



**UNIVERSIDAD  
DE ANTIOQUIA**

**ANÁLISIS NUMÉRICO Y EXPERIMENTAL DE  
UN SISTEMA DE COMBUSTIÓN ATMOSFÉRICO  
CON CALENTAMIENTO POR INFRARROJO**

Autor(es)

Diana Carolina Rodríguez Henao

Universidad de Antioquia

Facultad de Ingeniería, Departamento de Ingeniería Química

Medellín, Colombia

2021



Análisis numérico y experimental de un sistema de combustión atmosférico con calentamiento por infrarrojo

Diana Carolina Rodríguez Henao

Trabajo de grado como requisito para optar al título de:  
Ingeniera Química.

Asesor

Andrés Adolfo Amell Arrieta. Ing. MsC. Ing. Mecánico, Investigador Senior

Línea de Investigación:

Energética

Grupo de Investigación:

Grupo de Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía (GASURE)

Universidad de Antioquia

Facultad de Ingeniería, Departamento de ingeniería química.

Medellín, Colombia

2021.

## Tabla de contenido

1.	Resumen .....	8
2.	Introducción.....	9
3.	Objetivos.....	11
3.1.	General.....	11
3.2.	Específicos .....	11
4.	Estado del arte .....	11
4.1.	Quemadores .....	12
4.2.	Quemadores de tubo radiante .....	13
4.3.	Calentamiento por radiación .....	14
4.4.	Simulaciones en CFD .....	15
5.	Metodología.....	16
5.1.	Metodología experimental .....	17
5.1.1.	Montaje.....	17
5.1.2.	Equipos de medición .....	18
5.1.3.	Diseño de experimentos.....	22
5.1.4.	Procedimiento experimental.....	22
5.1.5.	Procesamiento de datos .....	24
5.1.5.1.	Cálculo del factor de aireación primario a partir de la composición en la premezcla	25
5.1.5.2.	Factor de aireación total, factor de aireación secundario y eficiencia de combustión a partir de la composición de los gases de combustión .....	26
5.1.5.3.	Flux de calor radiante del tubo y potencia radiada total a partir de la intensidad de radiación .....	29
5.1.5.4.	Potencia térmica a partir de los datos del rotámetro .....	31
5.1.5.5.	Temperatura de la superficie del tubo a partir de las imágenes térmicas	32
5.1.5.6.	Eficiencia de radiación .....	33
5.2.	Metodología numérica .....	33
5.2.1.	Definición de la geometría .....	34
5.2.2.	Mallado.....	38
5.2.3.	Definición de modelos para la simulación .....	39
5.2.3.1.	General .....	39
5.2.3.2.	Turbulencia.....	39

5.2.3.3.	Radiación.....	40
5.2.3.4.	Especies.....	40
5.2.4.	Cálculo de variables de entrada a la simulación.....	41
5.2.4.1.	Cálculo de la potencia térmica y la masa de combustible.....	41
5.2.4.2.	Cálculo del coeficiente convectivo de transferencia de calor .....	44
5.2.5.	Condiciones de frontera.....	48
5.2.6.	Procedimiento .....	49
5.2.7.	Procesamiento de datos numéricos.....	49
5.2.7.1.	Perfil de intensidad de radiación del tubo radiante .....	49
5.2.7.2.	Potencia radiada total .....	50
5.3.	Comparación entre datos numéricos y experimentales.....	50
6.	Resultados y análisis.....	50
6.1.	Resultados experimentales y numéricos .....	51
6.1.1.	Flujo másico de combustible y potencia térmica .....	51
6.1.2.	Tasas de aireación primaria, secundaria y total.....	52
6.1.3.	Temperatura de salida de los gases.....	53
6.1.4.	Temperatura de la superficie del tubo radiante .....	54
6.1.5.	Flux de calor radiante del tubo y potencia radiada total.....	58
6.1.6.	Eficiencia de radiación y combustión.....	59
6.2.	Resultados numéricos .....	61
6.2.1.	Distribución de velocidad en la premezcla.....	61
6.2.2.	Distribución de presión.....	62
6.2.3.	Distribución de temperatura en la llama.....	62
6.2.4.	Distribución de especies en la llama .....	64
7.	Conclusiones.....	66
8.	Bibliografía.....	68

## Lista de Figuras

<b>Figura 1</b> Esquema del montaje experimental. ....	17
<b>Figura 2</b> Esquema de medición con el radiómetro .....	23
<b>Figura 3</b> Vista del manómetro en la inyección y la sonda de medición de composición de la premezcla.....	24
<b>Figura 4</b> Montaje quemador- tubo radiante, en funcionamiento .....	24
<b>Figura 5</b> Diagrama de Sankey .....	27
<b>Figura 6</b> Esquema del restrictor del radiómetro .....	30
<b>Figura 7</b> Esquema para determinar potencia radiada total .....	31
<b>Figura 8</b> Partes del quemador atmosférico .....	34
<b>Figura 9</b> Esquema mezclador .....	34
<b>Figura 10</b> Esquema cabeza .....	35
<b>Figura 11</b> Modelo CAD 3D del sistema quemador-tubo radiante.....	36
<b>Figura 12</b> Geometría 2D axisimétrica en Desing Modeler de ANSYS 19 R2 ® .....	37
<b>Figura 13</b> Detalles del mallado.....	39
<b>Figura 14</b> Diagrama de combustión CombuGas para la replica 1 de la prueba 3. ....	53
<b>Figura 15</b> Perfiles de temperatura.....	55
<b>Figura 16</b> Fotografías de las llamas.....	57
<b>Figura 17</b> Mecanismo estabilizador de llama o llama piloto.....	57
<b>Figura 18</b> Perfiles de flux de calor radiado por el tubo. ....	58
<b>Figura 19</b> Esquema opción de aprovechamiento de gases de combustión .....	61
<b>Figura 20</b> Contorno de velocidad. ....	61
<b>Figura 21</b> Detalle de la zona de succión.....	62
<b>Figura 22</b> Contorno de presión con detalle en el quemador.....	62
<b>Figura 23</b> Contornos de temperatura .....	63
<b>Figura 24</b> Perfiles de temperatura en el eje de simetría del volumen de control.....	64
<b>Figura 25</b> Distribución de especies en la llama, para cada una de las pruebas .....	65

## Lista de Tablas

<b>Tabla 1</b> Definición de variables.....	16
<b>Tabla 2</b> Instrumento o método de determinación de cada variable .....	18
<b>Tabla 3</b> Equipos presentes en el laboratorio GASURE.....	19
<b>Tabla 4</b> Diseño Factorial $2^3$ .....	22
<b>Tabla 5</b> Magnitudes de los niveles del diseño experimental .....	22
<b>Tabla 6</b> Composición del combustible en el gasoducto de Sebastopol .....	25
<b>Tabla 7</b> Balance de la ecuación de reacción .....	25
<b>Tabla 8</b> Coeficientes para el cálculo de la capacidad calorífica .....	28
<b>Tabla 9</b> Medidas del mezclador.....	34
<b>Tabla 10</b> Medidas de la cabeza.....	35
<b>Tabla 11</b> Especificación mecanismo estabilizador de llama real .....	35
<b>Tabla 12</b> Medidas anillos equivalentes en el mecanismo estabilizador de llama.....	36
<b>Tabla 13</b> Medidas del tubo radiante .....	36
<b>Tabla 14</b> Configuraciones geométricas de las simulaciones .....	38
<b>Tabla 15</b> Independencia de mallado .....	38
<b>Tabla 16</b> Cantidad de elementos en las configuraciones .....	39
<b>Tabla 17</b> Modelo West&Dyer .....	40
<b>Tabla 18</b> Resultados del cálculo de la presión crítica.....	42
<b>Tabla 19</b> Resultados del cálculo de flujo másico de combustible .....	44
<b>Tabla 20</b> Resultados cálculo régimen de flujo.....	46
<b>Tabla 21</b> Resultados calculo coeficiente convectivo de transferencia de calor.....	48
<b>Tabla 22</b> Definición de las condiciones de frontera en la simulación .....	48
<b>Tabla 23</b> Propiedades del carburo de silicio .....	49
<b>Tabla 24</b> Resultados flujo másico de combustible .....	51
<b>Tabla 25</b> Resultados potencia térmica .....	51
<b>Tabla 26</b> Fracción molar de los componentes en la premezcla y en las emisiones .....	52
<b>Tabla 27</b> Resultados de los factores de aireación primario, secundario y total. ....	52
<b>Tabla 28</b> Tipos de combustión según los factores de aireación. ....	52
<b>Tabla 29</b> Temperatura de salida de los gases de combustión .....	54
<b>Tabla 30</b> Resultados de la potencia total radiada por el tubo .....	59
<b>Tabla 31</b> Resultados eficiencias de radiación y combustión .....	59

## **Agradecimientos**

A mi madre y a mi abuela, por ser las mujeres mas fuertes que conozco y enseñarme el valor del trabajo duro y que con esfuerzo y amor todo se puede lograr. A mi hermana por ser el ser mas incondicional y el regalo mas grande que me ha dado la vida. También agradezco a todos mis amigos, soy afortunada y siempre me he visto rodeada de buenas personas y seres humanos que me ayudan a crecer y a ser feliz y cada uno de ellos tiene un pedazo de mi alma.

A mis compañeros y amigos del grupo GASURE, por haberme acogido con los brazos abiertos y en el transcurso de este tiempo enseñarme mucho academica, profesional y personalmente.

A mi asesor y director del grupo GASURE el profesor Andrés Amell, por abrirme las puertas del grupo de investigación, lo que me permitió complementar mi formación como ingeniera química.

Al departamento de ingeniería química y sus profesores, por entregarme la formación académica y personal.

A la Universidad de Antioquia, por ser mi Alma Máter por acogerme y brindarme experiencias tan enriquecedoras.

## 1. Resumen

En este trabajo se presenta la evaluación numérica y experimental de un quemador atmosférico operando con gas natural para el calentamiento de un tubo radiante de carburo de silicio. El objetivo de este estudio es analizar mediante experimentación y simulación numéricas el comportamiento del sistema quemador atmosférico y tubo radiante de calentamiento de manera acoplada, mediante el análisis de variables tales como tasa de aireación, potencia térmica, perfiles de temperatura y de flux de radiación, temperatura de la superficie del tubo, emisiones de gases de combustión, eficiencias de combustión y radiación, entre otros. Se comparan los resultados numéricos y experimentales con el fin de extraer más información como morfología de la llama y distribución de especies. El análisis se hizo a partir de un diseño experimental  $2^3$ , teniendo como factores el diámetro del inyector, la presión de suministro y la posición relativa quemador/tubo. Las simulaciones se realizaron considerando una geometría 2D axisimétrica con una malla de 206.847 elementos y se realizaron mediante el software CFD Ansys-Fluent 2019 R2. Los resultados obtenidos indican que el quemador opera con combustión completa con exceso de aire, ya que se tienen muy bajas emisiones de CO en todas las pruebas, sin embargo, se encontró que cuando se aumenta el diámetro del inyector disminuye la tasa de aireación primaria. Se obtienen perfiles de temperatura y radiación no uniformes con un pico en la zona donde la llama presenta más cercanía al tubo radiante y se tienen temperaturas de salida de los gases de combustión que oscilan entre 850 y 1200°C variando con la potencia térmica en cada una de las pruebas. También se encontraron potencias radiadas por el tubo de entre 2 y 9 kW, directamente proporcionales a la potencia térmica, calor que podría ser aprovechado en procesos de calentamiento indirecto.



## 2. Introducción

El balance energético de un país se define como la representación contable de la forma en que es producida, importada, transformada y utilizada la energía en el transcurso de un periodo de tiempo [1]. Un uso muy importante dentro de la matriz energética colombiana es la utilización final de la energía en forma de calor directo o indirecto; en el sector industrial, el calor (asociado a la combustión de energéticos como el carbón, derivados del petróleo, gas natural y biomasa) se usa de manera indirecta en el empleo de calderas en las industrias de papel, cartón y alimentos y el calor directo en sectores como el cementero, minero, metalúrgicos, químico, entre otros. En cuanto al sector residencial la energía en forma de calor directo se usa principalmente para la cocción de los alimentos (un 45% de la energía final usada en este sector) [1].

En términos generales el potencial teórico de Colombia para el aumento de la eficiencia energética es significativo, ya que la proporción energía útil / pérdidas en la matriz energética es de 48%/52% (lo que implica una pérdida de 4700 millones de dólares al año)[2].

Entidades gubernamentales como la UPME (Unidad de Planeación Minero-Energética del ministerio de minas y energía) han venido desarrollando en los últimos años estrategias para aumentar la eficiencia energética en los distintos sectores. En el sector industrial, reemplazaron equipos rudimentarios por otros más eficientes que cuentan con sistemas de combustión optimizados y con mejor aislamiento térmico, lo que permite un ahorro en combustible y por ende la reducción de agentes contaminantes emitidos. En el sector doméstico, se reemplazaron electrodomésticos por otros más eficientes. Un ejemplo es el Plan de Acción Indicativo de Eficiencia Energética (PAI) 2017-2022 desarrollado por la UPME el cual se articula con los compromisos de reducción de emisiones a los que se vinculó Colombia en la COP 21 (Conferencia de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático de 2015), especialmente en la línea de reducción de emisiones mediante el aumento de la eficiencia energética. El PAI contribuye con el ODS 7 (objetivo de desarrollo sostenible de la ONU) el cual busca garantizar acceso a una energía asequible, segura, sostenible y moderna para todos [2].

Teniendo en cuenta lo anterior, Colombia se enfrenta en este momento a un panorama en el que debe buscar soluciones y tecnologías económicas, limpias, rentables, y a la misma vez eficientes que garanticen un uso adecuado de la energía.

Dado lo anterior, se buscan procesos que sean económicos y eficientes, que presenten aplicaciones en pequeña y gran escala, y que puedan ser utilizados en regiones alejadas, lo anterior contando con que se trate de tecnologías sencillas y de fácil instalación.

Un ejemplo de esto, son los tubos radiantes que se usan en aplicaciones en las que se debe realizar un calentamiento indirecto, pues la llama no debe estar en contacto con el producto que se va a calentar, evitando contaminación y un calentamiento más uniforme. El funcionamiento de estos consiste en un confinamiento de productos de combustión dentro de

un tubo generalmente de aceros aleados níquel-cromo o cerámicos de carburo de silicio, hasta alcanzar una determinada temperatura y transferir el calor al proceso en forma de radiación principalmente. El proceso de transferencia de calor por radiación, consiste en transferir la energía en forma de calor por medio de ondas electromagnéticas y no requiere ningún medio material para transferirla [3].

Una manera sencilla y económica de introducir gases calientes al interior de un tubo radiante consiste en utilizar un quemador atmosférico, es decir, un quemador cuya zona de combustión está a presión atmosférica, por lo cual, este no requiere ventiladores si trabaja a presiones intermedias (entre 100 mbar y la presión crítica del combustible) debido a que el aire atmosférico es arrastrado por la corriente de combustible, ya que esta al expandirse desde el inyector genera una presión negativa que induce el aire [4].

Estudiando y analizando el desempeño de estas tecnologías de forma conjunta se podría buscar una apropiación del sistema de manera que sea útil en algún proceso que requiera un método de calentamiento no invasivo y relativamente sencillo. El resultado es la obtención de un sistema tecnológico de bajo costo, flexible y eficiente, para ser aplicado en procesos de secado y deshidratación de alimentos en zonas agroindustriales o lugares apartados sin acceso de energía eléctrica, dado que esta no es necesaria puesto que no se requiere de ventiladores para suministrar el aire de combustión. También puede ser aplicada en pequeñas y medianas empresas cuyos procesos productivos requieran de calentamientos con atmosferas controladas, uniformes y con alta rapidez en la transferencia de calor.

### 3. Objetivos

#### 3.1. General

Analizar mediante experimentación y simulaciones numéricas el comportamiento del sistema quemador atmosférico y tubo radiante de calentamiento de manera acoplada.

#### 3.2. Específicos

- Realizar el montaje experimental del sistema quemador atmosférico y tubo radiante, para así obtener datos de comportamiento reales de variables características del sistema como son: para el quemador atmosférico, las tasas de aireación primaria y secundaria; para el tubo radiante, la distribución de temperatura axialmente, flux de calor radiante, eficiencia de radiación, la eficiencia global y las emisiones.
- Simular mediante CFD el conjunto quemador atmosférico – tubo radiante para obtener así más información y caracterizar la morfología de la llama, el campo de velocidad de la premezcla, del aire secundario y de los gases de combustión al interior del tubo, y también obtener perfiles de temperatura, presión, caída de presión a lo largo del tubo, concentración de especies y flux de calor desde la superficie del tubo, entre otros, para comprender más a fondo el sistema.
- Comparar los resultados obtenidos por las dos metodologías.
- Evaluar la posibilidad de una posible aplicación del conjunto.

### 4. Estado del arte

El grupo de Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía – GASURE de la Universidad de Antioquia tiene como objetivo la investigación, el desarrollo tecnológico, la formación de recursos humanos y la divulgación en el uso energético de combustibles renovables y no renovables, así como en el uso racional de la energía, en él se han tratado con anterioridad en diversas investigaciones los conceptos en torno a los cuales se fundamentará este trabajo. La teoría de la descripción y funcionamiento de los diversos tipos de quemadores es presentada en la cartilla del grupo de investigación GASURE, Tecnología de la combustión de los gases, en su parte 3 referente a quemadores atmosféricos [4]. Castañeda et al, describieron en su artículo “la radiación infrarroja como fenómeno de transferencia de calor de alta calidad en procesos de calentamiento” [5] la radiación como fenómeno de calentamiento. Respecto a los tubos radiantes se encontró en Amell et al, la caracterización del funcionamiento y fundamento teórico del tubo radiante, pero este con un quemador de aire inductor (con ventilador) en el artículo “análisis de los parámetros para el diseño y optimización de un tubo radiante”[3], en Suárez et al, se encuentra la simulación numérica de un tubo radiante en el artículo “Numerical análisis of internal recirculation into radiant tube without internal ignition”[6], y García et al, presenta la evaluación del modelo de combustión en CFD en “Combustión model evaluation in a CFD simulation of a radiant

tube burner” [7]. A continuación, se describen las principales ideas que se requieren para la apreciación del trabajo a realizar.

