configuración más óptima para suministrar el gas dada una misma potencia térmica, igual factor de aireación y la misma geometría de la cámara de combustión, cuando se desarrolla una llama de difusión turbulenta de alta velocidad sin rotación de la corriente de aire. Las ventajas que puede presentar una inyección respecto a la otra pueden estimarse mediante la predicción de los perfiles de temperatura, velocidades y composición de los productos de combustión en diferentes zonas del sistema. Por ejemplo, para una aplicación industrial de calentamiento por impacto directo con quemadores de alta velocidad es importante tener en el punto de impacto de la pieza a

calentar una combustión completa ya culminada, puesto que al contacto con una superficie fría se favorecería la combustión incompleta significando una menor eficiencia de combustión. Estas comparaciones se realizaron mediante simulación numérica con el software FLUENT.

2. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA ANALIZADO

El quemador analizado es presentado esquemáticamente en la Figura 1, es uno de los dos quemadores enfrentados que hacen parte de un sistema de combustión de alta velocidad con aire precalentado por medio de regeneradores térmicos aplicable a un proceso de forjado en caliente. El aire entra precalentado a la cámara de combustión después de pasar por un lecho regenerativo y el combustible gaseoso es suministrado por medio de un inyector con una de las dos posibles configuraciones analizadas axial o radial. Una bujía de ignición garantiza la energía necesaria para que la combustión se inicie y se sostenga. Una tobera convergente acelera los productos de la combustión generando el régimen de alta velocidad necesario al interior del hogar del horno para aumentar la transferencia de calor convectiva, crear una presión negativa en la descarga y hacer recircular los gases del horno. El quemador opera con una potencia térmica de 60 kW y un factor de aireación de 1.1.

Las condiciones de frontera utilizadas para el cálculo fueron de entrada de flujos másicos para el aire y el metano con valores de 0.024 kg/s y 0.00126 kg/s respectivamente entrando el aire precalentado a 1058 K, para la salida se utilizó una condición de presión de salida con una presión negativa de -200 Pa, para la pared en la atmósfera confinada se empleo una condición de convección hacia la ambiente con un coeficiente de transferencia de calor de $10 \text{ w}/(\text{m}^2\text{K})$ con espesor de pared de 0.2 m y una emisividad interna de 0.75 y la pared del quemador se asumió adiabática por la baja conductividad y el gran espesor de aislamiento a utilizar en el prototipo definitivo. El metano se inyecta a través de seis orificios de 0.82 mm de diámetro cada uno a una presión de 150 kPa.

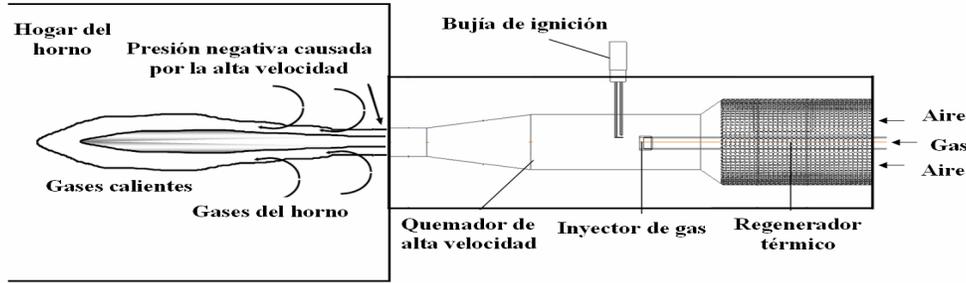


Figura 1. Sistema de combustión de alta velocidad
Figure 1. High velocity combustion system

3. DESARROLLO DEL MODELO

3.1 Ecuaciones de conservación

Los flujos en este tipo de sistema térmico son turbulentos y reactivos, para su estudio deben ser empleadas las ecuaciones de conservación de la forma promediada de Favre que involucra los efectos debido al cambio de densidad. Estas ecuaciones de conservación en tres dimensiones para la masa, el momentum y la energía pueden ser expresadas como [4]:

Masa:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{u}_i) = 0 \quad (1)$$

Momentum:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j) = \\ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_e \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \left(\frac{2}{3} \mu_e \frac{\partial \tilde{u}_l}{\partial x_l} \right) \right] - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (2)$$

Donde $\mu_e = \mu + \mu_T$, $\mu_T = \rho C_\mu k^2 / \varepsilon$ y $C_\mu = 0.09$

Energía:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{h}) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{h}) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_T}{\sigma_h} \frac{\partial \tilde{h}}{\partial x_i} \right) + \tilde{S}_h \quad (3)$$

Donde \tilde{S}_h es el término fuente de entalpía debido a la reacción química y radiación.