#### 4.1. Quemadores.[4]

Un quemador es el órgano que permite la reacción de combustión entre el combustible y el comburente de manera controlada y asegurar la aportación de ambos para obtener la potencia requerida, la distribución de la llama y la circulación de los productos de reacción. Un quemador diseñado de manera correcta debe permitir la regulación de aire y gas y mezclarlos homogéneamente (dentro de los límites de inflamabilidad), darle estabilidad a la llama evitando el desprendimiento y la retrollama, dar a la llama las dimensiones adecuadas y operar de manera silenciosa

Los quemadores se pueden clasificar de varias formas, según la presión del suministro, el punto de mezcla, el suministro de aire y la presión de trabajo respecto a la atmósfera.

##### - Presión de suministro

Se clasifica por el orden de magnitud de la presión de suministro del gas combustible. Se presentan 3 denominaciones. Los quemadores de muy baja presión son los que manejan presiones de suministro inferiores a 100mbar, en esta condición el gas se puede tratar como un fluido incompresible; cuando la presión de suministro es superior a 100 mbar e inferior a la presión crítica del gas (la cual es la presión a la que una corriente de gas alcanza la velocidad del sonido, y depende de cada combustible) se trata de quemadores de mediana presión y cuando la presión de suministro es superior a la presión crítica se trata de quemadores de alta presión.

En quemadores de alta y mediana presión el gas no puede considerarse como fluido incompresible

##### - Según el punto de mezcla

Se diferencian según el punto donde se efectúe la mezcla de aire y el combustible, se dividen en dos grupos, quemadores de premezcla parcial y premezcla total y quemadores de no premezcla o de llama de difusión. En los dos primeros el combustible se mezcla con el aire primario antes de la zona de combustión (premezcla total) y si se requiere aire secundario este se aporta de la atmósfera a la zona de combustión por el fenómeno de difusión (premezcla parcial), en el segundo caso el aire y el gas son separados separadamente a la zona de combustión y la mezcla combustible -oxidante sucede simultáneamente con la combustión.

##### - Suministro de aire

Según la forma en la que se suministra el aire para la combustión, los quemadores se pueden clasificar en dos, quemadores de aire forzado y quemadores de aire inducido

En los quemadores de aire forzado el aire es suministrado por medio de un ventilador, este se aplica en situaciones en que se requiere un gran exceso de aire en la combustión, la caída de presión en el quemador es alta o se requiere aumentar la posibilidad de una combustión completa (cuando se opera a un exceso de aire), en este caso el aire total se suministra en la premezcla, pero también puede ocurrir en quemadores no premezclados turbulentos.

En el caso de los quemadores de aire inducido se pueden presentar dos situaciones; en un caso el aire atmosférico es arrastrado por la corriente de gas que al expandirse desde el inyector aumenta su velocidad mientras que la presión decrece formándose una zona de presión negativa lo que permite la inducción de aire, a esto se le llama quemador de aire inducido; en el segundo caso, un quemador de aire inductor, es aquel que cuenta con aire comprimido para alimentarlo e inducir la corriente de gas que inicialmente se encuentra a presión atmosférica y se usan cuando se requieren grandes relaciones másicas aire/combustible.

- Presión de trabajo respecto a la atmosférica

Se dividen en quemadores atmosféricos y no atmosféricos, en los primeros la combustión tiene lugar en una zona que se encuentra a presión atmosférica y en los segundos la combustión se lleva a cabo en cámaras herméticas, donde la presión puede estar por encima o por debajo de la presión atmosférica.

En la práctica la operación y configuración de los quemadores responden a una combinación de las características anteriormente descritas, la configuración más usada tanto en aplicaciones domésticas como industriales es el quemador atmosférico, con llama de premezcla y aire inducido.

#### **4.2. Quemadores de tubo radiante**

Los quemadores de tubo radiante son sistemas de combustión para la producción de calor radiante. Normalmente se usan para la calefacción de locales comerciales y en aplicaciones industriales de calentamiento indirecto como secado o la tostación, entre otros. Están constituidos básicamente por un quemador, un mezclador en cuyo interior se realiza la combustión de la mezcla aire-gas, para así calentar el tubo hasta cierta temperatura y así transferir el calor radiante a los procesos [8][3].

Pueden trabajar mediante combustión estanca, es decir, que la combustión sucede dentro de un recinto hermético, pero también pueden ser instalados como sistemas de combustión atmosférica, incluso con evacuación indirecta de los gases de combustión [8]. Algunos tienen recirculación interna de los gases para reducir los picos de temperatura generados durante la combustión, generando así reducción en las emisiones de  $\text{NO}_x$  y perfiles de temperatura uniformes en el tubo [6].

Comúnmente los materiales usados para la fabricación de tubos radiantes son los aceros aleados con níquel-cromo y los cerámicos constituidos de carburo de silicio. Si bien con los

aceros se alcanzan buenas propiedades emisivas, cuando experimentan cambios de temperatura se generan choques térmicos que afectan significativamente su vida útil. Los materiales cerámicos poseen mejores propiedades emisivas y ante cambios de temperatura presentan una gran estabilidad; tienen el inconveniente que son muy frágiles en la presencia de esfuerzos mecánicos [3] [9][5].

Los parámetros característicos de un tubo radiante son aquellos que permiten optimizar el sistema térmico, estos son [3]:

- La potencia térmica, que es suministrada por la energía disponible en el combustible y depende de su poder calorífico. Es necesaria para compensar las pérdidas de calor y la potencia radiada por el receptor o la carga.
- La potencia específica, es la relación entre la potencia térmica del sistema y el área superficial del tubo radiante.
- La potencia radiada o energía transmitida desde la superficie del tubo a la carga, y depende de las propiedades del tubo y la temperatura que este alcance,
- La eficiencia de radiación, que es la cantidad de energía transmitida a la carga por radiación respecto a la energía proporcionada por el combustible.
- El factor de forma, que relaciona la cantidad de energía realmente interceptada por la carga y depende de la geometría del sistema.

### 4.3. Calentamiento por radiación

La radiación térmica, se refiere a la radiación que emiten los cuerpos por la excitación que sufren sus electrones por la temperatura; la radiación depende de la temperatura del cuerpo emisor y es independiente de la temperatura del cuerpo receptor o del ambiente, por tanto, la energía que radian todos los cuerpos es consecuencia directa de su temperatura. Dentro del espectro electromagnético esta emisión se sitúa en el rango de longitudes de onda entre 0,1 y 100  $\mu\text{m}$  ( $10^{-7}$  y  $10^{-4}$  m) [5].

A una temperatura dada existe una longitud de onda a la cual la potencia emitida es máxima, estos dos valores son directamente proporcionales y se relacionan mediante la Ley de Desplazamiento de Wien

$$\lambda_{max} \cdot T_s = 2897,8 \quad \text{Ecuación 1}$$

Donde

$\lambda_{max}$ : Longitud de onda que entrega la potencia máxima, en  $\mu\text{m}$ .

$T_s$ : Temperatura de la superficie, en este caso del tubo radiante, en K.

La potencia radiada se calcula mediante la ecuación de Stefan Boltzmann (*Ecuación 2*).

$$e_b = \sigma \cdot T_S^4$$

*Ecuación 2*

Donde

$e_b$ : Potencia emisiva de un cuerpo negro.

$\sigma$ : Constante de Stefan Boltzmann,  $5,670 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ .

El tubo radiante no cuenta como cuerpo negro, ya que el cuerpo negro se considera como emisor ideal, cuya emisividad ( $\varepsilon$ ) es igual a 1, es decir, todo lo que absorbe lo emite. Para el caso del tubo radiante, este se considera como un cuerpo gris con  $\varepsilon < 1$  (ya que estos se construyen con materiales que cuentan con una alta emisividad [5][3]). Entonces, la potencia radiada por el tubo (PR) está dada por:

$$PR = \sigma \cdot \varepsilon \cdot A \cdot T_S^4$$

*Ecuación 3*

Donde

A: Área superficial del tubo radiante, en  $\text{m}^2$ .

#### **4.4. Simulaciones en CFD**

La dinámica de fluidos computacional (CFD del inglés Computational Fluid Dynamics) es la rama de la ingeniería asistida por computadora (CAE del inglés Computer Aided Engineering) que simula el movimiento de fluidos y la transferencia de calor mediante soluciones y enfoques numéricos. Este tipo de software puede analizar una gran variedad de problemas relacionados con flujos laminar y turbulento, fluidos incompresibles y compresibles, flujos multifásicos, sistemas de reacción, combustión, semiconductores, entre otros [10]. Este tipo de simulaciones se realizan con el fin de reducir costos en el desarrollo de nuevas tecnologías y mediante estos programas se realizan chequeos de transferencia de calor, emisión de gases contaminantes, forma de llama y estabilidad de operación.

El proceso de simulación consiste en realizar las simplificaciones requeridas sobre las geometrías implicadas, para este caso tanto el quemador como el tubo radiante se suelen tomar como sistemas axisimétricos [11][6]. Después se deben determinar las condiciones de frontera, que regularmente se determinan a partir de datos experimentales. Posteriormente, se procede a escoger los modelos y métodos adecuados para resolver las ecuaciones de conservación de la energía, especies, cantidad de movimiento, turbulencia, radiación y cinética de reacción; normalmente los software de CFD utilizan el método de volúmenes finitos para resolver de forma integral las ecuaciones de transporte del dominio [12].

## 5. Metodología

A continuación, se presentarán los procedimientos seguidos tanto de manera experimental como numérica para el cumplimiento de los objetivos planteados. Inicialmente se describirán los procedimientos experimentales y los equipos usados para obtener la información requerida, y posteriormente las consideraciones y métodos llevados a cabo para simular el sistema de estudio.

El sistema de estudio está compuesto principalmente por el quemador atmosférico y el tubo radiante, y se complementa con las demás variables necesarias para caracterizar el sistema, en la **Tabla 1** se presentan las variables y factores implicados en el proceso, si aplican en la metodología experimental o numérica y su clasificación dentro del experimento, de la siguiente manera [13]:

- *Variables controladas y de ajuste*: Las variables controladas son aquellas que son fijas y no se puede variar su valor. Las variables de ajuste son aquellas que se sitúan en un punto óptimo encontrado a partir de la experimentación. Este punto óptimo se ubica dependiendo del desempeño o estabilidad del sistema.
- *Variables de entrada o factores*: son aquellas variables en las que un cambio en su magnitud o condición pueden alterar el estado del sistema.
- *Variables de salida o respuesta*: Son las variables del sistema cuya magnitud o condición se mide.

**Tabla 1** Definición de variables

Tipo de variable	Variable	Metodología en que aplica	
		Numérica	Experimental
<b>Controladas+</b> <b>Ajuste</b>	Geometría del quemador y el tubo radiante	×	×
	Composición del gas	×	×
	Obturación del quemador	×	×
<b>Entrada</b>	Posición relativa Quemador/Tubo	×	×
	Diámetro del inyector	×	×
	Presión de suministro	×	×
<b>Respuesta</b>	Potencia térmica	×	×
	Presión en línea	×	×
	Caudal de combustible	×	×
	Composición de la premezcla	×	×
	Tasa de aireación primaria	×	×
	Distribución de velocidad en la premezcla	×	N/A
	Distribución de presión	×	N/A
	Distribución de temperatura en la llama	×	N/A
	Distribución de especies en la llama	×	N/A
Temperatura de salida de los gases	×	×	



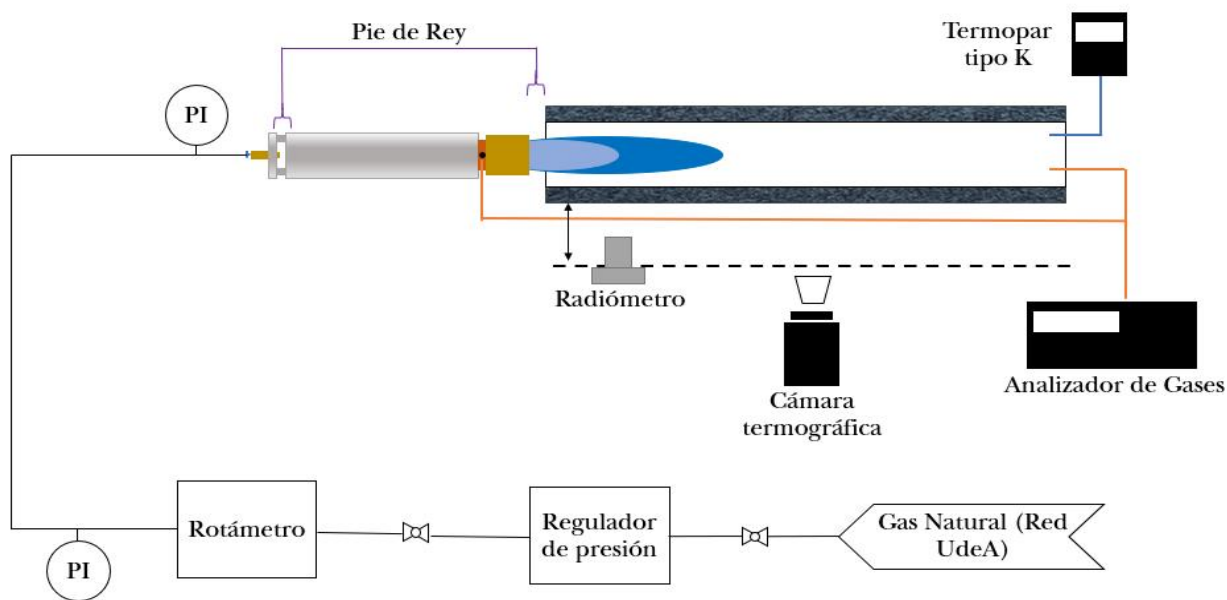
Flux de calor radiante del tubo	×	×
Temperatura de la superficie del tubo	×	×
Composición de los gases de combustión (emisiones)	×	×
Tasa de aireación secundario	×	×
Eficiencia de radiación y de combustión	×	×

## 5.1. Metodología experimental

La experimentación se realizó en el laboratorio del grupo GASURE de la Universidad de Antioquia, allí se encontraron todos los elementos necesarios para realizar las mediciones de las variables correspondientes a la metodología experimental de la **Tabla 1**.

### 5.1.1. Montaje

El montaje se realizó como se muestra en el esquema de la **Figura 1** donde se encuentran todos los elementos necesarios para la experimentación.



**Figura 1** Esquema del montaje experimental. Líneas: Moradas (distancias), Azul (Termopar), Naranja (Sonda del analizador de gases), Punteada (distancia estable para el radiómetro).

En el esquema se muestra la entrada de gas de la red de la Universidad de Antioquia una presión de aproximadamente 4bar, pasa por una válvula de bola, y entra a un regulador de presión que tumba la presión del gas para que este pase por otra válvula de bola y entre al rotámetro, al salir de este pasa por un indicador de presión o manómetro y antes de entrar al quemador pasa nuevamente por un manómetro que verifica la presión de suministro requerida. En el esquema se muestra también las distancias que se controlan con el pie de rey, el analizador de gases para medir composición en la cabeza del quemador y a la salida de los gases, la cámara termográfica de forma perpendicular al tubo, el radiómetro a una distancia definida y el termopar tipo K a la salida.



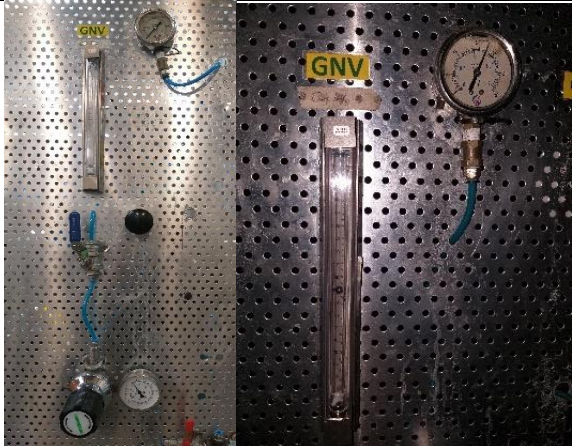
### 5.1.2. Equipos de medición

La **Tabla 2** presenta los instrumentos o técnicas de medición utilizadas para medir las variables mostradas en la **Tabla 1**. La **Tabla 3** muestra el modelo y marca de los instrumentos usados durante el experimento, junto con su incertidumbre y principio de medición.

*Tabla 2 Instrumento o método de determinación de cada variable*

<b>Variable</b>	<b>Instrumento o método de Medición</b>
Geometría del quemador y el tubo radiante	Pie de rey
Composición del gas	Datos reportados en la web, del gasoducto de Sebastopol
Obturación del quemador	Pie de rey
Posición relativa quemador/tubo radiante	Pie de rey o flexómetro
Diámetro del inyector	Pie de rey
Presión de suministro	Manómetro
Potencia térmica	Calculada a partir del caudal de combustible
Presión en línea	Manómetro
Caudal del combustible	Rotámetro
Composición de la premezcla	Analizador de gases
Tasa de aireación primaria	Calculada a partir de la composición de la premezcla
Temperatura de salida de los gases	Termopar tipo K
Flux de calor radiante del tubo	Radiómetro
Temperatura de la superficie del tubo	Cámara termográfica
Composición de los gases de combustión	Analizador de gases
Tasa de aireación secundaria	Calculada a partir de la composición de los gases a la salida
Eficiencia de radiación y de combustión	Calculadas a partir de la potencia térmica y las pérdidas del proceso

**Tabla 3** Equipos presentes en el laboratorio GASURE

Equipo	Marca y modelo	Principio de medición	Precisión	Imagen
Pie de rey	N/A	N/A	$\pm 0.01$ mm	
Manómetro	N/A	Deformación de un elemento sensible a la función de la presión y transmisión de esta deformación a la aguja indicadora	$\pm 0.05$ bar	
Rotámetro	N/A	Principio de área variable y equilibrio de fuerzas	$\pm 2 \cdot 10^{-5}$ kg.s <sup>-1</sup>	

Analizador de gases	Concentración de O <sub>2</sub>		Principio paramagnético	
	Concentración de CO y CO <sub>2</sub>	SICK MAIHAK S710	Principio de infrarrojo no dispersivo	±0.001 kmol/kmol
	Concentración de NO y NO <sub>2</sub>	Thermo Scientific 42i-HL	Principio de quimioluminiscencia	
Termopar tipo K	N/A	Principio termoeléctrico	±0.01K	



Radiómetro

Hukseflux  
SBG01

Con una termopila (termopares conectados en serie) se genera una diferencia de temperatura entre la superficie negra del radiómetro y el cuerpo, lo que genera transferencia de calor por conducción.

$\pm 0.001 \text{ W/m}^2$



Cámara termográfica

Testo 885

Principio termoeléctrico con radiación infrarroja

$\pm 0.001 \text{ K}$



### 5.1.3. Diseño de experimentos

Para poder caracterizar el sistema se identificaron los factores o variables de entrada que pueden generar variaciones al sistema, como se presenta en la **Tabla 1**. Para analizar la incidencia de dos o más factores a la vez, se recomienda el uso de diseños factoriales, ya que estos son más eficientes que los experimentos de un factor a la vez, además de que permiten analizar más fácilmente las interacciones entre los factores. En los diseños factoriales, comúnmente se usan dos valores, magnitudes o estados de cada uno de los factores y se designan como alto (+) y bajo (-), y son llamados diseños factoriales  $2^k$ , el 2 por deberse a dos niveles de cada factor y el k que designa el número de factores a analizar [13].

Para el presente caso de estudio se tienen 3 factores, por lo que se tiene un diseño factorial  $2^3$ , con un nivel alto (+) y bajo (-) para cada factor, obteniendo así un total de 8 combinaciones diferentes como se muestra en la **Tabla 4**. Por tanto, se realizan 8 pruebas, cada una con una réplica.

**Tabla 4** Diseño Factorial  $2^3$

Prueba	Factor		
	1	2	3
1	+	+	+
2	+	+	-
3	+	-	+
4	+	-	-
5	-	+	+
6	-	+	-
7	-	-	+
8	-	-	-

Para definir la magnitud que tendrían los niveles, inicialmente se realizó experimentalmente una caracterización para establecer en que niveles podría desempeñar bien el sistema. Obteniendo así los niveles expuestos en la **Tabla 5**. Se trabajará con la presión de suministro en mediana y alta presión, dos diámetros de inyector y para la posición relativa del quemador al tubo radiante se ubicará el quemador al ras del tubo (0 mm) y separado de él (20 mm).

**Tabla 5** Magnitudes de los niveles del diseño experimental

Factor	Nivel	
	(-)	(+)
1 Presión suministro [mbar]	600 (Mediana)	800 (Alta)
2 Diámetro inyector [mm]	1.4	2
3 Posición relativa [mm]	0	20

### 5.1.4. Procedimiento experimental

Una de las variables de ajuste presentadas en la **Tabla 1** es la obturación del quemador, siendo la zona donde se arrastra el aire primario. Para encontrar el punto óptimo, se encendió

el quemador en modo no premezclado, es decir, con el obturador completamente cerrado. Tras esto, se abrió poco a poco hasta encontrar la condición más estable, la cual fue con el obturador completamente abierto.

El procedimiento para seguir en los ensayos experimentales, una vez realizado todo el montaje y las conexiones como mostradas en la **Figura 1**, fue el siguiente en cada una de las pruebas y sus réplicas:

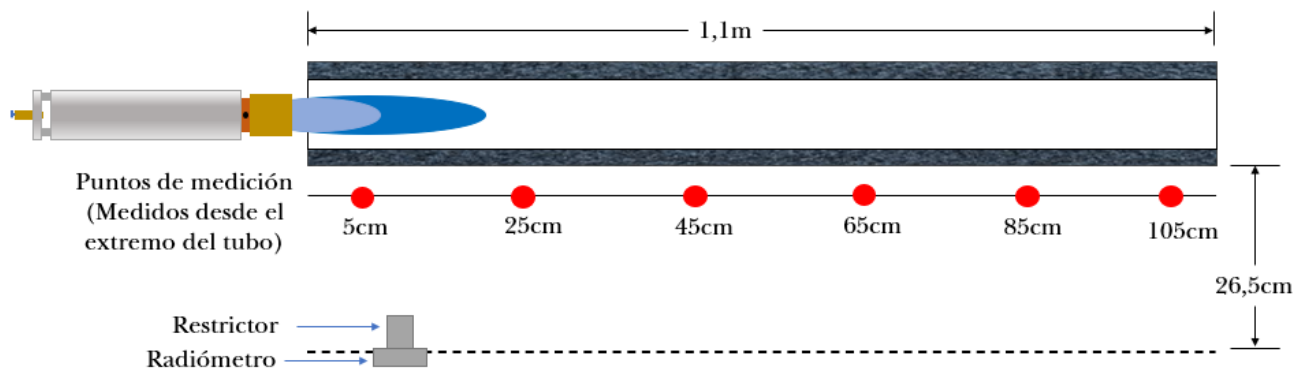
**Paso 1:** encender el quemador en difusión y abrir el obturador al máximo.

**Paso 2:** ajustar la presión de descarga en el manómetro situado a la entrada del quemador, que se puede ver en la **Figura 3**.

**Paso 3:** esperar que el sistema estabilice. El sistema se considera estable una vez la composición y temperatura de los gases a la salida sean estables, cuando esto se corrobora se inicia el proceso de medición.

**Paso 4:** medir especies y temperatura a la salida.

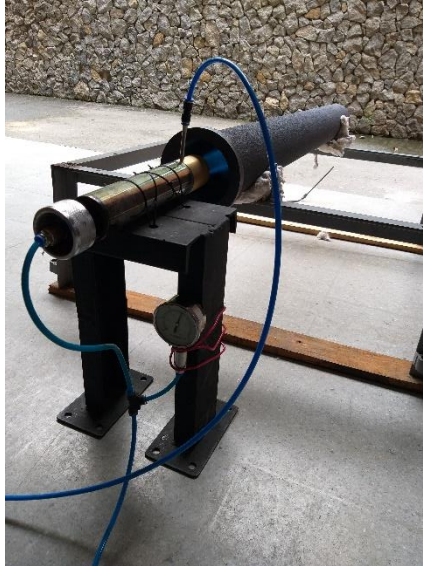
**Paso 5:** realizar las mediciones de radiación del tubo radiante siempre a una distancia fija y en 6 puntos en el tubo, como muestra la **Figura 2**.



*Figura 2 Esquema de medición con el radiómetro*

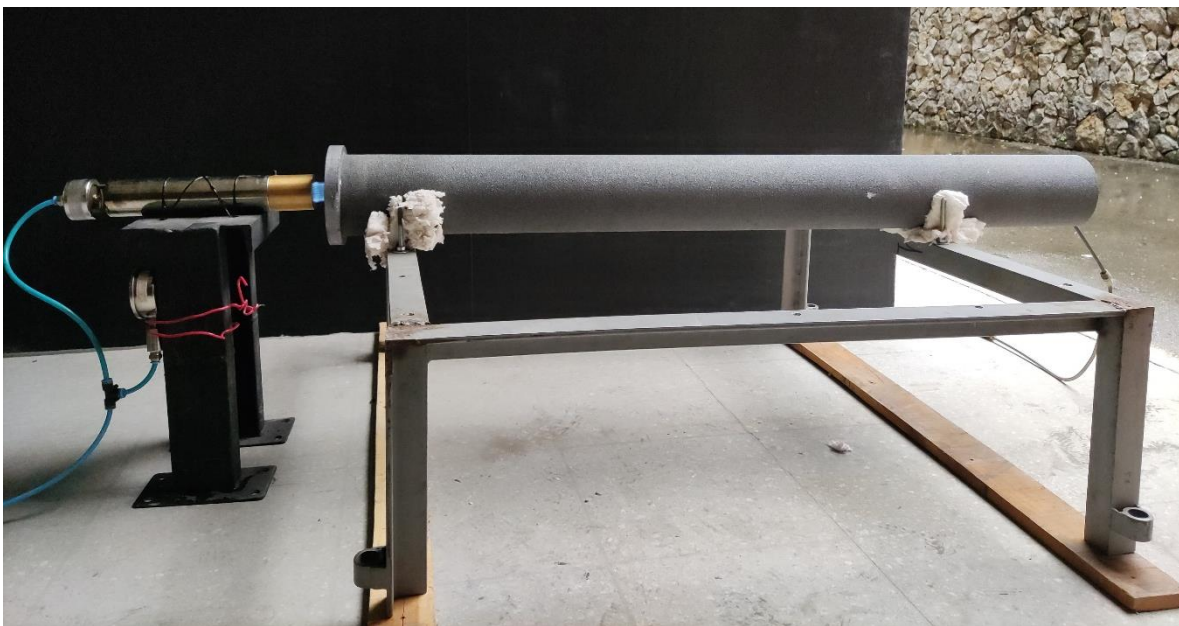
**Paso 6:** tomar fotografía con la cámara termográfica.

**Paso 7:** medir la composición de la premezcla en la cabeza del quemador, usando una sonda removible ubicada al inicio de la cabeza, como se muestra en la **Figura 3**.



*Figura 3* Vista del manómetro en la inyección y la sonda de medición de composición de la premezcla.

La **Figura 4** muestra una vista perpendicular del montaje en funcionamiento.



*Figura 4* Montaje quemador- tubo radiante, en funcionamiento

### 5.1.5. Procesamiento de datos

Tras la realización de las pruebas experimentales se tienen datos de: posición y presión en el banco de rotámetros, temperatura y composición volumétrica de los gases a la salida del tubo radiante, composición volumétrica de la premezcla, intensidad de radiación a 26.5 cm, e imagen térmica del tubo; para diferentes diámetros de inyector, presión de suministro y posición relativa quemador/tubo. A continuación, se presenta el procedimiento a seguir para obtener todas las variables respuesta presentadas en la **Tabla 1**.



### 5.1.5.1. Cálculo del factor de aireación primario a partir de la composición en la premezcla

Desde el balance de masa en la premezcla, se puede definir el factor de aireación primario mediante la Ecuación 4.

$$n_1 = \frac{1}{V_a} \times \left( \frac{y}{y'} - 1 \right) \quad \text{Ecuación 4}$$

Donde

$V_a$ : Volumen estequiométrico de aire.

$y$ : Fracción molar del combustible antes de la descarga.

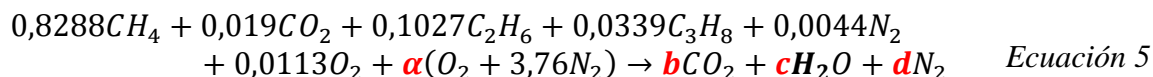
$y'$ : Fracción molar del combustible en la premezcla aire-combustible.

En el presente trabajo, se toma la fracción molar de metano en el combustible y en la premezcla. Para la composición del combustible, se toma un promedio entre la composición medida por cromatografía de gases en el gasoducto de Sebastopol en las fechas que fueron realizadas las pruebas [14], que fueron: noviembre 12, noviembre 17, noviembre 26 y diciembre 2 del año 2020. En la **Tabla 6** se reportan los datos de esas fechas y el promedio final que se usó para los cálculos.

**Tabla 6** Composición del combustible en el gasoducto de Sebastopol

Fecha	$y_i$					
	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	O <sub>2</sub>
12/11/2020	0.0044	0.0190	0.8279	0.1026	0.0349	0.0112
17/11/2020	0.0044	0.0191	0.8280	0.1034	0.0339	0.0113
26/11/2020	0.0044	0.0184	0.8305	0.1021	0.0331	0.0114
2/12/2020	0.0044	0.0194	0.8287	0.1028	0.0336	0.0111
<b>Promedio</b>	<b>0.0044</b>	<b>0.0190</b>	<b>0.8288</b>	<b>0.1027</b>	<b>0.0339</b>	<b>0.0113</b>

El volumen estequiométrico de aire se conoce a partir de la ecuación de reacción del combustible, balanceada, la cual corresponde a la Ecuación 5 con los valores de la **Tabla 6**. Obteniendo los valores para el balance que se reportan en la **Tabla 7**.



**Tabla 7** Balance de la ecuación de reacción

	Coefficiente	Corresponde a
$\alpha$	2.1746	O <sub>2</sub> +3,76N <sub>2</sub> Balance de O
$b$	1.1545	CO <sub>2</sub> Balance de C
$c$	2.1008	H <sub>2</sub> O Balance de H
$d$	8.1809	N <sub>2</sub> Balance de N

Con estos valores, se obtiene un volumen de aire estequiométrico de

$$2.1746 \frac{\text{mol } O_2}{\text{mol Gas}} + 2.1746 \times \frac{3.76 \text{ mol } N_2}{\text{mol Gas}} = 10.3511 \frac{\text{mol Aire}}{\text{mol Gas}}$$

Teniendo en cuenta que bajo la consideración de gas ideal las relaciones molares son equivalentes a las relaciones volumétricas

$$V_a = 10.3511 \frac{m_{\text{Aire}}^3}{m_{\text{Gas}}^3}$$

#### 5.1.5.2. Factor de aireación total, factor de aireación secundario y eficiencia de combustión a partir de la composición de los gases de combustión

En el grupo de investigación GASURE se desarrolló un aplicativo llamado CombuGas [15] para procesos de diagnóstico de combustión, en el cual, al ingresar la composición del gas y las lecturas de composición en base seca de los gases a la salida y siguiendo el algoritmo de diagnóstico de variables, calcula la tasa de aireación total, eficiencia de combustión, poder calorífico del combustible, entre otros parámetros.

Teóricamente, en sistemas de combustión industrial se diferencia la eficiencia útil o total y la eficiencia de combustión.

La eficiencia de combustión tiene en cuenta que en un sistema de combustión no todo el calor liberado puede ser recuperado ya que se presentan pérdidas asociadas a varios factores, como se muestra en el esquema de la **Figura 5**, que corresponde a un Diagrama de Sankey. De esta manera, la eficiencia de combustión ( $\eta_c$ ) se calcula por medio de la Ecuación 6. [16].

$$\eta_c = \frac{P_T - \text{pérdidas en los productos de combustión}}{P_T} \quad \text{Ecuación 6}$$

Donde

$P_T$ : Potencia térmica del combustible, en KW. Esta puede ser calculada con base al poder calorífico superior (PCS) o al poder calorífico inferior (PCI). Cuando es calculada con base al PCS, según el diagrama Sankey de la **Figura 5** la eficiencia de combustión se define por medio de la Ecuación 7.

$$\eta_c = \frac{B}{A'} \quad \text{Ecuación 7}$$

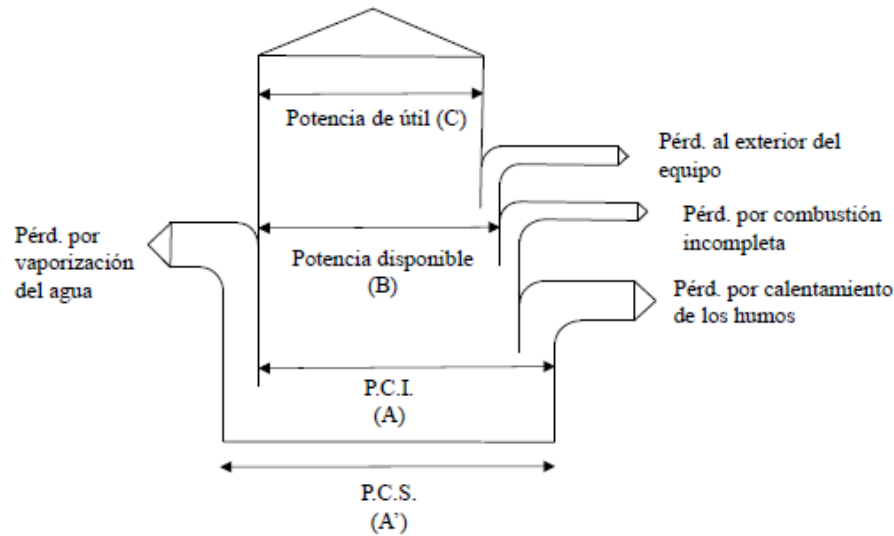


Figura 5 Diagrama de Sankey [16]

Teniendo en cuenta las variables mostradas en la Figura 5, y considerando las definiciones mostradas en la Ecuación 6 y la Ecuación 7, la eficiencia de combustión puede ser calculada a partir de la Ecuación 8.

$$\eta_c = \frac{PCS - (L_s + L_{CO} + L_{H_2O} + L_{H_2})}{PCS_V}$$

$$\rightarrow \eta_c = 1 - \frac{L_s + L_{CO} + L_{H_2O} + L_{H_2}}{PCS_V}$$

Ecuación 8

Donde

$L_s$ : Pérdidas por calor sensible, en  $\text{kJ}/\text{m}^3_{\text{st}}$ .

$L_{H_2O}$ : Pérdidas por calor latente de vaporización del agua, en  $\text{kJ}/\text{m}^3_{\text{st}}$ .

$L_{CO}$  y  $L_{H_2}$ : Pérdidas por combustión incompleta, en  $\text{kJ}/\text{m}^3_{\text{st}}$ . No se tendrán en cuenta en el cálculo, ya que como se verá posteriormente en los resultados la combustión tiende a ser completa.

Para calcular las pérdidas por calor sensible, se hace uso de la Ecuación 9

$$L_s = V_{HH} C_p (T - T_{amb})$$

Ecuación 9

Donde

$T$ : Temperatura de salida de los gases de combustión, en K.

$T_{amb}$ : Temperatura ambiente de Medellín, 303.15 K [17].

$V_{HH}$ : Volumen de humos húmedos, en  $\text{m}^3_{\text{st}}/\text{m}^3_{\text{st}}\text{Gas}$ . Se calcula mediante la Ecuación 10.

$$V_{HH} = (V_{HH})_{est} + (n - 1)V_a \quad \text{Ecuación 10}$$

Con

$(V_{HH})_{est}$ : volumen de humos húmedos estequiométricos, en  $\text{m}^3_{st}/\text{m}^3_{st}\text{Gas}$ . Se obtiene a partir de la ecuación química balanceada con los valores de la **Tabla 7**,  $11.44 \text{ m}^3_{st}/\text{m}^3_{st}\text{Gas}$ .

$n$ : factor de aireación total, obtenido del aplicativo CombuGas, el cual lo calcula a partir de un balance de masa.

$C_p$ : Capacidad calorífica volumétrica, en  $\text{kJ}/\text{m}^3_{st}\text{K}$ . Se calcula por medio de la Ecuación 11.

$$C_p = \frac{C_{p_m}}{\bar{V}_*} \quad \text{Ecuación 11}$$

Con

$\bar{V}_*$ : Volumen molar definido a condiciones estándar, en  $\text{m}^3_{st}/\text{kmol}$ . Calculándolo a condiciones estándar con la ecuación de los gases ideales, tiene un valor de  $23.674 \text{ m}^3_{st}/\text{kmol}$ .