3.2 Modelo de turbulencia

Para la turbulencia se empleó el modelo $k - \varepsilon$ estándar, ampliamente usado en la mayoría de códigos CFD. Este modelo resulta de la solución de las ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta k y la tasa de disipación viscosa ε respectivamente 0.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{u}_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_T}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k + \bar{\rho} \varepsilon \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{u}_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_1 \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_2 \bar{\rho} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5)$$

El término de generación de la energía cinética turbulenta se definen como:

$$G_k = \mu_T \left(\frac{\partial \tilde{\mu}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial \tilde{\mu}_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial \tilde{\mu}_i}{\partial x_i} \quad (6)$$

Los términos $C_1, C_2, \sigma_k, \sigma_\varepsilon$ son constantes del modelo y en este caso se utilizaron los valores que por defecto tiene FLUENT:

$$C_1 = 1.44, C_2 = 1.92, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3$$

Este modelo se seleccionó por su robustez y porque en comparación con otros modelos del tipo RANS, es el que menos tiempo de cálculo por iteración requiere. Además, en un gran número de simulaciones realizadas en equipos térmicos de uso industrial, el modelo $k-\varepsilon$ estándar es el más utilizado no obstante sus limitaciones (sobreestimación de los fenómenos difusivos y de la dispersión de chorros circulares y dificultades para predecir los resultados obtenidos experimentalmente en flujos con rotación tipo “swirl”) 0.

3.3 Modelo de combustión

Para analizar la combustión turbulenta de la reacción metano/aire se empleó el modelo conocido como “Non-premixed combustion” para una llama de difusión en la cual el combustible y el comburente entran a la zona de reacción por corrientes diferentes. Bajo ciertas suposiciones la termoquímica puede ser reducida a un parámetro simple: la fracción de mezclado f , que es la fracción másica originada en la corriente de combustible, es decir, es la fracción másica local de elementos quemados e inquemados en la corriente de combustible (C, H, etc) en todas las especies (CO_2 , H_2O , O_2 , etc.). Esta fracción de mezclado puede ser escrita en términos de las fracciones elementales másicas como:

$$f = \frac{Z_i - Z_{i,ox}}{Z_{i,comb} - Z_{i,ox}} \quad (7)$$

Si los coeficientes de difusión son iguales para todas las especies, entonces la ecuación 7 es idéntica para todos los elementos y la definición de fracción de mezclado es única, siendo así la fracción másica elemental que se originó en la corriente de combustible. Bajo la suposición de difusividades iguales, la ecuación de especies puede ser reducida a una simple ecuación para la fracción de mezclado, f y los términos fuente en la ecuación de especies son cancelados, logrando así una conservación de la cantidad f . Mientras que la suposición de difusividades iguales presenta problemas para flujo laminar, es generalmente aceptable para flujos turbulentos,

donde la convección turbulenta predomina sobre la difusión molecular. La ecuación promediada de Favre para la fracción de mezclado con densidad promediada es:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{f}) + \nabla \cdot (\rho \bar{v} \bar{f}) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu_T}{\sigma_T} \nabla \bar{f} \right) \quad (8)$$

Además de resolver la ecuación promedio de Favre de la fracción de mezclado, FLUENT resuelve una ecuación de conservación para la varianza de la fracción de mezclado, $\overline{f'^2}$ [4].

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{f'^2}) + \nabla \cdot (\rho \bar{v} \overline{f'^2}) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu_T}{\sigma_T} \nabla \overline{f'^2} \right) + \\ C_g \mu_T (\nabla \bar{f})^2 - C_d \rho \frac{\varepsilon}{k} \overline{f'^2} \end{aligned} \quad (9)$$

Donde $f' = f - \bar{f}$. Los valores de las constantes son los que trae FLUENT por defecto $\sigma_T = 0.85$, $C_g = 2.86$ y $C_d = 2.0$.

Tabacco *et al* 0 simularon una cámara de combustión sin llama, aplicando dos modelos de combustión: Finite Rate/Eddy Dissipation (Magnussen & Hjertager), usando un mecanismo de reacción de un paso (mecanismo de Westbrook & Dryer) y el modelo PDF/mixture fraction suponiendo equilibrio químico. Ambos modelos dieron buenos ajustes cualitativos de los datos experimentales. Sin embargo, se decide utilizar este último modelo porque se requiere menos tiempo de cálculo por iteración y además la solución converge con mayor rapidez.

3.4 Modelo de radiación

En este trabajo se utilizó el modelo de radiación P1 [11] para calcular el término fuente en la ecuación de la energía debido a la transferencia por radiación. El flux de radiación promedio, \bar{q} , es determinado por la siguiente ecuación:

$$-\nabla \bar{q} = aG - 4a\sigma \bar{T}^4 \quad (10)$$

Donde G es calculado por la siguiente ecuación de transporte:

$$\nabla(\Gamma \nabla G) - aG + 4a\sigma T^4 = 0 \quad (11)$$

Donde $\Gamma = 1/3a$. El coeficiente de absorción, a , fue considerado como variable y se calculó empleando el modelo de sumas ponderadas de gases grises (WSGG, por sus siglas en ingles). En este estudio se consideró que la dispersión de la radiación producida por la presencia de hollín era despreciable. Lo anterior se justifica porque en este trabajo se está analizando la combustión en fase gaseosa del metano con exceso de aire y bajo estas condiciones la presencia de hollín es insignificante.