$C_{p_m}$ : capacidad calorífica de la mezcla de gases a la salida, en  $\text{kJ}/\text{kmolK}$ . Se calcula como un promedio ponderado a partir de la composición de la mezcla como en la Ecuación 12.

$$C_{p_m} = \sum_{i=1}^n y_i C_{p_i} \quad \text{Ecuación 12}$$

Donde

$y_i$ : Composición molar a la salida, del componente  $i$ . Equivalente a la composición volumétrica bajo la consideración de gas ideal.

$C_{p_i}$ : Capacidad calorífica del componente  $i$  a la temperatura de salida de los gases, este se calcula mediante una aproximación polinomial presentada en la *Ecuación 13* que fue obtenida a partir datos experimentales, expresión que es reportada en el handbook de propiedades termodinámicas y físicas de Yaws [18] junto con sus coeficientes que se reportan en la **Tabla 8**.

$$C_{p_i} = A + BT + CT^2 + DT^3 + ET^4 + FT^5 + GT^6 \quad \text{Ecuación 13}$$

**Tabla 8** Coeficientes para el cálculo de la capacidad calorífica

Especie	A	B	C	D	E	F	G
<b>CO<sub>2</sub></b>	23.5061	3.81E-02	7.40E-05	-2.23E-07	2.34E-10	-1.15E-13	2.17E-17
<b>CH<sub>4</sub></b>	44.3566	-1.46E-01	6.00E-04	-8.74E-07	6.78E-10	-2.75E-13	4.58E-17
<b>CO</b>	28.5045	1.02E-02	-6.16E-05	1.61E-07	-1.78E-10	9.02E-14	-1.74E-17
<b>O<sub>2</sub></b>	29.7902	-9.49E-03	2.86E-05	9.87E-09	-5.67E-11	4.30E-14	-1.02E-17
<b>NO</b>	35.8388	-4.61E-02	1.20E-04	-1.26E-07	6.48E-11	-1.47E-14	8.87E-19
<b>NO<sub>2</sub></b>	35.3652	-4.42E-02	2.77E-04	-4.74E-07	3.98E-10	-1.68E-13	2.84E-17

$N_2$	28.7168	7.35E-03	-4.55E-05	1.16E-07	-1.22E-10	5.90E-14	-1.09E-17
-------	---------	----------	-----------	----------	-----------	----------	-----------

Para el cálculo de las pérdidas por calor latente de vaporización del agua, se hace uso de la Ecuación 14.

$$L_{H_2O} = \lambda_{H_2O} \times V_{H_2O} \quad \text{Ecuación 14}$$

Donde

$\lambda_{H_2O}$ : Calor de vaporización del agua, en  $\text{kJ/m}^3_{\text{stH}_2\text{O}}$ .

$V_{H_2O}$ : Volumen de agua estequiométrico, en  $\text{m}^3_{\text{stH}_2\text{O}}/\text{m}^3_{\text{stGas}}$ . A partir de la ecuación balanceada según los valores de la **Tabla 7 Balance** de la ecuación de reacción  $\text{m}^3_{\text{stH}_2\text{O}}/\text{m}^3_{\text{stGas}}$ .

Para calcular el factor de aireación secundario, tras tener el factor de aireación total, con el factor de aireación primario calculado mediante la Ecuación 4, se obtiene el factor de aireación secundario según la Ecuación 15.

$$n_{Total} = n_1 + n_2 \rightarrow n_2 = n_{Total} - n_1 \quad \text{Ecuación 15}$$

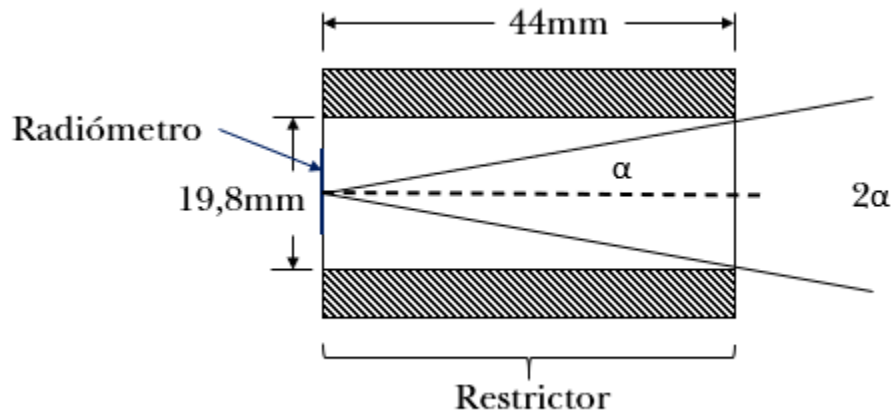
### 5.1.5.3. Flux de calor radiante del tubo y potencia radiada total a partir de la intensidad de radiación

El radiómetro es un instrumento que permite medir la intensidad de radiación de una fuente de energía térmica radiante, especialmente emitida dentro del rango del infrarrojo. El sensor usado se trata del modelo SGB01 de la marca Hukseflux [19] con un indicador de modelo Li-19 también de Hukseflux [20]. El sensor mide el flux de calor mediante una termopila de termopares conectados en serie, se presenta transferencia de calor por conducción ya que se genera una diferencia de temperatura entre la superficie “negra” del radiómetro y el cuerpo, por tanto, es importante tener el sensor refrigerado o exponerlo en intervalos bajos de tiempo [21]. El indicador convierte la señal de tensión de la termopila y entrega valores en  $\text{W/m}^2$ .

Las consideraciones que el equipo tiene en cuenta son:

- Se asume superficie difusa.
- Tanto el área del radiómetro como del elemento a medir son pequeñas en comparación con el cuadrado de la distancia entre ellas,  $L^2$ . Lo que implica que  $A_1$  y  $A_2$  pueden ser tratadas como diferenciales  $dA_1$  y  $dA_2$ .
- La línea de visión del equipo coincide con el vector normal a las dos superficies.
- El radiómetro escanea todo el hemisferio, es decir, tiene un ángulo de visión de  $180^\circ$ .

Como lo que se desea medir es el flux de calor radiante del tubo, y no todo el flux que llega al radiómetro en todo el hemisferio, se utiliza un restrictor que consiste en un cilindro con interior negro. El restrictor usado tiene una longitud de 44mm y un diámetro de 19.8mm, por lo que teniendo en cuenta la configuración del restrictor de la **Figura 6**, este restringe el ángulo de visión de  $180^\circ$  a  $25.6 (2\alpha)$ .



**Figura 6** Esquema del restrictor del radiómetro

La lectura de la radiación emitida por una superficie a una distancia  $L$ , se corrige mediante la Ecuación 16 con el factor de la Ecuación 17. En el presente trabajo, se mantuvo constante en 26.5cm como muestra la **Figura 2**.

$$G = \frac{1}{2} \left[ S - \sqrt{S^2 - 4 \left( \frac{r_j}{\tan(\alpha) L} \right)^2} \right] \left( \frac{\tan(\alpha)^2 L^2}{r_j^2} \right) E \quad \text{Ecuación 16}$$

Con

$$S = 1 + \frac{L^2 + r_j^2}{\tan(\alpha)^2 L^2} \quad \text{Ecuación 17}$$

Donde

$r_j$ : Radio de la superficie del radiómetro, en m. Para el modelo SBG01 de Hukseflux es 0.005m [19].

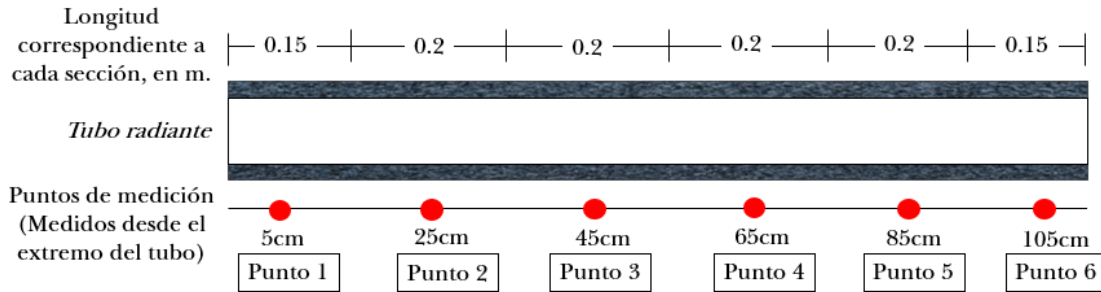
$E$ : Intensidad de la radiación medida, en kW/m<sup>2</sup>.

$L$ : Distancia del radiómetro a la superficie de medición, en m. Se mantiene constante en 26.5cm.

$\alpha$ : Ángulo de visión del radiómetro, para el caso 12.8°

$G$ : Intensidad de la radiación real, en kW/m<sup>2</sup>.

Una vez se tiene la intensidad de radiación real en cada punto se puede calcular la potencia total radiada por el tubo, para esto, se divide el tubo en zonas para determinar un área aproximada en que se presentara la intensidad de radiación medida, se aplica a toda el área de la circunferencia del tubo ya que se asume que el calentamiento es uniforme



**Figura 7** Esquema para determinar potencia radiada total

La potencia radiada total se calcula como la suma de los productos de la intensidad de radiación total con el área de la sección del tubo correspondiente (área del cilindro) como muestra la Ecuación 18

$$P_R = \sum_{n=1}^6 G_i A_i \quad \text{Ecuación 18}$$

Donde

$P_R$ : Potencia radiada total, en kW.

$G_i$ : Intensidad de radiación real en el punto  $i$ , calculada con la Ecuación 17, en kW/m<sup>2</sup>.

$A_i$ : Área correspondiente a la zona del punto  $i$ , en m<sup>2</sup>. Calculada como el área de un cilindro como en la Ecuación 19.

$$A_i = \pi D L_i \quad \text{Ecuación 19}$$

Donde  $D$  es el diámetro del tubo y  $L_i$  la longitud de la zona correspondiente, ambas en m.

Teniendo en cuenta lo anterior, experimentalmente la potencia radiada se calcula mediante la Ecuación 20, que se encuentra a partir de la Ecuación 18 teniendo en cuenta los términos de longitud semejante de la **Figura 7** Esquema para determinar potencia radiada total

$$P_R = \pi D \times [0.15 \times (G_1 + G_6) + 0.2 \times (G_2 + G_3 + G_4 + G_5)] \quad \text{Ecuación 20}$$

#### 5.1.5.4. Potencia térmica a partir de los datos del rotámetro

Para calcular la potencia térmica se realizan mediciones de caudal para hacer uso de la Ecuación 21.

$$P_T = Q \times PCS_V \quad \text{Ecuación 21}$$

Donde

$P_T$ : Potencia térmica del combustible, en kW.

$PCS_V$ : Poder calorífico superior volumétrico, en kJ/m<sup>3</sup><sub>st</sub>. Que se calcula a partir de la Ecuación 22.

$$PCS_V = \frac{PCS}{\bar{V}_*} \quad \text{Ecuación 22}$$

Donde:

$PCS$ : Poder calorífico superior, en kJ/kmol. Se calcula mediante la Ecuación 23

$$PCS = -\overline{h_{rxn}} \text{ [Con agua l]} \quad \text{Ecuación 23}$$

Donde:

$\overline{h_{rxn}}$ : Entalpia de reacción, en kJ/kmol. Para el poder calorífico superior se tiene en cuenta el agua líquida en los productos de combustión. Se calcula mediante la Ecuación 24.

$$\overline{h_{rxn}} = \sum n_i \overline{h_{f,i}^{\circ}}_{\text{productos}} - \sum n_i \overline{h_{f,i}^{\circ}}_{\text{reactivos}} \quad \text{Ecuación 24}$$

Donde:

$n_i$ : Coeficiente estequiométrico del compuesto  $i$ .

$\overline{h_{f,i}^{\circ}}$ : Entalpia de formación del compuesto  $i$ , en kJ/kmol [22].

El caudal, se calcula a partir de los datos entregados por el rotámetro. En el laboratorio del grupo GASURE los rotámetros fueron calibrados con un medidor de sello húmedo, y a cada valor de caudal en sitio corresponde una posición en el rotámetro. Con este método, se realizó una curva de calibración que permite correlacionar la presión manométrica de la corriente y la posición del flotador en el rotámetro, con el caudal de los gases en litros estándar por minuto (slpm). Esta medida se transforma a  $\text{m}^3_{\text{st}}/\text{s}$  dividiéndola entre 60000 para que quede en unidades consistentes para la Ecuación 21.

#### 5.1.5.5. Temperatura de la superficie del tubo a partir de las imágenes térmicas

La cámara termográfica Testo 885 cuenta con sensores tipo bolómetro, en el cual el calor incidente calienta una masa de material el cual pierde calor hacia un reservorio térmico, así se puede relacionar la temperatura del objeto con la variación en la resistencia eléctrica en la placa absorbadora de óxido de silicio; en el interior de la cámara se encuentran 320x240 microbolómetros y cada bolómetro equivale a un pixel, cada pixel tiene la información de temperatura de una porción de área observada por la cámara a la cual por un software se le asigna un color para formar una imagen [21].

Las imágenes térmicas tomadas se procesan en el software IR Soft de Testo [23], el cual permite ajustar la emisividad del objeto si no se tuvo ajustada al momento de tomar las imágenes. Como las imágenes son un mapa de pixeles, el software cuenta con una opción de extraer los datos como un perfil de temperatura en una línea dibujada en la imagen. Las imágenes se toman de manera perpendicular al tubo, ya que se supone que el perfil de temperatura en toda la circunferencia del tubo es uniforme y se extraen los datos de temperatura en una línea a lo largo del tubo, particularmente los datos de las mismas



distancias a las que se tomaron los datos de intensidad de radiación mostrados en la **Figura 2**.

#### 5.1.5.6. Eficiencia de radiación

En el grupo de investigación GASURE se realizó un estudio de los parámetros para el diseño y caracterización de un tubo radiante

La eficiencia de radiación  $\eta_R$ , es la cantidad de energía transmitida por radiación respecto a la energía proporcionada por el combustible

El flujo neto potencia radiada se define mediante un balance de energía, con una potencia térmica suministrada por la combustión del gas, las pérdidas de calor en los productos de combustión y asumiendo pérdidas por conducción nulas, como muestra la Ecuación 25.

$$\sigma \varepsilon A F (T_s^4 - T_p^4) = P_T - \dot{m}_h C_{ph} T_h \quad \text{Ecuación 25}$$

La eficiencia de radiación se define como la relación entre la potencia radiada y la potencia térmica

$$\eta_R = \frac{P_T - \dot{m}_h C_{ph} T_h}{P_T} \quad \text{Ecuación 26}$$

Donde

$C_{ph}$ : Calor específico de productos de combustión, en kJ/kg K.

$T_h$ : Temperatura de los productos de combustión a la salida del proceso, en K.

$F$ : Factor de forma entre el emisor y el receptor.

$T_p$ : temperatura del receptor, en K.

$\dot{m}_h$ : Flujo másico de productos de combustión, en kg/s. Se puede expresar como función del flujo másico de combustible, la relación estequiométrica de aire y el factor de aireación.

$$\dot{m}_h = \dot{m}_g \left( n \times \frac{A}{C_{st}} + 1 \right) \quad \text{Ecuación 27}$$

Con

$\frac{A}{C_{st}}$ : Relación aire combustible, estequiométrica. Ya anteriormente calculada como 10.3511  $\text{m}^3_{\text{aire}}/\text{m}^3_{\text{Gas}}$ .

$\dot{m}_g$ : Flujo másico de gas, en kg/s. Obtenido con la densidad de

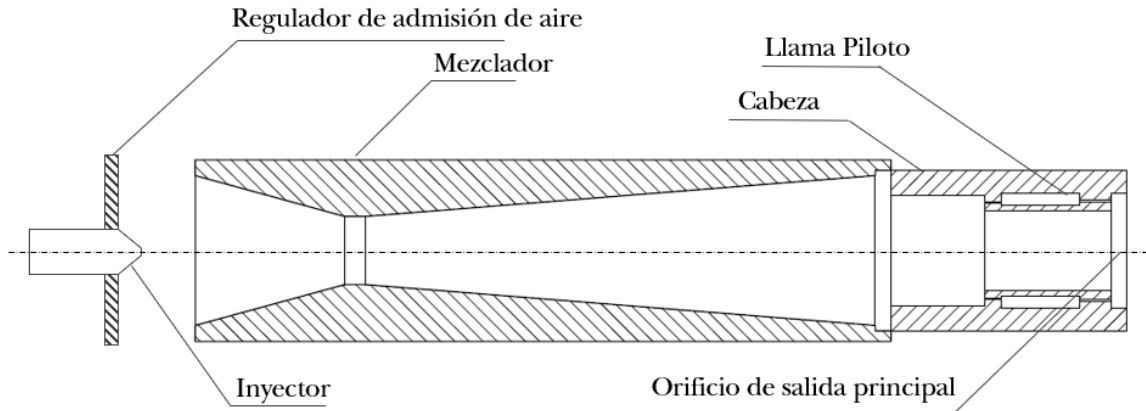
$n$ : Factor de aireación total, obtenido de CombuGas.

## 5.2. Metodología numérica

Para realizar las simulaciones se debe tener en cuenta los factores de la geometría del volumen control que se va a evaluar y se deben calcular los parámetros de entrada para esta, como condiciones de frontera y variables requeridas por la simulación.

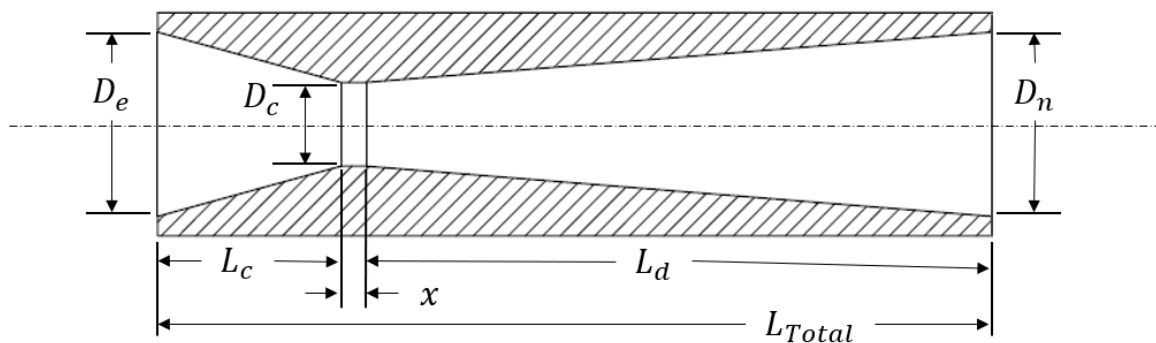
### 5.2.1. Definición de la geometría

Un quemador atmosférico está conformado por tres partes principales, el inyector, que es por donde se inyecta el combustible; el mezclador tipo Venturi, que es donde se mezcla el combustible con el aire primario; y la cabeza, que es donde sucede la combustión, como se muestra en la **Figura 8**.



*Figura 8 Partes del quemador atmosférico*

En el grupo de GASURE, se realizó en el año 2000 un artículo [24] publicado en la revista de la Facultad de Ingeniería el cual trata de la influencia de los parámetros geométricos de quemadores atmosféricos de mediana y alta presión, en el que se reportan las dimensiones de los equipos con los que el grupo cuenta [24] y se escogieron las medidas de la cabeza y el mezclador que más se asemejaban al quemador físico con el que se trabajó. La **Figura 9** presenta el esquema del mezclador y la **Figura 10** el de la cabeza, y sus medidas se reportan en la **Tabla 9** y **Tabla 10** respectivamente.

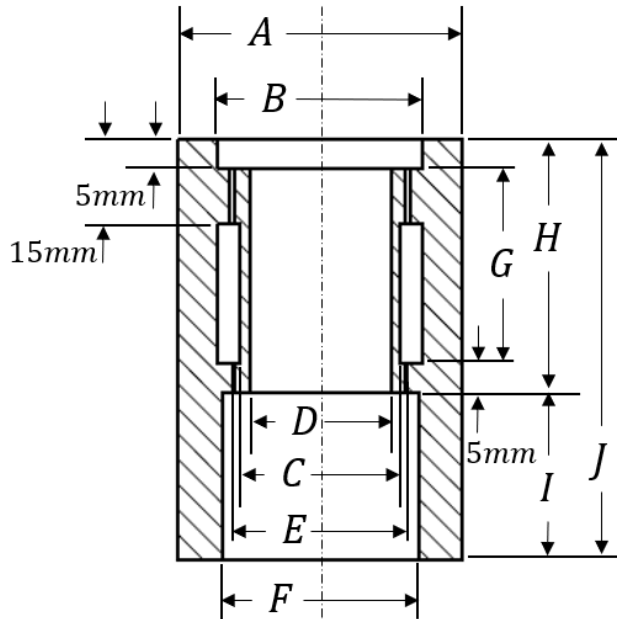


*Figura 9 Esquema mezclador*

*Tabla 9 Medidas del mezclador*

Parámetros geométricos	Nomenclatura	Medida [mm]
Diámetro cuello	$D_c$	17.2
Diámetro entrada	$D_e$	38
Diámetro nominal	$D_n$	38

<b>Longitud convergente</b>	Lc	<b>38</b>
<b>Longitud divergente</b>	Ld	<b>128</b>
<b>Longitud recta</b>	x	<b>5</b>
<b>Longitud total</b>	L <sub>TOTAL</sub>	<b>172</b>



*Tabla 10 Medidas de la cabeza*

Nomenclatura	Medida [mm]
A	40.6
B	29
C	23
D	20
E	25.4
F	28
G	35
H	45
I	30
J	75

*Figura 10 Esquema cabeza*

En cuanto a las medidas del mecanismo estabilizador de llama o llama piloto, ya que en el artículo [24] no se detalla el diseño de este, se decidió tomar un diseño similar al de las cabezas de quemadores disponibles en el laboratorio del grupo GASURE, adaptados a las medidas de la cabeza seleccionada.

El mecanismo estabilizador cuenta con unos agujeros que entran la premezcla a una cámara que se ve a los lados de la **Figura 10** y otros agujeros por los que sale la premezcla y es donde se forman las llamas piloto. Se ubican los agujeros de la salida en el centro del anillo de la salida de la cabeza. La cantidad de orificios y su medida se reporta en la **Tabla 11**.

*Tabla 11 Especificación mecanismo estabilizador de llama real*

Posición	Cantidad orificios	Diámetro [mm]
<b>Entrada a cámara</b>	8	1.7
<b>Salida de cámara</b>	24	1.7

Para simplificar la construcción de la geometría en el software, se decide cambiar tanto los orificios de entrada como de salida por un anillo de área equivalente al de los orificios. El área de los anillos se calcula mediante la Ecuación 28 donde  $D_1$  y  $D_2$  son los diámetros externo e interno del anillo respectivamente. Estos diámetros se calcularon mediante la herramienta Solver de Excel manteniendo constante la posición central de los orificios y

variando los diámetros que permitieran tener el área equivalente, los resultados se presentan en la **Tabla 12**.

$$A_{Anillo} = \frac{\pi}{4} \times (D_1^2 - D_2^2) \quad \text{Ecuación 28}$$

**Tabla 12** Medidas anillos equivalentes en el mecanismo estabilizador de llama

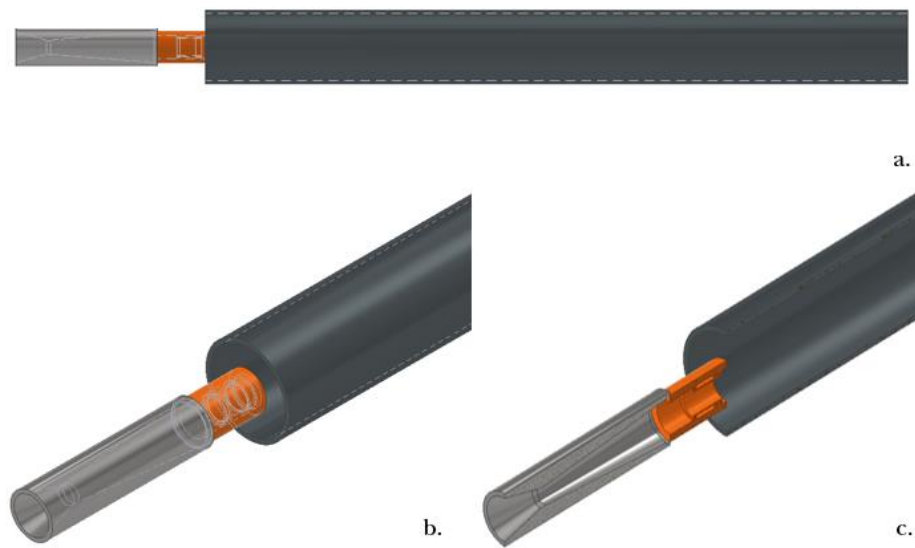
	<b>Entrada</b>	<b>Salida</b>
<b>A 1 orificio [mm<sup>2</sup>]</b>	2.2698	2.2698
<b>A TOTAL [mm<sup>2</sup>]</b>	18.1584	54.4752
<b>D1 [mm]</b>	<b>25.6276</b>	<b>26.6669</b>
<b>D2 [mm]</b>	<b>25.1724</b>	<b>25.3331</b>
<b>A Anillo [mm<sup>2</sup>]</b>	18.1584	54.4752

En cuanto al tubo radiante, se usan las medidas reales de un tubo radiante abierto-abierto presente en el laboratorio del grupo GASURE, cuyas medidas se reportan en la **Tabla 13**.

**Tabla 13** Medidas del tubo radiante

<b>Dimensión</b>	<b>Medida [m]</b>
<b>Diámetro interno</b>	0.1036
<b>Diámetro externo</b>	0.1143
<b>Longitud</b>	1.1

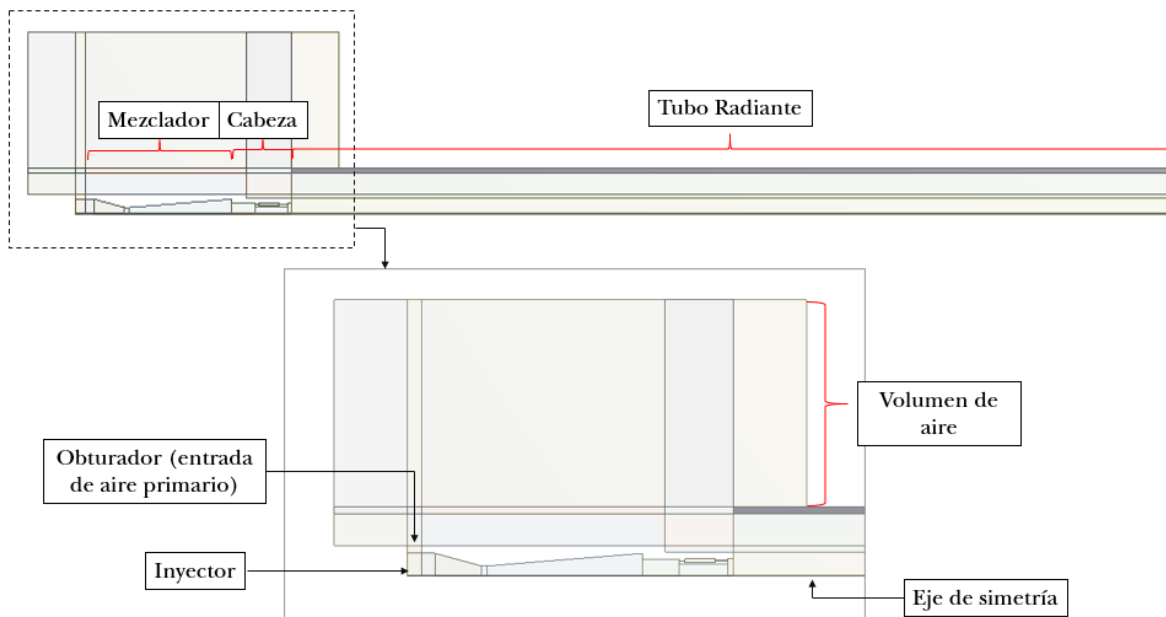
Con estas medidas se construyó un modelo CAD 3D en el programa Autodesk Inventor Professional 2020 para el conjunto quemador-tubo radiante como se muestra en la **Figura 11**.



**Figura 11** Modelo CAD 3D del sistema quemador-tubo radiante a. Vista frontal b. Detalle del quemador c. Detalle del quemador a vista media

Las simulaciones de quemadores atmosféricos y tubos radiantes se realizan normalmente en formato 2D axisimétrico, ya que en ambos casos se cuenta con simetría axial [11][6]. Dado esto, se realiza la geometría del fluido en el componente Desing Modeler de ANSYS 19 R2 ® teniendo en cuenta todo el volumen de control del fluido que incluye la zona de inyección de combustible y de succión del aire primario, el mezclador, la cabeza y el tubo radiante. Además, se tiene en cuenta un volumen de aire sobre el quemador y el tubo que alimente tanto el aire primario como el secundario, y tal que en las fronteras de este volumen la presión manométrica sea igual a cero, es decir, que en la frontera no se vea el arrastre de aire ocasionado por el jet de combustible, sino que el arrastre se vea al interior de este volumen. Para el cálculo de este volumen, normalmente la altura se toma como 5 veces el diámetro del quemador, según simulaciones anteriores realizadas con este tipo de quemadores en el grupo de investigación GASURE [11].

En total se realizan cuatro configuraciones; dos con inyector de 2 mm, una con el tubo radiante a ras del quemador y otra con el tubo a 20mm del quemador, y de la misma forma con un inyector de 1.4mm. Adicionalmente, para cada prueba se realizó las respectivas réplicas, según el diseño de experimentos



*Figura 12 Geometría 2D axisimétrica en Desing Modeler de ANSYS 19 R2 ®*

Las configuraciones definidas se muestran en la **Tabla 14**, con sus características y las pruebas de la **Tabla 4** correspondientes a cada configuración.

**Tabla 14** Configuraciones geométricas de las simulaciones

Configuración	Diámetro de inyector [mm]	Posición relativa quemador/tubo [mm]	Pruebas correspondientes
1	2	0	2 y 6
2	1.4	0	4 y 8
3	2	20	1 y 5
4	1.4	20	3 y 7

### 5.2.2. Mallado

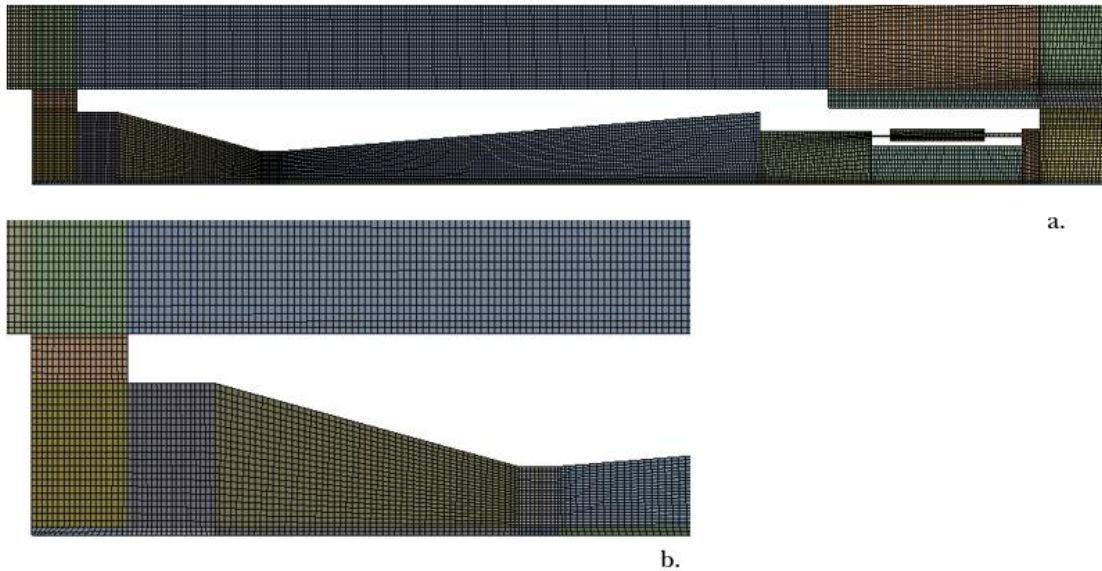
El mallado se realiza en el componente Mesh de ANSYS 19 R2®. Desde el componente Desing Modeler donde se definió la geometría se realizaron cortes en la superficie del fluido para facilitar su mallado. Inicialmente se realizó el mallado de la configuración 1, el cual se hizo agregando la cantidad de elementos o de particiones a los ejes generados por las divisiones de la geometría por medio del comando “sizing”, y a cada una de las caras se le agregó un método de “face meshing” que ayuda a garantizar que los elementos formados dentro de la superficie sean cuadriláteros para así obtener un mallado estructurado. También se garantizó el cumplimiento de los aspectos de calidad, que para una simulación en 2D son principalmente: una relación de aspecto inferior a 5, una oblicuidad menor o igual a 0.85 y una calidad ortogonal igual o mayor a 0.25 [25].

De esta manera se generaron 3 mallas para la configuración 1, todas cumpliendo los parámetros de calidad y de 167761, 206847 y 671044 elementos, malla 1, malla 2 y malla 3 respectivamente. Con estas tres mallas se implementó la independencia de mallado realizando simulaciones únicamente con metano como combustible, con los modelos y el procedimiento de simulación que se definirá posteriormente en el capítulo 5.2.6. Tras realizar las simulaciones se compararon los resultados obtenidos de temperatura de gases, fracción molar de CO<sub>2</sub>, y velocidad promedio a la salida del tubo radiante, encontrando que no se presentan diferencias entre los resultados de las mallas 2 y 3, por tanto, se escoge la malla 2 ya que esta implica un costo computacional inferior a la malla 3, los resultados se muestran en la **Tabla 15**; en base al refinamiento de la malla 2 se realizaron los mallados de las otras 3 configuraciones.

**Tabla 15** Independencia de mallado

Malla	Cantidad de elementos	Temperatura a la salida [K]	% de Variación	Fracción molar de CO <sub>2</sub> a la salida	% de Variación	Velocidad a la salida [m/s]	% de Variación
<b>Malla 1</b>	167761	1551.18	3.1993	0.0693	0.2878	12.2217	3.1498
<b>Malla 2</b>	206847	1515.858	0.8493	0.0695	0	11.8485	0
<b>Malla 3</b>	671044	1503.092		0.0695		11.8485	

En la **Figura 13** se muestran algunos detalles de la malla 2.



**Figura 13** Detalles del mallado a.) Quemador b.) Zona de inyección de combustible

En la **Tabla 16** se reporta la cantidad de elementos final de las mallas generadas, cada una de ellas cumpliendo con los parámetros de calidad.

**Tabla 16** Cantidad de elementos en las configuraciones

Configuración	Cantidad de elementos
1	206847
2	213308
3	220849
4	214225

### 5.2.3. Definición de modelos para la simulación

Para la definición de los modelos usados en la definición, se usan los recomendados en los artículos revisados en el estado del arte y además las recomendaciones del User's Guide de Ansys® [25].

#### 5.2.3.1. General

En el panel general, se definen la simulación como basada en la presión, es decir, que en la ecuación de continuidad se considera la densidad como constante [25]. Además, se define que la simulación se realizará en estado estable, que es una configuración axisimétrica y se activa la influencia de la gravedad con un valor de  $-9.8\text{m/s}^2$  en la coordenada Y, además, en las condiciones de operación se ingresa la presión atmosférica de Medellín. Se activa la ecuación de energía

#### 5.2.3.2. Turbulencia

Se decide realizar las simulaciones con el modelo k- $\epsilon$  Realizable. Se toma esta decisión en vista de que es un modelo de mediana complejidad al ser de dos ecuaciones, k- de la energía

cinética y  $\varepsilon$ - de su tasa de disipación; no se contemplan los modelos k- $\omega$  ya que estos se usan para predicción cerca de las paredes. El modelo k- $\varepsilon$  Realizable presenta un costo computacional superior a los otros modelos k- $\varepsilon$ , pero teniendo en cuenta que se trata de una simulación 2D se puede aprovechar esta condición y usar un método relativamente robusto. En este modelo las ecuaciones de la energía y la tasa de disipación fueron derivadas de ecuaciones fenomenológicas exactas, aplica para un amplio rango de longitudes de escala turbulentas y tiene la capacidad de resolver flujos complejos. Los modelos k- $\varepsilon$  son los comúnmente usados para la simulación de quemadores atmosféricos [11].

### 5.2.3.3. Radiación

La radiación es tenida en cuenta en este caso ya que, en altas temperaturas, este componente de la transferencia de calor puede ser mayor a los aportes de la convección y la conducción, por tratarse de una cuarta potencia de la temperatura en la ley de Stephan Boltzman [25]. Para casos que impliquen combustión se suele usar el modelo de ordenadas discretas (DO) [25], este abarca todas las gamas de espesores ópticos (medida adimensional que da una idea de que tan transparente es un medio), permite la especificación de la emisividad constante de los materiales, usa un modelo de banda gris que supone un coeficiente de absorción constante a cada longitud de onda y cuenta con un costo computacional y de memoria mínimo.