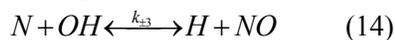
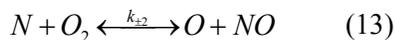
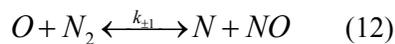
El modelo de radiación P-1 fue seleccionado con base al trabajo de Kontogeorgos et al 0, los cuales examinaron numéricamente una llama de gas natural turbulenta no premezclada sin radiación y con dos modelos de radiación: 6-flux y P-1, confirmando que es significativo el efecto de la radiación sobre la temperatura de llama y el cálculo de la concentración de especies, presentando el modelo P-1 la mayor aproximación a los resultados experimentales. Resultados similares fueron obtenidos por Sazhin et al [13] en otras sistemas de combustión con aplicaciones industriales, reportando las ventajas de utilizar el modelo P-1.

3.5 Mecanismos de formación de NO_x

En este trabajo se utilizaron los dos mecanismos principales de formación de NO_x en la combustión metano aire, un mecanismo térmico y un mecanismo súbito.

3.5.1 Mecanismo de NO_x térmico

La formación de NO térmico es determinada por un conjunto de tres reacciones químicas altamente dependientes de la temperatura, conocido como el mecanismo extendido de Zeldovich 0.



Utilizando las tres ecuaciones anteriores, la tasa neta de cambio en la concentración de NO, esta dada por:

$$\frac{d[NO]}{dt} = k_1[O][N_2] + k_2[N][O_2] + k_3[N][OH] - k_{-1}[NO][N] - k_{-2}[NO][O] - k_{-3}[NO][H] \quad (15)$$

Los tres primeros términos del lado derecho de la Ec. 15 representan la reacción en el sentido en que esta avanza, en esta dirección el NO es producido. Por otro lados, los tres últimos términos corresponden al sentido inverso de la reacción donde el NO es consumido 0. Los valores asignados por FLUENT para las constantes de las reacciones son:

$$\begin{aligned} k_1 &= 1.8 \times 10^8 e^{-38370/T} & k_{-1} &= 3.8 \times 10^7 e^{-425/T} \\ k_2 &= 1.8 \times 10^4 T e^{-4680/T} & k_{-2} &= 3.81 \times 10^3 T e^{-20820/T} \\ k_3 &= 7.1 \times 10^7 e^{-450/T} & k_{-3} &= 1.7 \times 10^8 e^{-24560/T} \end{aligned}$$

Si se asume un estado semi-estable, la tasa de formación de radicales libres de nitrógeno, es igual a la tasa de consumo, con valores significantes solo en altas temperaturas superiores a 1800 K, de ahí que la formación de NO llega a ser 0:

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_1[O][N_2] \frac{\left(1 - \frac{k_{-1}k_{-2}[NO]^2}{k_1[N_2]k_2[O_2]}\right)}{\left(1 + \frac{k_{-1}[NO]}{k_1[O_2] + k_3[OH]}\right)} \quad (16)$$

3.5.2 Mecanismo de NO_x subitio

Conocido en ingles como “Prompt NO_x”, es un mecanismo que resulta de la reacción de hidrocarburos con moléculas de nitrógeno, su contribución en la formación del NO total es pequeña. La formación implica una serie compleja de reacciones y muchas posibles especies intermedias [17]. Para el proceso de simulación en este artículo se utilizó el mecanismo proporcionado por FLUENT:

$$\frac{d[NO]}{dt} = 6.4 \times 10^6 \times fc \times e^{(-36483.4/T)} \quad (17)$$

$$(RT/p)^{\alpha+1} [O_2]^\alpha [N_2] [FUEL]$$

Donde fc es un factor de corrección, calculado a partir de la siguiente expresión [17]:

$$fc = 4.75 + 0.0819n - 23.2\phi + 32\phi^2 - 12.2\phi^3 \quad (18)$$

3.6 Mallado del dominio del modelo

El dominio computacional para el flujo de aire, combustible y productos de combustión, incluye la tobera de alta velocidad, la cámara de combustión, una atmósfera confinada donde se

da la descarga del chorro libre y una zona destinada a la regeneración de calor para precalentar el aire de combustión, como se muestra esquemáticamente en la Figura 2.

El mallado interno del sistema está compuesto por un total de 108566 elementos tridimensionales hexaédricos para la configuración de inyección radial y 110694 para la inyección axial, distribuidos en las diferentes zonas.

Simulaciones previas con tres veces más de mallas para la simulación axial, arrojaban los mismos resultados que al utilizar los mallados empleados en el trabajo definitivo, de esta forma fue chequeada la sensibilidad de la solución respecto al mallado empleado.