Para obtener resultados más precisos se recomienda una configuración de divisiones en los ángulos de control polar ( $\theta$ ) y azimutal ( $\Phi$ ), y en pixelación de 3 hasta 5, claro que mientras más se aumente más costo computacional requiere, pero como se trata de una simulación 2D se decide dejar en 4 en ambos aspectos. Se le indica al software realizar una integración de radiación cada 10 iteraciones para reducir el costo computacional.

### 5.2.3.4. Especies

En cuanto a los modelos de reacción se usa el modelo de Species Transport con reacciones volumétricas [25] para este tipo de reacciones. En cuanto al acople de la reacción y la turbulencia, se aprovecha de nuevo el hecho de tratarse de una simulación 2D para usar un modelo computacionalmente costoso que en este caso es el Eddy-Dissipation-Concept (EDC), el cual permite usar cinéticas detalladas tipo Arrhenius en llamas turbulentas, en las cuales la velocidad de reacción se asume controlada por la turbulencia.

Como la simulación debe tener en cuenta que el combustible es gas natural y no únicamente metano, se usa el modelo de cinética no detallado Westbrook&Dyer [26], de 7 reacciones que tiene en cuenta la presencia de etano y propano, además de las reacciones de hidrógeno y el agua. El Modelo se muestra en la **Tabla 17**.

*Tabla 17 Modelo West&Dyer*

No	Reacción	Orden de reacción	$A_0^*$	B	$E_a$ [j/kmol]
1	$\text{CH}_4 + 1.5\text{O}_2 \rightarrow \text{CO} + 2\text{H}_2\text{O}$	$[\text{CH}_4]^{0.7}[\text{O}_2]^{0.8}$	5.03E+11	0	2.0001E+08
2	$\text{CO} + 0.5\text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2$	$[\text{CO}][\text{O}_2]^{0.25}$	2.21E+08	0	4.1838E+07
3	$\text{CO}_2 \rightarrow \text{CO} + 0.5\text{O}_2$	$[\text{CO}_2]$	1.10E+13	-0.97	3.2802E+08
4	$\text{H}_2 + 0.5\text{O}_2 \rightarrow \text{H}_2\text{O}$	$[\text{H}_2][\text{O}_2]^{0.5}$	7.91E+10	0	1.4641E+08



5	$\text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{H}_2 + 0.5\text{O}_2$	$[\text{H}_2\text{O}]$	3.48E+13	0	3.9832E+08
6	$\text{C}_2\text{H}_6 + 2.5\text{O}_2 \rightarrow 2\text{CO} + 3\text{H}_2\text{O}$	$[\text{C}_2\text{H}_6]^{0.1}[\text{O}_2]^{1.65}$	7.31E+09	0	1.25E+08
7	$\text{C}_3\text{H}_8 + 3.5\text{O}_2 \rightarrow 3\text{CO} + 4\text{H}_2\text{O}$	$[\text{C}_3\text{H}_8]^{0.1}[\text{O}_2]^{1.66}$	5.62E+09	0	1.25E+08

Dentro del modelo de cinética se considera que el cálculo de las propiedades de transporte (densidad, viscosidad, conductividad térmica) se hace bajo la consideración de gas ideal, y que para el cálculo del coeficiente de absorción de las especies se usa la suma ponderada de gases grises (wsggm).

#### 5.2.4. Cálculo de variables de entrada a la simulación

Como datos de entrada para la simulación, se requiere calcular el flujo másico de combustible requerido para lograr cierta potencia térmica a un diámetro de inyector y el coeficiente convectivo de transferencia de calor entre los gases de combustión y el tubo radiante.

##### 5.2.4.1. Cálculo de la potencia térmica y la masa de combustible

Para esto, se tiene que en el artículo de incidencia de los parámetros geométricos de los quemadores atmosféricos de mediana y alta presión [24] del grupo GASURE se indica que al momento de caracterizar el sistema de mezclador y cabeza del cual se usaron las medidas para construir la geometría, se usaron presiones que oscilan entre 0.4 y 1.5 bar (relativa) y diámetros de inyector de entre 1 y 2 mm.

Inicialmente es necesario determinar la presión crítica del combustible, para determinar si el quemador se está descargando a mediana o alta presión. La descarga será en baja presión si se encuentra a una presión inferior a 100mbar, mediana si se encuentra en el rango entre 100mbar y la presión crítica del combustible, y en alta presión si se descarga a una presión superior a la presión crítica del combustible [27]. La presión crítica de un gas se define como el valor al cual la velocidad de descarga del combustible es igual a la velocidad del sonido [27], la presión crítica absoluta de un gas se define como se muestra en la Ecuación 29

$$P_C = P_{atm} + p_{cr} \quad \text{Ecuación 29}$$

Donde

$P_{atm}$ : Presión atmosférica

$p_{cr}$ : Presión crítica relativa

$P_C$ : Presión crítica absoluta. La cual está definida mediante la Ecuación 30

$$P_C = P_{atm} \times \left(\frac{\gamma + 1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{Ecuación 30}$$

Donde

$\gamma$ : Relación de calores específicos a presión y volumen constante, como en la Ecuación 31

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad \text{Ecuación 31}$$

Donde

$C_p$ : Calor específico a presión constante.

$C_v$ : Calor específico a volumen constante.

Para una mezcla de  $n$  compuestos, en este caso el gas natural, se tiene que la relación de calores específicos se calcula como la Ecuación 32 indica

$$\gamma_{mezcla} = \frac{\sum y_i C_{p_i}}{\sum y_i C_{v_i}} \quad \text{Ecuación 32}$$

Donde  $y_i$  es la composición molar del compuesto  $i$ .

Los datos de capacidad calorífica son reportados a condiciones de 25°C y 1 atmósfera de presión

**Tabla 18** Resultados del cálculo de la presión crítica

Especie	$C_v$ (kJ/kg K)	$C_p$ (kJ/kg K)
CH <sub>4</sub>	1.7086	2.2317
CO <sub>2</sub>	0.6575	0.8509
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	1.4721	1.7576
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	1.4887	1.6909
N <sub>2</sub>	0.7431	1.0413
O <sub>2</sub>	0.6585	0.9196
$\gamma_{mezcla}$	1.2911	
$P_c$ (mbar)	1558.9319	

El valor de presión crítica de la **Tabla 18**, se trata de una presión absoluta, teniendo en cuenta el valor de la presión atmosférica de Medellín, se tiene que la presión crítica del gas es de aproximadamente 0.7 bar (condición calculada con anterioridad a la definición del diseño de experimentos). Por tanto, presiones de descarga relativas inferiores a 0.7 bar se tratan de casos de mediana presión y superiores a este valor serán casos de alta presión

Para mediana presión la potencia se calcula como se muestra en la Ecuación 33.

$$P_T = A \times P \times QMR \times \sqrt{\frac{1}{R \times T_0}} \times PCS_m \quad \text{Ecuación 33}$$

Donde:

$P_T$ : Potencia térmica, en kW.

$A$ : Área del inyector, en m<sup>2</sup>.

$P$ : Presión atmosférica de Medellín, 85326.3 Pa [17].

$R$ : Constante de los gases ideales. 8314.472 m<sup>3</sup>Pa/k kmol [28].

$T_0$ : Temperatura al interior del inyector, en K.

$QMR$ : Masa reducida, cantidad adimensional.

$PCS_m$ : Poder calorífico superior másico, en kWh/kg<sub>gas</sub>.

La masa reducida se calcula mediante la Ecuación 34.

$$QMR = \left(\frac{P_0}{P}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \times \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \times \left[1 - \left(\frac{P_0}{P}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}\right]} \quad \text{Ecuación 34}$$

Donde:

$P_0$ : Presión de suministro, en Pa.

El poder calorífico superior másico se calcula mediante la Ecuación 35

$$PCS_m = PCS / MW_{Gas} \quad \text{Ecuación 35}$$

Donde:

$MW_{Gas}$ : Peso molecular del combustible, en el caso de una mezcla, el peso molecular promedio del combustible, en kg/kmol.

Para alta presión la potencia térmica se calcula como muestra la Ecuación 36

$$P_T = C \times A \times K \times \sqrt{\rho_0 \times P_0} \times PCS_m \quad \text{Ecuación 36}$$

Donde:

$C$ : Coeficiente de descarga del inyector, el cual evalúa las pérdidas de energía por fricción y el efecto de vena contracta de él; este depende de la geometría del inyector y del régimen de flujo. Los inyectores presentes en el laboratorio del grupo GASURE tienen un ángulo de 60°, por tanto, su coeficiente de descarga es de aproximadamente 0.9.

$K$ : Constante adimensional calculada mediante la Ecuación 37

$$K = \sqrt{\gamma \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad \text{Ecuación 37}$$

$\rho_0$ : Densidad del combustible a las condiciones de descarga como muestra la Ecuación 38 por la ley de los gases ideales.

$$\rho_0 = \frac{P_0}{R \times T_0} \quad \text{Ecuación 38}$$

Una vez calculada la potencia térmica, de la definición de potencia térmica se puede calcular el flujo másico de combustible descargado, con la Ecuación 39.

$$P_T = \dot{m}_g \times PCS_m \rightarrow \dot{m}_g = P_T / PCS_m \quad \text{Ecuación 39}$$

Para emular las pruebas realizadas experimentalmente, se realizan los cálculos de flujo másico de combustible para ingresar a Fluent, según las condiciones de la **Tabla 5**, obteniendo así los resultados de la **Tabla 19**.

**Tabla 19** Resultados del cálculo de flujo másico de combustible

Presión de suministro [bar]	Diámetro de inyector [mm]	Potencia térmica por teoría de descarga por orificio [KW]	Flujo másico de combustible [kg/s]	Pruebas correspondientes
0.6 (mediana)	1.4	20.8680	0.000431	7 y 8
	2	42.5877	0.000880	5 y 6
0.8 (alta)	1.4	21.4445	0.000443	3 y 4
	2	43.764287	0.000904	1 y 2

#### 5.2.4.2. Cálculo del coeficiente convectivo de transferencia de calor

Para el cálculo del coeficiente convectivo de transferencia de calor se tiene en cuenta en tipo de convección que se presenta en el sistema y el régimen de flujo en el que se encuentra.

Respecto al tipo de convección, si es natural o forzada, esta se trata de convección forzada debido a que el movimiento del fluido esta dado por fuerzas impulsoras diferentes a la gravedad. En cuanto al régimen de flujo en que se encuentra el fluido es necesario calcular el número de Reynolds, a partir de la Ecuación 40.

$$Re = \frac{v\rho L_c}{\mu} \quad \text{Ecuación 40}$$

Donde:

$L_c$ : Diámetro hidráulico del tubo, diámetro interno en la **Tabla 13**, en m.

$\rho$ : Densidad del fluido, en  $\text{kg/m}^3$ .

$\mu$ : Viscosidad dinámica del fluido, en  $\text{kg/ms}$ .

$v$ : Velocidad del fluido, en  $\text{m/s}$ . Se calcula respecto al caudal y al área transversal, como la Ecuación 41.

$$v = Q/A \quad \text{Ecuación 41}$$

Se realiza una estimación del coeficiente convectivo usando como fluido la premezcla de combustible y aire estequiométrico. Es importante tener en cuenta que cuando se calcula la relación volumétrica de aire estequiométrico de la ecuación química ( $V_{a,std}$ ), esta se encuentra en condiciones estándar y es necesario corregirla para condiciones de sitio ( $V_{a,s}$ ), como en la Ecuación 42, que se deduce al relacionar la ley de los gases ideales de las dos condiciones.

$$V_{a,s} = V_{a,std} \times \left( \frac{P_{std} \times T}{T_{std} \times P} \right) \quad \text{Ecuación 42}$$

Donde los factores que no tienen subíndice se refieren a las condiciones en sitio y aquellos que tienen subíndice “std” se refiere a las condiciones estándar.

El volumen total de la premezcla es el volumen de aire calculado en sitio sumado con el flujo volumétrico de combustible en sitio ( $\dot{V}_{g,sitio}$ ) que se calcula con la Ecuación 43, bajo la suposición de gas ideal.

$$\dot{V}_{g,sitio} = \frac{\dot{m}_g RT}{P} \quad \text{Ecuación 43}$$

Donde  $P$  y  $T$  son las condiciones de presión y temperatura atmosféricas del sitio.

Bajo estas suposiciones, el caudal para la estimación inicial se define bajo la Ecuación 44.

$$Q = \dot{V}_{g,sitio} + (\dot{V}_{g,sitio} \times V_{a,s}) \quad \text{Ecuación 44}$$

Respecto a las propiedades del fluido, la densidad y la viscosidad, es necesario estimarlas para la mezcla de gases. En cuanto a la densidad, se calcula teniendo en cuenta el modelo de gas ideal, con la Ecuación 38 con las condiciones de sitio. Por otro lado, para la viscosidad dinámica se utilizan las reglas de mezclado de Wilke para gases a condiciones moderadas [29], por medio de la Ecuación 45.

$$\mu_m = \sum_{i=1}^n \frac{y_i \mu_i}{\sum_{j=1}^n y_j \Phi_{ij}} \quad \text{Ecuación 45}$$

Donde:

$y_i$  ó  $y_j$ : Fracción molar del compuesto  $i$  o el compuesto  $j$  respectivamente.

$\mu_m$ : Viscosidad dinámica de la mezcla, en kg/ms.

$\mu_i$ : Viscosidad dinámica del compuesto i. Esta propiedad varía con respecto a la temperatura, y para calcularla el Handbook de Ingeniería Química de Yaws [18], presenta una serie de ecuaciones polinómicas generadas a partir de una regresión de datos experimentales, así, para la viscosidad se tiene la Ecuación 46 en la cual sus coeficientes varían según el compuesto

$$\mu_i = A + B \times T + C \times T^2 + D \times T^3 \quad \text{Ecuación 46}$$

Las ecuaciones de Yaws fueron generadas para que, al introducir una temperatura en K, la viscosidad entregara valores en  $\mu\text{P}$ , por lo que para poder obtenerla en unidades de  $\text{kg/ms}$  se multiplica el resultado por  $10^{-7}$ .

$\Phi_{ij}$ : Parámetro de interacción binario, entre el compuesto i y el compuesto j con la Ecuación 47. Una vez calculada la interacción i-j se usa la Ecuación 48 para tener en cuenta la interacción j-i.

$$\Phi_{ij} = \frac{1}{\sqrt{8}} \left( 1 + \frac{M_i}{M_j} \right)^{-1/2} \left[ 1 + \left( \frac{\mu_i}{\mu_j} \right)^{1/2} \left( \frac{M_j}{M_i} \right)^{1/4} \right]^2 \quad \text{Ecuación 47}$$

$$\Phi_{ji} = \frac{\mu_j M_i}{\mu_i M_j} \Phi_{ij} \quad \text{Ecuación 48}$$

Siendo  $M_i$  ó  $M_j$  el peso molecular del compuesto i o el compuesto j respectivamente, en  $\text{kg/kmol}$ . Para un fluido dentro de un tubo o cilindro, el número de Reynolds crítico que indica el inicio del régimen turbulento es aproximadamente 2300 [30]. Tras calcular el número de Reynolds con la Ecuación 40, se determina que el fluido se encuentra en régimen de flujo laminar, los resultados de este cálculo de las variables necesarias se reportan en la **Tabla 20**.

**Tabla 20** Resultados cálculo régimen de flujo

$V_{a \text{ en sitio}} [\text{m}^3 \text{Aire}/\text{m}^3 \text{Gas}]$	24.2211
$V_{\text{gas, en sitio}} [\text{m}^3 \text{Gas}/\text{s}]$	0.0003
$V_{\text{premezcla}} [\text{m}^3/\text{s}] \rightarrow Q$	0.0065
Velocidad [m/s]	0.7752
$\rho [\text{kg}/\text{m}^3]$	0.2029
$\mu_m [\text{Kg}/(\text{m s})] = \mu_b$	0.00012
$A_{\text{transversal}} [\text{m}^2]$	0.0084
Re	132.3178

Ahora, para determinar el coeficiente convectivo de transferencia de calor existen varios métodos en la literatura, y la utilización de estos depende de los datos que se tenga para el cálculo, la geometría, entre otros. Algunos de esos métodos son las analogías con

transferencia de momentum y masa y ecuaciones empíricas [31]. Las ecuaciones empíricas son resultado de análisis experimentales relacionados a partir de números adimensionales, estas dependen del tipo de convección, el régimen de flujo y la geometría del volumen de control. Para convección forzada en flujo laminar dentro de tubos, Welty et al. [31] muestra la correlación propuesta por Sieder and Tate, la cual se muestra en la Ecuación 49.

$$Nu_D = 1.86 \left( Pe \frac{D}{L} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad \text{Ecuación 49}$$

Donde:

$Nu_D$ : Número de Nusselt, el cual compara la transferencia de calor por convección con la transferencia de calor por conducción, cuando un fluido discurre por un espacio de longitud característica  $L_c$ , este está definido mediante la Ecuación 50.

$$Nu = \frac{hL_c}{k} \quad \text{Ecuación 50}$$

Donde  $h$  es el coeficiente convectivo de transferencia de calor, en  $W/m^2K$ , y  $k$  es la conductividad térmica del fluido, en  $W/mK$ .

$Pe$ : Número de Péclet (Ecuación 51), el cual relaciona la velocidad de advección de un flujo y la velocidad de difusión. Se calcula como el producto entre el número de Reynolds (Ecuación 40) y el número de Prandtl ( $Pr$ ) (Ecuación 52) el cual relaciona la velocidad de difusión de la cantidad de movimiento y la difusión de calor.

$$Pe = Re \times Pr \quad \text{Ecuación 51}$$

Con

$$Pr = \frac{Cp \mu}{k} \quad \text{Ecuación 52}$$

Donde  $Cp$  es la capacidad calorífica a presión constante del fluido, en  $J/kgK$ .

La última parte de la ecuación presenta la relación de la viscosidad calculada a la temperatura de mezcla “bulk” ( $\mu_b$ ) siendo esta el promedio aritmético entre la temperatura a la entrada y la salida del volumen, y la temperatura de la pared ( $\mu_w$ ), teniendo en cuenta el efecto significativo que tiene la variabilidad de la viscosidad del fluido sobre la tasa de transferencia de calor. Todas las otras propiedades son calculadas a la temperatura de mezcla.

Para el cálculo de las propiedades de transporte y termodinámicas en mezclas se usan las reglas de mezclado para gases a condiciones de temperatura y presión moderadas, propuestas por Prausnitz et al. [29] Tanto para la conductividad térmica como para la capacidad calorífica de cada especie se usa una función polinómica del tipo de la Ecuación 46 con sus coeficientes respectivos para cada propiedad y compuesto [18]. En cuanto a las reglas de

mezclado, para la conductividad térmica, se usa la misma regla de mezclado propuesta por Wilke mostrada en la Ecuación 45, y para la capacidad calorífica, esta se puede calcular para una mezcla como un promedio ponderado con la composición de la mezcla, como se muestra en la Ecuación 12.

**Tabla 21** Resultados calculo coeficiente convectivo de transferencia de calor

$C_p$ [J/kg K]	56321.70417
$\mu_w$ [Kg/(m s)]	0.00011
<b>Pr</b>	32.9153
Pe	4355.2741
<b>Nud</b>	13.9542
<b>h</b> [W/(m <sup>2</sup> K)]	28.3837

### 5.2.5. Condiciones de frontera

Los nombres de las condiciones de frontera son mostrados en la **Tabla 22** y fueron definidos al momento de realizar el mallado en el complemento Mesh.

**Tabla 22** Definición de las condiciones de frontera en la simulación

Condición de frontera	Ubicación en el volumen de control	Características
Entrada de aire (Air_Inlet)	El contorno externo del volumen de aire.	Se define como “pressure inlet” con presión manométrica cero, y se ingresa en especies la composición del aire.
Salida (Exit)	Extremo final del tubo radiante.	Se define como “pressure outlet” y se ingresa en especies la composición del aire, ya que es lo que se podría devolver.
Entrada de combustible (Gas_Inlet)	Tramo correspondiente al inyector	Se define como “mass Flow inlet”, se ingresa el flujo masico de combustible correspondiente y en especies la composición promediada del gas de la <b>Tabla 6</b> , además se define el diámetro hidráulico como el diámetro total del inyector.
Pared del tubo radiante (RadiantTube_Wall)	Paredes externas del tubo radiante que tendrían contacto con el aire.	Se define como “wall”, y se escoge como material el carburo de silicio (previamente ingresado al programa con todas sus propiedades) con el coeficiente convectivo calculado. También se definen las paredes que tiene contacto con los gases de combustión como “Contact Gas Solid”
Paredes del quemador (Walls)	Todas las paredes del quemador y la que respecta al obturador	Se define como “walls” y se escoge acero como material, cuyas propiedades ya se encuentran en la base de datos de Fluent.

Dentro del software es necesario definir las propiedades del carburo de silicio, ya que estas no se encuentran en la base de datos integrada que tiene Fluent. Estas se muestran en la **Tabla 23**.



*Tabla 23 Propiedades del carburo de silicio*

<b>Propiedad</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidad</b>
Densidad	3160 (@25°C) [32]	kg/m <sup>3</sup>
Conductividad térmica	77,5 (@400°C) [33]	W/mK
Capacidad calorífica	670 (@25°C) [33]	kJ/g K
Coefficiente de emisividad	0.92 [34]	-

### 5.2.6. Procedimiento

Para lograr la convergencia de la simulación correctamente se sigue una serie de pasos, que inician con una menor complejidad en los cálculos y por ende con un menor costo computacional. La complejidad se incrementa gradualmente mientras los cálculos van convergiendo, así se pueden usar los datos generados anteriormente. Inicialmente, se realiza la simulación únicamente con metano y con el modelo de cinética de metano-aire de 2 pasos de la base de datos de Fluent, y se procede de la siguiente forma:

**Paso 1:** solo se encienden las ecuaciones de turbulencia y flujo hasta que el monitor de velocidad se estabilice. En este punto se inicia con el modelo de turbulencia k-ε estándar que es menos costoso computacionalmente, con todas las ecuaciones diferenciales en solución de primer orden.

**Paso 2:** se encienden las ecuaciones de energía y especies, aún con la ecuación de radiación apagada y con la reacción volumétrica apagada, hasta que estabilicen los monitores.

**Paso 3:** se enciende la reacción volumétrica y si algo cambia en los monitores se espera estabilización.

**Paso 4:** se “parcha” la zona de reacción, es decir, se delimita la región de la zona de reacción y se aplica una temperatura entre 2000 y 3000 K que actúa como la fuente de ignición que inicia la combustión. Este procedimiento se repite hasta que la reacción de combustión empiece y se estabilice.

**Paso 5:** se enciende la ecuación de radiación, con las divisiones y pixeles en 1.

**Paso 6:** se pasa el modelo de turbulencia a k-ε realizable.

**Paso 7:** se sube el orden de las ecuaciones diferenciales a segundo orden.

**Paso 8:** se cambia el modelo de cinética a West & Dyer, se ingresa la composición del gas natural y se ingresa el flujo másico de combustible correspondiente a la prueba.

### 5.2.7. Procesamiento de datos numéricos

En general, los datos numéricos se procesan mediante los mismos modelos usados en a metodología experimental, pero en ciertos casos es necesario diferenciar.

#### 5.2.7.1. Perfil de intensidad de radiación del tubo radiante

El perfil de intensidad de radiación del tubo radiante se obtiene a partir de los datos de temperatura de superficie mediante la ley de Stephan Boltzman [3], como muestra la

Ecuación 53. Fluent entrega un dato de temperatura por cada elemento de la malla en el borde del tubo, por tanto, se tendrán tantos datos como elementos haya en la zona.

$$G_i = \sigma \varepsilon T_s^4 \quad \text{Ecuación 53}$$

Donde

$G_i$ : Intensidad de radiación en cada punto, en  $\text{W/m}^2$ .

$\sigma$ : Constante de Stephan Boltzman,  $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ .

$\varepsilon$ : Emisividad del tubo radiante, 0.92.

$T_s$ : Temperatura de la superficie, en K.

### 5.2.7.2. Potencia radiada total

Para poder extraer los datos de los perfiles de temperatura de Fluent, se divide la longitud de tubo radiante entre la cantidad de datos extraídos de Fluent, para obtener el paso o posición correspondiente a cada dato.

Para calcular la potencia radiada total se usa la Ecuación 18 como en la metodología experimental, pero al momento de determinar el área para la que aplica cada dato de intensidad de radiación, la longitud del cilindro corresponde al paso obtenido con la longitud del tubo y la cantidad de datos ( $\Delta z$ ), obteniendo la Ecuación 54.

$$P_R = \pi D \Delta z \times \sum_{n=1}^N G_i \quad \text{Ecuación 54}$$

Donde N es la cantidad total de datos del perfil.

### 5.3. Comparación entre datos numéricos y experimentales

Para realizar la comparación entre los datos que sean obtenidos o estimados mediante las dos metodologías se calcula el porcentaje de desviación entre ellos, mediante la Ecuación 55. Como el valor absoluto de la comparación de los datos obtenidos numéricamente con los datos experimentales.

$$\% \text{Desviación} = \left| \frac{\text{Resultado Experimental} - \text{Resultado Numérico}}{\text{Resultado Experimental}} \right| \times 100\% \quad \text{Ecuación 55}$$

## 6. Resultados y análisis

Al iniciarse las pruebas experimentales se encontró que no es posible estabilizar el quemador con un inyector de 2mm en alta presión, esto debido a que al tratarse de tanto flujo de combustible la velocidad en la descarga es muy alta por lo que se arrastra mucho aire aun cuando se reduce la apertura del obturador, condición que produce un desprendimiento de la llama. Por tanto, no se tendrán en cuenta las pruebas 1 y 2.

## 6.1. Resultados experimentales y numéricos

### 6.1.1. Flujo másico de combustible y potencia térmica

La **Tabla 24** muestra los resultados del flujo de combustible experimental y numérico. El experimental fue encontrado dividiendo el caudal entregado por la curva de calibración del rotámetro multiplicado por la densidad del gas hallada mediante la consideración de gas ideal a las condiciones de sitio, y el numérico fue el introducido a las simulaciones que fue hallado por teoría de descarga por orificio.

*Tabla 24 Resultados flujo másico de combustible*

Prueba	Presión de suministro [bar]	Diámetro de inyector [mm]	Potencia térmica [kW]	Flujo másico de combustible [kg/s]		
				Experimental	Numérico	%Desviación
3	0.8	1.4	26.13	5.2.E-04	4.4.E-04	14%
4	0.8	1.4	26.13	5.2.E-04	4.4.E-04	14%
5	0.6	2	40.86	8.1.E-04	8.8.E-04	9%
6	0.6	2	41.43	8.2.E-04	8.8.E-04	8%
7	0.6	1.4	23.04	4.5.E-04	4.3.E-04	5%
8	0.6	1.4	22.55	4.4.E-04	4.3.E-04	3%

Se encuentran desviaciones bajas en las condiciones de flujo con que fueron realizadas las pruebas experimentales en relación con las numéricas.

La **Tabla 25** presenta los resultados de potencia térmica experimental y numérica.

*Tabla 25 Resultados potencia térmica*

Prueba	Presión de suministro [bar]	Diámetro de inyector [mm]	Potencia térmica [kW]		
			Experimental	Numérico	%Desviación
3	0.8	1.4	26.13	21.42	18%
4	0.8	1.4	26.13	21.42	22%
5	0.6	2	40.86	43.72	7%
6	0.6	2	41.43	43.72	5%
7	0.6	1.4	23.04	20.85	11%
8	0.6	1.4	22.55	20.85	8%

Se puede observar que se cumple la tendencia en los órdenes de magnitud entre los resultados experimentales y datos teóricos. Además, se tiene consistencia conceptual ya que las pruebas 5 y 6 son las que mayor potencia térmica presentan y estas descargan por el inyector mas grande (2mm) a una presión de suministro mas alta, lo que implica más flujo de combustible y mas potencia. Se evidencia igualmente que la potencia térmica es directamente proporcional al cuadrado del diámetro del inyector, tanto en mediana presión (Ecuación 33) como en alta presión (Ecuación 36), entonces en pruebas con la misma presión de suministro

y distinto inyector como las pruebas 3 y 7 con el aumento de 0.6mm en el diámetro, la potencia térmica se duplica.

### 6.1.2. Tasas de aireación primaria, secundaria y total

La **Tabla 26** muestra los valores en fracción molar de emisiones y composición en la premezcla medidos experimentalmente y determinados numéricamente, con los cuales se calcularon los factores de aireación reportados en la **Tabla 27**.

**Tabla 26** Fracción molar de los componentes en la premezcla y en las emisiones

Prueba		Premezcla			Emisiones		
		O <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>	CO <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>	CO	O <sub>2</sub>
3	Experimental	0.1825	0.0650	0.0561	5.00E-04	7.75.E-03	0.1040
	Numérico	0.1913	0.0780	0.0579	1.83E-09	9.03.E-06	0.0923
4	Experimental	0.1815	0.0650	0.0572	5.00E-04	8.60.E-03	0.0995
	Numérico	0.1917	0.0762	0.0556	6.34E-08	7.47.E-06	0.0971
5	Experimental	0.1770	0.0850	0.0883	6.67E-04	2.77.E-03	0.0573
	Numérico	0.1841	0.1079	0.0425	2.40E-03	2.56.E-03	0.1118
6	Experimental	0.1815	0.0890	0.0817	2.50E-04	9.15.E-03	0.0670
	Numérico	0.1837	0.1096	0.0925	1.02E-09	1.66.E-05	0.0220
7	Experimental	0.1820	0.0650	0.0570	0.00E+00	1.35.E-03	0.1035
	Numérico	0.1910	0.0782	0.0551	2.27E-08	3.64.E-06	0.0971
8	Experimental	0.1815	0.0640	0.0508	0.00E+00	3.00.E-04	0.1150
	Numérico	0.1917	0.0761	0.0563	1.16E-07	3.91.E-06	0.0972

**Tabla 27** Resultados de los factores de aireación primario, secundario y total. Dato experimental(E), dato numérico (N) y porcentaje de desviación (%D)

Prueba	Primario			Total			Secundario		
	E	N	%D	E	N	%D	E	N	%D
3	1.13	0.93	18%	1.8	1.6	13%	0.66	0.63	4%
4	1.13	0.95	16%	1.7	1.6	4%	0.57	0.67	19%
5	0.84	0.64	24%	1.3	1.8	33%	0.49	1.13	131%
6	0.80	0.63	21%	1.4	1.0	30%	0.62	0.36	42%
7	1.13	0.92	18%	1.8	1.6	10%	0.65	0.69	6%
8	1.15	0.95	17%	2.0	1.7	17%	0.85	0.71	17%

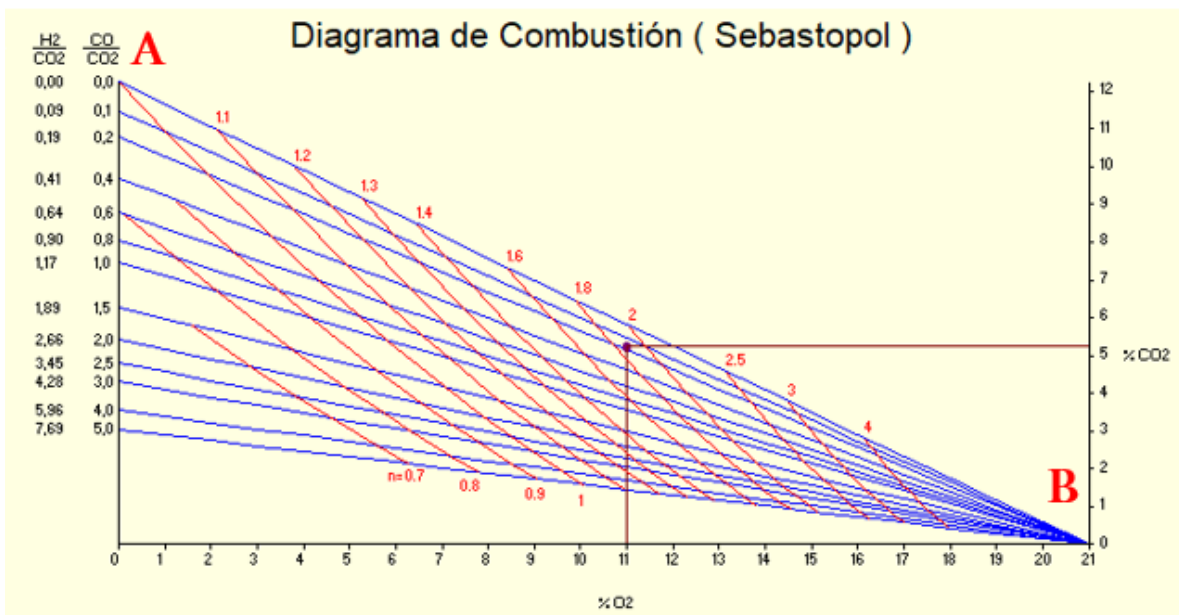
Para analizar a partir de los resultados el desempeño de la combustión en el quemador, la **Tabla 28** muestra los tipos de combustión según los factores de aireación [16].

**Tabla 28** Tipos de combustión según los factores de aireación [16].

n1	n2	Tipo de combustión
1	0	Combustión estequiométrica
1	>0	Combustión completa con exceso de aire (oxidante)
<0	0	Combustión incompleta con defecto de aire (reductora)
<1	>0	Combustión mixta

Teniendo en cuenta la **Tabla 28** y los valores reportados en la **Tabla 27**, los valores experimentales mostrarían que en las pruebas 3, 4, 7 y 8 se presenta combustión completa con exceso de aire en la que se usa un volumen de aire superior al teórico y en el que el aire excedente no reacciona y sale junto los productos de combustión absorbiendo calor de la combustión, mientras que las pruebas 5 y 6 presentan combustión mixta en la cual no el combustible se oxida y aun así se presenta un exceso de aire, esto por razones como una mezcla no homogénea o temperaturas insuficientes. Las pruebas numéricas por su parte mostraron en todos los casos combustiones mixtas conservando la misma tendencia que en las pruebas experimentales, con combustiones más ricas (en combustible) en las pruebas que corresponden al inyector de 2mm.

Se debe tener en cuenta que en todas las pruebas se encontraron concentraciones de CO muy bajas, que oscilaban entre 0 y 90 ppm como máximo, por tanto, las combustiones se acercan a relaciones de CO/CO<sub>2</sub> próximas a cero; en la **Figura 14** que corresponde un diagrama de combustión de CombuGas [15] (para la composición promedio del gas del gasoducto de Sebastopol) la combustión se aproxima a la línea AB que corresponde a la línea de combustión completa con exceso de aire. Numéricamente también aplica el mismo resultado, ya que en este caso se tiene concentraciones máximas de CO a la salida de 25ppm.



**Figura 14** Diagrama de combustión CombuGas para la replica 1 de la prueba 3.

### 6.1.3. Temperatura de salida de los gases

La **Tabla 29** muestra los resultados de temperatura de salida de los gases de combustión en el tubo radiante.