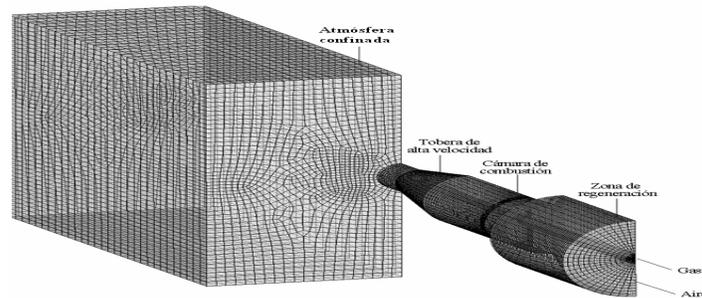


Figura 2. Mallado del dominio computacional

Figure 2. computational grid

La atmósfera confinada posee un longitud de 550 mm respecto a orificio de descarga, empleando mallas más finas en la zona central del flujo donde se da la descarga, al igual que en la tobera de alta velocidad, la cámara de combustión y la zona de inyección queriendo lograr una gran aproximación con el objetivo de capturar los efectos de compresibilidad y los altos gradientes de temperatura. Para ahorrar tiempo computacional, se realizó la simulación de la mitad del prototipo aprovechando su simetría axial. En ambas configuraciones y por la simetría axial del prototipo, el sistema de inyección de combustible se hace por medio de tres orificios de igual diámetro, es decir que en realidad se tienen seis descargas de combustible, como se ve en la Figura 3.

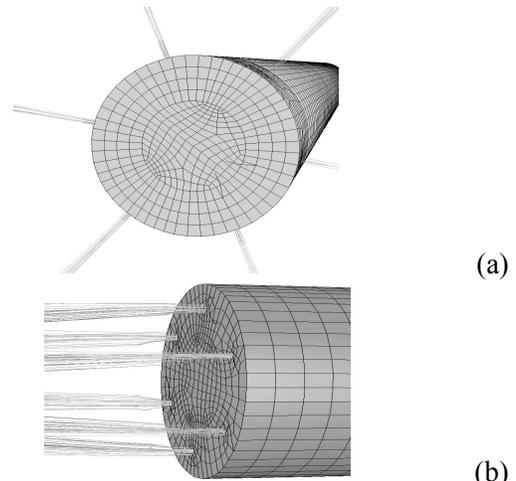


Figura 3. Configuraciones de inyección de combustible (a) radial, (b) axial

Figure 3. Fuel injection configurations (a) radial, (b) axial

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Los resultados presentados en esta sección corresponden al sistema de combustión de alta velocidad descrito en la Figura 2, queriendo simular el sistema operando con una potencia térmica 60 kW, metano como combustible y aire precalentado como comburente. Las condiciones del modelo empleadas son mostradas en la Tabla 1. La estructura de la llamas para cada una de las configuraciones de inyección son mostradas por los perfiles de temperatura presentados en la Figura 4.

Tabla 1. Especificaciones del modelo
Table 1. Model specifications

Característica	Definición
Modelo de combustión	Fracción de mezclado – PDF – Equilibrio químico
Modelo de turbulencia	$k - \epsilon$ estándar
Algoritmo de solución	SIMPLE
Esquema de discretización	Upwind de segundo orden
Radiación	P1
Factor de aireación	1.1
Emisiones de NO _x	Mecanismo térmico y súbito

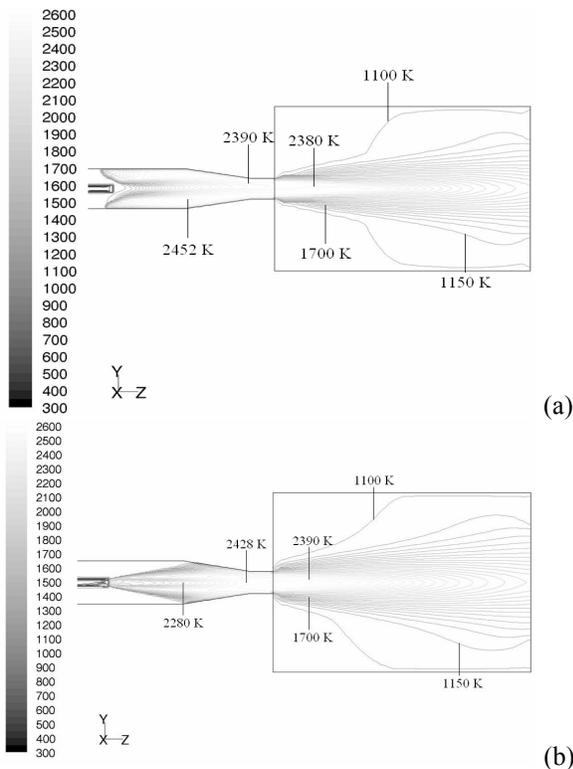


Figura 4. Contornos de temperatura (a) inyección radial, (b) inyección axial

Figure 4. Temperature contours (a) radial injection, (b) axial injection

El aire de combustión entra precalentado a 1058 K sin rotación y con la descarga del combustible gaseoso a través de los inyectores se crea una llama de difusión que ocurre a medida que se da la mezcla, acelerando los productos de combustión posteriormente en la tobera. Para realizar las comparaciones entre las dos configuraciones de inyección se seleccionaron las tres zonas que se muestran en la Figura 5. En la cámara de combustión antes de la tobera de alta velocidad, en la zona de descarga de la tobera y al interior de la atmósfera confinada.

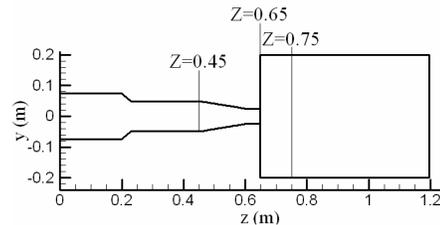


Figura 5. Zonas de comparación
Figure 5. Comparison zones

En la Figura 6 se presentan las comparaciones de los resultados obtenidos para la temperatura y velocidad axial y en la Figura 7 las comparaciones del comportamiento del proceso de combustión mediante la composición en fracciones molares del O₂, CO, CO₂ y NO en los puntos anteriormente descritos. De estas comparaciones se encontró que:

- La máxima temperatura encontrada para la configuración radial es de 2452 K ubicada en la cámara de combustión antes de iniciar la descarga en la tobera $z = 0.45$, como puede observarse esta tendencia no es igual en la inyección axial con un valor de 2280 K en este punto. Esta diferencia de temperaturas en la cámara de combustión es debido a la reacción existente en todo el volumen de la cámara para la inyección radial como consecuencia de un mejor mezclado, situación que no ocurre con la inyección axial donde la reacción se da en la trayectoria de la corriente de combustible descargado y en $z = 0.45$ todavía hay considerables cantidades de oxígeno y monóxido de carbono sin reaccionar, los cuales reaccionan en la tobera presentándose la mayor temperatura en esta zona.

- Estas altas temperaturas de llama es debido a que el aire de combustión entra altamente precalentado (1058 K). La distribución de temperaturas al interior de la atmósfera confinada se encontró similar en ambas configuraciones con temperaturas de pared de 1098 K y 1086 K respectivamente para iguales propiedades térmicas del material refractario utilizado.
- En la zona de descarga de los productos de combustión $z = 0.65$ y en la atmósfera confinada $z = 0.75$, el comportamiento axial de la velocidad posee magnitudes similares

cercanas a los 100 m/s en ambas configuraciones siendo ligeramente mayor la descarga axial, esta velocidad es importante en un sistema de combustión de alta velocidad. En $z = 0.45$ no sucede lo mismo puesto que la inyección axial del combustible con una importante cabeza de presión descargado por los inyectores aumenta la velocidad en dirección axial, lo que no acontece en la inyección radial donde la descarga se da perpendicular a esta dirección mezclándose inmediatamente con la corriente del aire de combustión que lleva una velocidad menor en la dirección axial.

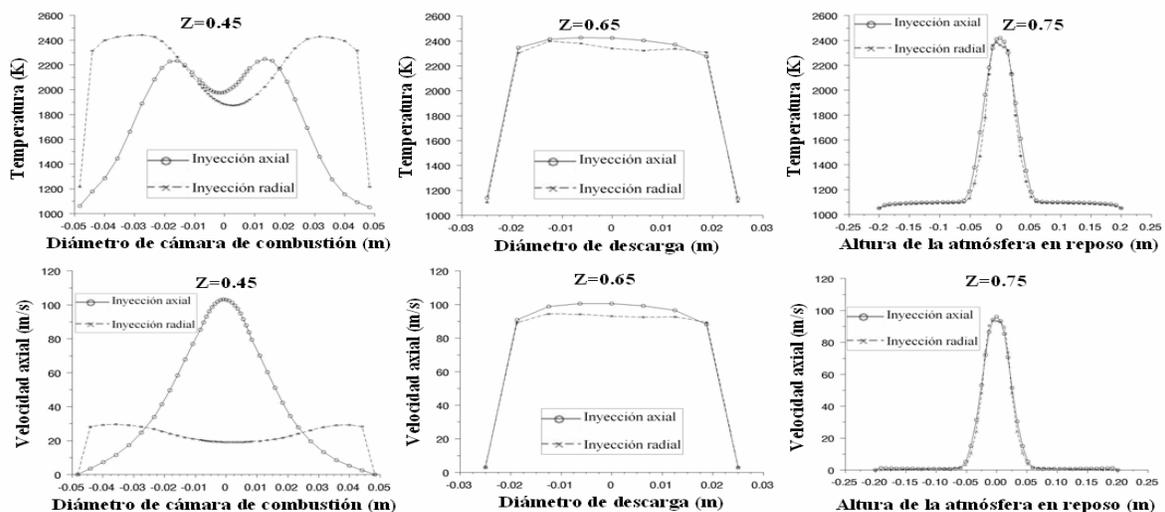


Figura 6. Perfiles de temperatura y velocidad axial
Figure 6. Temperature and axial velocity profiles

- La fracción molar de oxígeno al interior de la cámara de combustión $z = 0.45$ es totalmente diferente entre las dos configuraciones, para la inyección axial se cuenta con gran disponibilidad de O_2 en las cercanías a las paredes de la cámara y posee un valor mínimo en la zona central debido a que la reacción química en esta configuración avanza en la trayectoria axial por la descarga del combustible. Por otro lado, la configuración de inyección radial posee más disponibilidad de O_2 en la zona central debido a la zona de mezclado entre el

combustible y el aire en la periferia de inyección. En la zona de descarga $z = 0.65$ se puede observar un comportamiento similar con mayor presencia de O_2 en la zona central para la inyección radial y menor en la zona cercana a la pared. En la atmósfera confinada la fracción molar de O_2 posee igual comportamiento con una composición mínima en la zona central y recirculación a medida que se avanza hacia las paredes.

- El CO es mucho mayor para la inyección axial en la cámara de combustión $z = 0.45$, esto se da por el mejor mezclado del

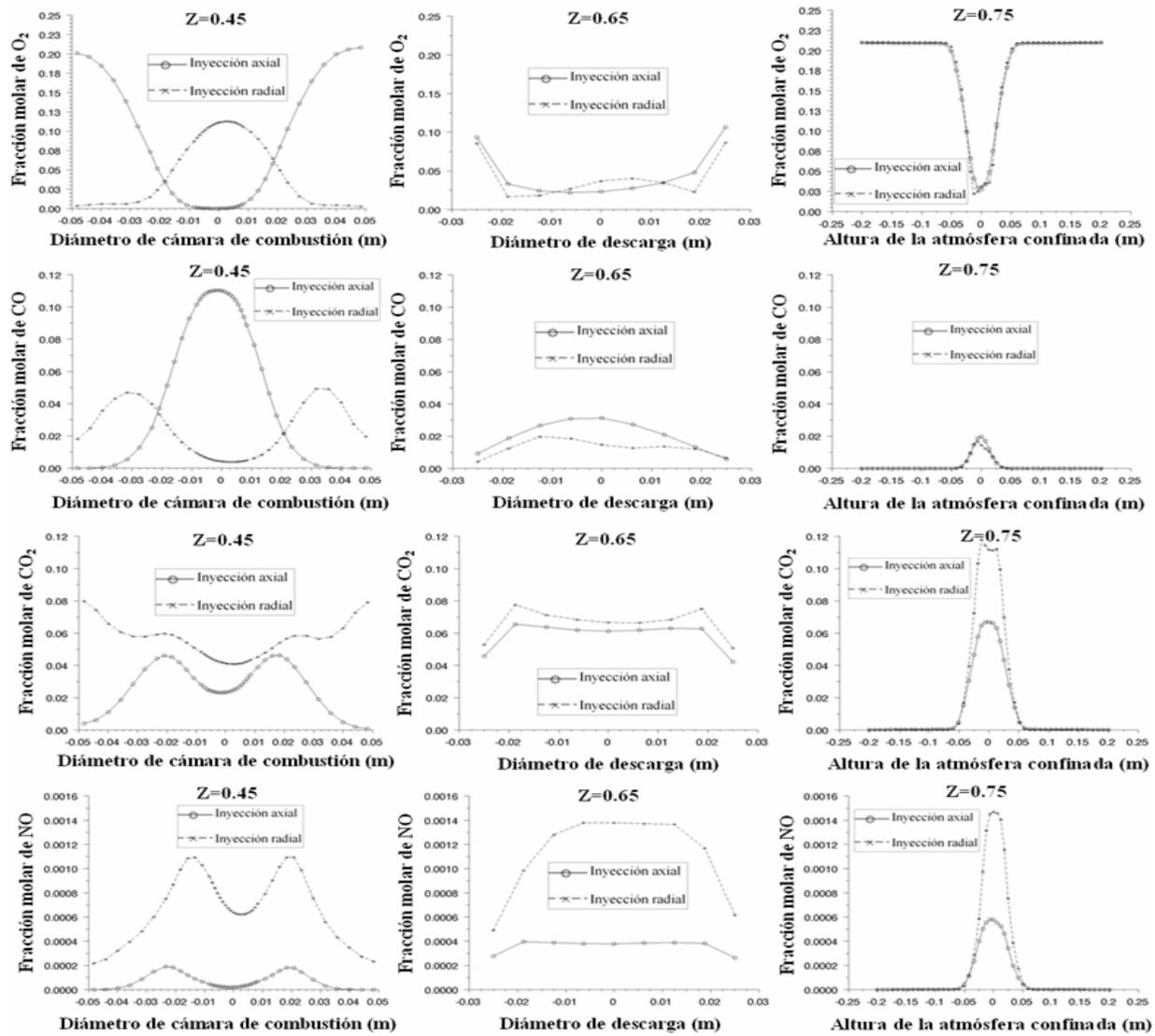


Figura 7. Fracciones molares de O_2 , CO , CO_2 y NO
Figure 7. Molar fraction of O_2 , CO , CO_2 y NO

combustible y el comburente en la inyección radial, donde una mayor cantidad de combustible se quema al interior de la cámara de combustión, situación que también se puede observar por la mayor cantidad de CO_2 formado en este punto.

- En la zona de descarga $z = 0.65$ y en la atmósfera confinada $z = 0.75$ el comportamiento del CO sigue siendo mayor para la inyección axial, obteniéndose un quemado más óptimo con mayor formación de CO_2 en ambas zonas para la inyección radial. Esta situación es importante al

momento de cuantificar pérdidas por combustión incompleta, teniendo en cuenta que para una aplicación de calentamiento por impacto directo la llama entraría en choque con una superficie fría pudiendo aumentar la combustión incompleta.

- Para simular el CO se utilizó el equilibrio químico, que aunque se conoce tiende a sobre estimar la formación de CO es valido en este trabajo puesto que el objetivo principal es comparar tendidas entre los dos quemadores antes de predecir valores puntuales.

- Las concentraciones de NO simuladas mediante el mecanismo extendido de Zeldovich descrito por la Ec. 16 y el mecanismo NO_x súbito mediante un postproceso, se muestran mayores para la configuración de inyección radial en los tres puntos de comparación, lo cual puede ser explicado por la mayor concentración de oxígeno en la zona de reacción debido al mejor mezclado que origina relaciones más cercanas a la estequiométrica con temperaturas superiores. Este comportamiento es opuesto al observado por la combustión incompleta evidenciada por la fracción molar de CO.
- En las gráficas de las Figuras 6 y 7 se observa una asimetría del flujo que es debido a una asimetría en el mallado que se puede evidenciar en las Figuras 2, 3 y 4 para el plano Z-Y.
- En las gráficas de la Figura 7 en $z = 0.75$ no se observa dispersión en la atmósfera confinada lo que indica que no hay difusión hacia esas zonas de especies como CO₂, CO ó NO, esto es debido a que es un sistema netamente advectivo y no difusivo y debido a las altas velocidades los productos de combustión tienden rápidamente a salir.

5. CONCLUSIONES

- La posibilidad de predecir mediante simulaciones numéricas el comportamiento de la combustión en sistemas térmicos permite definir la configuración geométrica más óptima de diseño en los equipos de calentamiento. Se ha llevado a cabo la simulación numérica CFD de la combustión en una de las cámaras y la mitad del horno de un sistema de combustión de alta velocidad con regeneración de calor mediante la comparación de dos

configuraciones de inyección de combustible utilizando el software comercial FLUENT.

- Los resultados obtenidos muestran que el sistema de inyección axial puede traer desventajas respecto a la inyección radial, puesto que se evidencia altos niveles de CO en los tres puntos de comparación posiblemente debido a la falta de mezclado y quemado al interior de toda la cámara de combustión. Situación contraria al comportamiento del NO en donde se tienen mayores concentraciones con la inyección radial debido a las mayores temperaturas y el mejor mezclado. Estas comparaciones merecen especial atención en el momento de diseñar equipos de combustión desde el punto de vista ambiental y de eficiencia de combustión. Los autores con base a los resultados obtenidos ven más bondades en la configuración de inyección radial de tal forma que es seleccionada para la construcción del prototipo definitivo.
- Además de analizar el CO, la combustión más óptima se puede evidenciar también con la formación de CO₂ en los puntos de comparación, siendo mayor en la inyección radial atribuible al mejor mezclado y quemado en la cámara de combustión, situación importante al momento de cuantificar pérdidas por combustión incompleta, teniendo en cuenta que para una aplicación de calentamiento por impacto directo la llama entraría en choque con una superficie fría pudiendo aumentar la presencia de inquemados.
- Los perfiles de temperatura y velocidad poseen igual orden de magnitud y ambos pueden servir para ser aplicados a un proceso industrial de alta temperatura, pero con una ventaja de la inyección radial sobre la axial por la eficiencia en la combustión.

NOMENCLATURA

a	Coefficiente de absorción	$\sigma_h, \sigma_k, \sigma_\varepsilon, \sigma_T$	Número de Prandtl/Schmit turbulento para $h, k, \varepsilon, f, f'^2$
C_g y C_d	Constantes en la ecuación de la fracción de mezclado y su varianza	ϕ	Relación de equivalencia
C_1, C_2 y C_μ	Constantes en el modelo $k-\varepsilon$	Subíndices	
f	Fracción de mezclado	T	Turbulento
f'^2	Varianza de la fracción de mezclado	i, j	Indica dirección de coordenadas
fc	Factor de corrección en la Ec. 18	$comb$	Combustible
G	Radiación incidente	ox	Oxidante
h	Entalpía	ε	Tasa de disipación de la energía cinética turbulenta
k	Energía cinética turbulenta	k	Energía cinética turbulenta
k_1, k_2 y k_3	Valores constantes en la dirección de la reacción	Superíndices	
k_{-1}, k_{-2} y k_{-3}	Valores constantes en la dirección inversa de la reacción	a	Orden de la reacción de oxígeno
n	Número de átomos de carbono por molécula de hidrocarburo	$-$	Promedio convencional
p	Presión	\sim	Promedio – densidad ponderada
q	Flux de radiación		
R	Constante universal del gas		
S	Término fuente en las ecuaciones gobernantes		
T	Temperatura		
\bar{T}	Temperatura promedio		
u_i	Componente de la velocidad en la dirección i		
x, y, z	Coordenadas cartesianas		
x_i	Coordenada cartesiana en la dirección i		
Z_i	Fracción másica del elemento i		
$[\]$	Concentración		
Símbolos griegos			
ε	Tasa de disipación de la energía cinética turbulenta		
μ	Viscosidad dinámica		
ρ	Densidad		
σ	Constantes de Stefan-Boltzmann		

REFERENCIAS

- [1] WINTER, E. Le brûleur-jet. Un procédé souple d'utilisation du gaz pour le réchauffage des métaux (Jet impingement, a versatile gas fired system for process heating of metals). Conférence sur la recherche et la technologie dans le domaine du gaz naturel. Chicago, 1971.
- [2] TOTTEN, GEORGE y HOWES, MAURICE. Steel Heat Treatment Handbook. Marcel Dekker, Inc, 1997.
- [3] HÄLLQVIST, T. Large eddy simulation of impinging jets with heat transfer. Technical Reports from Royal Institute of Technology, 2006.
- [4] FAVRE, A., Equations des gaz turbulents compressibles, Journal de Mécanique. 4 pp: 361-421, 1965.
- [5] LAUNDER, B., Y SPALDING, D. Lectures in Mathematical Models of Turbulence. Academic Press, London, England, 1972.

- [6] FURUHATA, T., TANNO, S., MIURA, T., IKEDA, Y. Y NAKAJIMA T. Performance of numerical spray combustion simulation. *Energy Convers. Mgmt*, 38, 1997.
- [7] RAHIMI, M., KHOSHHAL, A., MEHDI, S. CFD modeling of a boiler's tubes rupture. *Applied Thermal Engineering*, 26, pp: 2192-2200, 2006.
- [8] HERRMANN, M. Numerical simulation of turbulent Bunsen flames with a level set flamelet model. *Combustion and Flame*, 145, Issues 1-2, pp: 357-375, 2006.
- [9] SHIN, M., KIM, H., JANG, D. Numerical study on the SNCR application of space-limited industrial boiler. *Applied Thermal Engineering*, 27, Issues 17-18, pp: 2850-2857, 2007.
- [10] TABACCO D., INNARELLA C., Y BRUNO C. Theoretical and Numerical Investigation on Flameless Combustion. *Combustion Science and Technology*. 174(7), 2002.
- [11] SIEGEL R., HOWELL, J.R. *Thermal Radiation Heat Transfer*. Fourth Edition. Taylor and Francis, New York, 2002.
- [12] KONTOGEORGOS, D., KERAMIDA, E. Y FOUNTI, M. Assessment of simplified thermal radiation models for engineering calculations in natural gas-fired furnace. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, 2007.
- [13] SAZHIN, S., SAZHINA, E., SARAVELOU, F., WILD, P. The P-1 model for thermal radiation transfer: advantages and limitations. *Fuel*, 75, 1996.
- [14] BARTOK, W., SAROFIM, A.F. *Fossil Fuel Combustion: A Source Book*. John Wiley & Sons, Inc, New York, 1991.
- [15] BIN, J., XINGANG, L., HONGYING, L. Y XINGANG, L. Study on NO_x Formation in CH₄/Air Jet Combustion. *Chinese J. Chem. Eng.*, 14, 2006.
- [16] SOBIESIAK, A., RAHBAR, S. Y BECKER, H. Performance characteristics of the novel low-NO_x CGRI burner for use with high air preheat. *Combustion and Flame*, 115, 1998.
- [17] WATANABE, H., SUWA, Y, MATSUSHITA, Y., MOROZUMI, Y., AOKI, H., TANNO, S. Y MIURA, T. Spray combustion simulation including soot and NO formation. *Energy Conversion and Management*, 48, 2007.