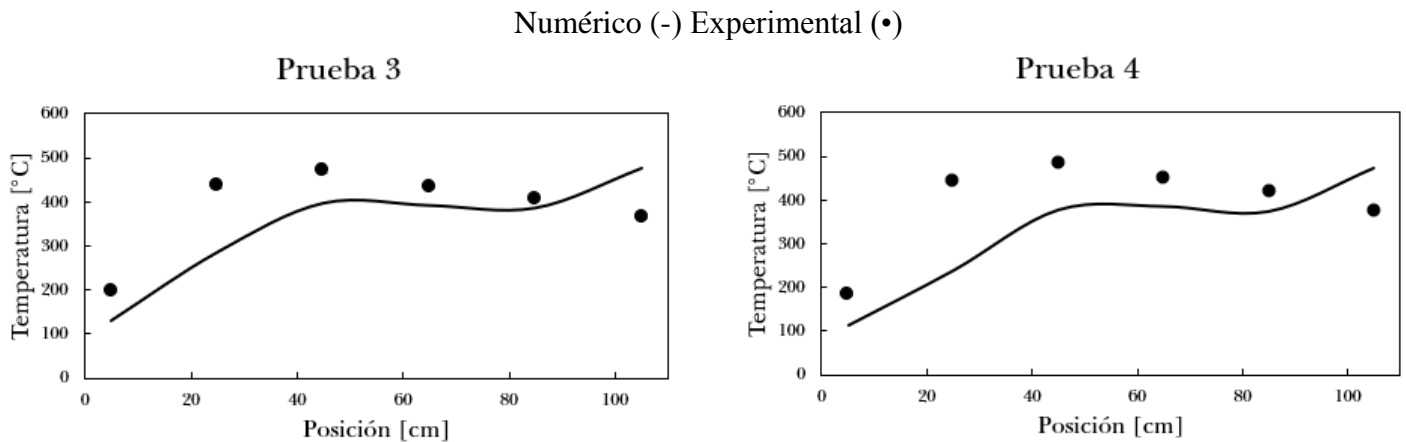
**Tabla 29** Temperatura de salida de los gases de combustión

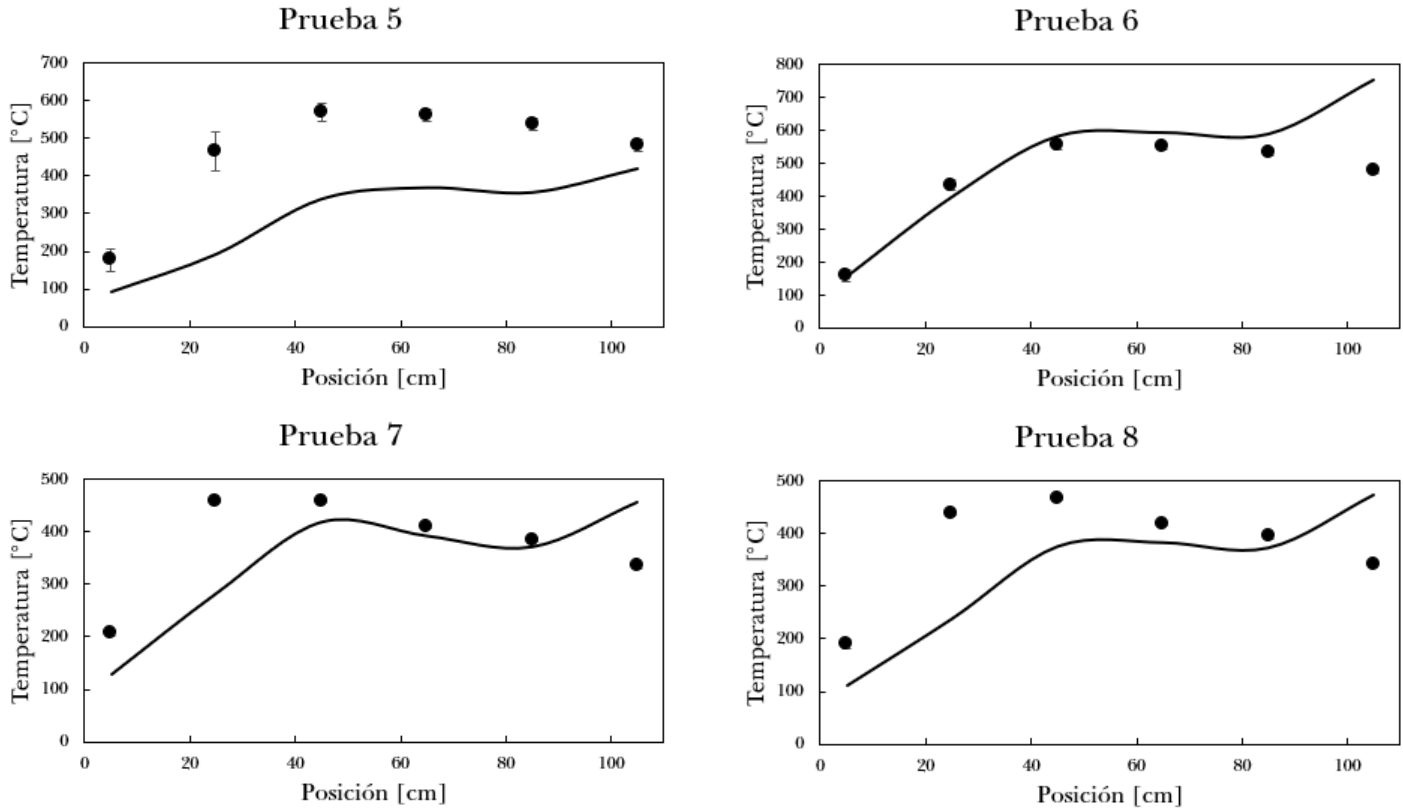
Prueba	Presión de suministro [bar]	Diámetro de inyector [mm]	Temperatura de salida de los gases [°C]		
			Experimental	Numérico	%Desviación
3	0.8	1.4	888	975.1	10%
4	0.8	1.4	898.5	956.2	6%
5	0.6	2	1212.3	874.6	28%
6	0.6	2	1190.8	1392.2	17%
7	0.6	1.4	755.4	928.1	23%
8	0.6	1.4	765.5	975.6	27%

En general, se puede observar que la simulación sobre estima los resultados, obteniendo temperaturas ligeramente más altas, con un porcentaje de desviación muy parecido para todas las pruebas, esto se puede deber a que en las pruebas experimentales se presenta una disminución de la temperatura de los gases más rápida por los efectos de la dilución a la atmosfera, efecto que no se tiene en cuenta para la simulación, ya que esta puede variar con el viento y la temperatura ambiente.

#### 6.1.4. Temperatura de la superficie del tubo radiante

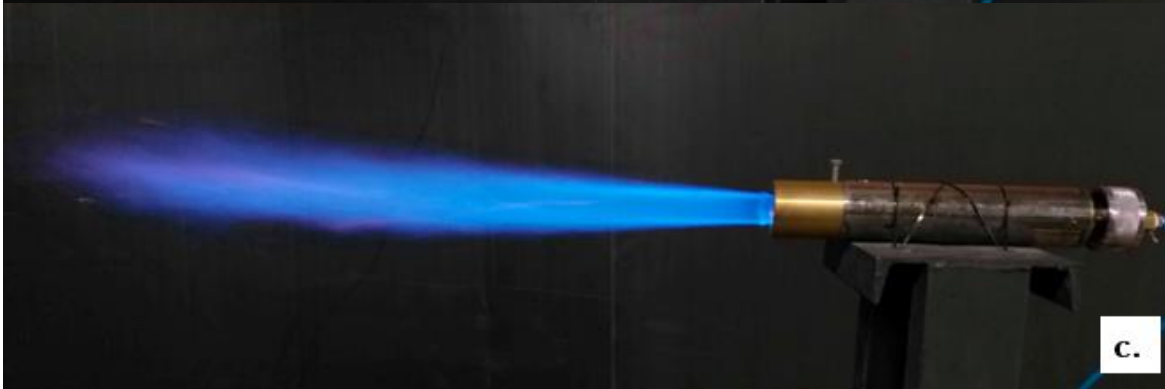
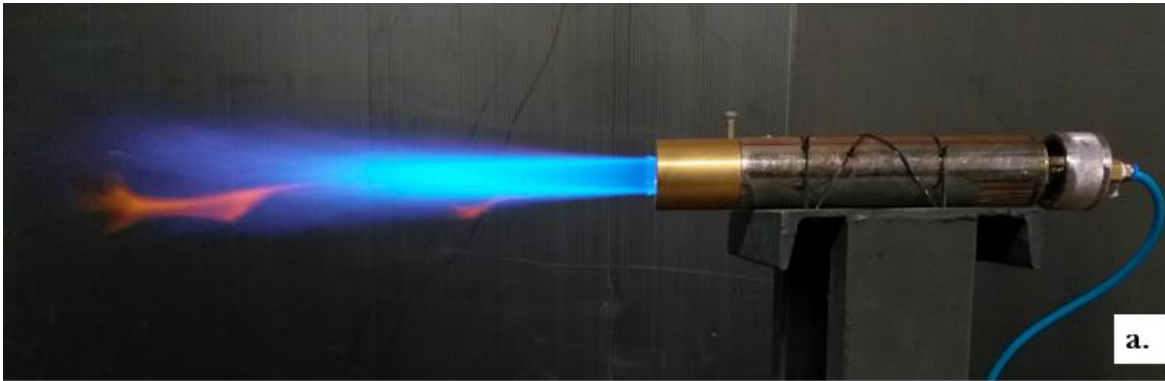
Los perfiles de temperatura superficial del tubo se muestran en la **Figura 15**, en cada una de las pruebas se presenta el perfil numérico y el promedio de los datos experimentales en cada una de las pruebas.





*Figura 15* Perfiles de temperatura. Comparación experimental – numérico

En cada uno de los perfiles tanto numéricos como experimentales se puede ver la misma tendencia, que inicia en una temperatura baja para luego subir hasta un pico que después va bajando con una pendiente baja. El pico de la temperatura se puede dar en la zona en que la llama tenga más contacto con el tubo, por lo que este pico se da en una posición más temprana en las configuraciones en que el quemador está más separado del tubo (pruebas 3,5 y 7) ya que la zona central de la llama queda más cerca de la entrada del tubo; después, la disminución gradual de la temperatura se da debido a efectos de dilución sobre los gases de combustión, por lo que los gases van perdiendo temperatura al avanzar dentro del tubo, pero el tubo no se enfría drásticamente por la propia conductividad del material. Aunque también se observa que en las pruebas de más alta potencia térmica (5 y 6) la disminución de la temperatura desde el pico tiene una menor pendiente, debido a que en estas pruebas se tiene una llama de mayor longitud en comparación a las otras como se puede observar en la **Figura 16**. Las bajas temperaturas registradas al inicio del tubo radiante, se deben a la entrada de aire secundario en la misma zona en la que la que inicia la llama, este aire además de ayudar con la combustión obliga a los gases a fluir y no acumularse en esa zona.

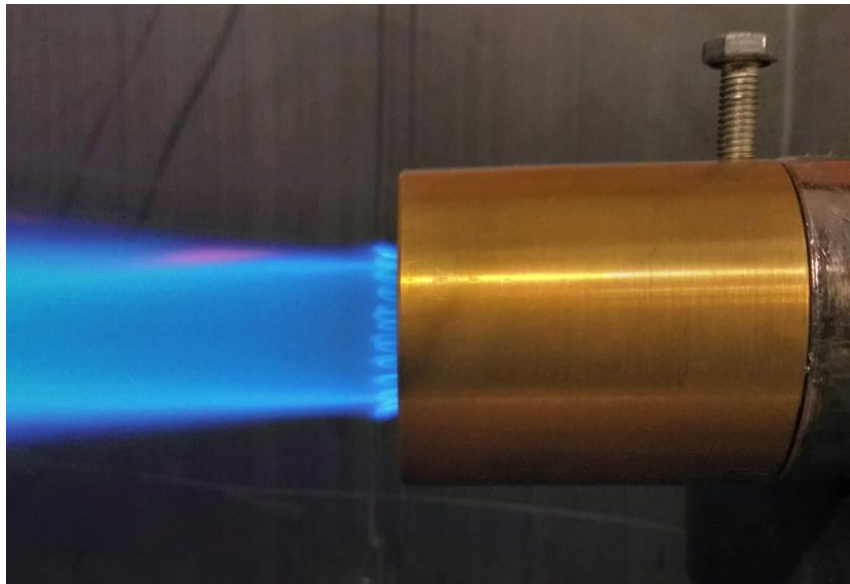






**Figura 16** Fotografías de las llamas a.)1.4mm 0.6bar b.)1.4mm 0.8bar c.)2mm 0.6bar d.)2mm 0.8bar

Se observa en la **Figura 16** las diferentes morfologías de la llama, con el diámetro de inyector de 1.4mm se presentan llamas cortas y estables, totalmente azules lo que confirma la combustión completa. En la condición inestable de la figura d. se observa el color amarillo, ya que en este caso la llama era no premezclada entonces el aire no era suficiente para generar la combustión completa. También, en las figuras a, b y c se puede observar claramente los mecanismos estabilizadores de llama, lo cuales se pueden apreciar mejor en **Figura 17**.



**Figura 17** Mecanismo estabilizador de llama o llama piloto

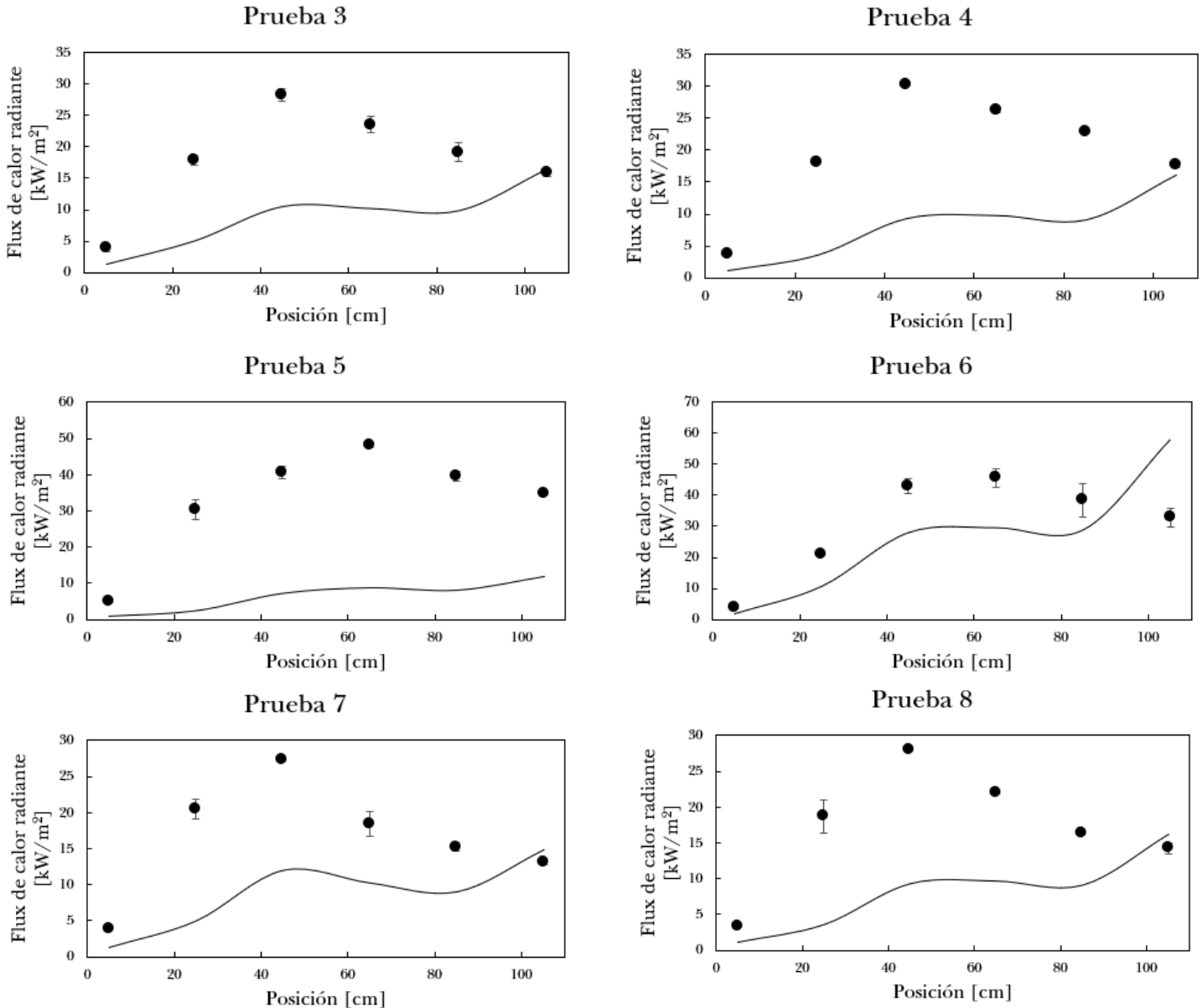
Respecto a los resultados numéricos mostrados en la **Figura 15**, estos en general subestiman los resultados reales, pero cumpliendo con la misma tendencia del pico de temperatura antes de la mitad del tubo para después disminuir con una pendiente menor. También se observa numéricamente un pico de temperatura al final del tubo que no es consistente con los

resultados experimentales, esto debido quizá a cuestiones de conductividad térmica en el modelo numérico o también a errores numéricos.

### 6.1.5. Flux de calor radiante del tubo y potencia radiada total

Los perfiles de flux de radiación del tubo se muestran en la **Figura 15**, en cada una de las pruebas se presenta el perfil numérico y el promedio de los datos experimentales en cada una de las pruebas, ya corregido para la distancia a la que se tomaron los datos.

Numérico (-) Experimental (•)



**Figura 18** Perfiles de flux de calor radiado por el tubo. Comparación experimental – numérico

Inicialmente se observa que se sigue la misma tendencia que los datos de temperatura con un pico de radiación máxima que concuerda con los picos de temperatura de la **Figura 15**, en las pruebas con inyector de 1.4mm (3, 4, 7 y 8) el máximo de radiación se encuentra por los

lados de los 45cm mientras que en las pruebas de 2mm (5 y 6) por los lados de los 65 cm, esto debido igualmente a la longitud de la llama y al contacto que esta tiene con la superficie interna del tubo.

Se presentan desviaciones grandes de los datos numéricos con los datos experimentales, aunque cumpliendo con tendencia y con los picos de más alta radiación en las mismas zonas. Como las desviaciones de temperatura de la **Figura 15** no son tan altas y los valores para la radiación numérica fueron calculados a partir del perfil de temperatura con la ley de Stephan Boltzmann, los valores tan altos de radiación experimental pueden deberse a errores de medición, ya que quizá el radiómetro recibía señales de radiación (aún con el restrictor) de no solo el punto a que estaba dirigido, si no en un espectro más amplio, es decir, de más zonas del tubo radiante.

La **Tabla 30** presenta los resultados de potencia total radiada por el tubo, se observa que experimentalmente las mayores potencias de radiación total se dan en las pruebas con una mayor potencia térmica (5 y 6) y se conserva la misma tendencia en los datos numéricos a excepción de la prueba 5, que entrego un perfil de temperatura y de radiación mucho menor al registrado experimentalmente. Las altas desviaciones entre datos experimentales y numéricos se deben a la gran diferencia entre los perfiles de radiación.

**Tabla 30** Resultados de la potencia total radiada por el tubo

Prueba	Potencia radiada [kW]		
	Experimental	Numérico	%Desviación
3	7.45	3.44	54%
4	8.16	3.13	62%
5	13.55	2.56	81%
6	12.60	9.90	21%
7	6.77	3.39	50%
8	7.05	3.14	55%

Para analizar la posible aplicación del calentamiento por radiación del sistema, habría que analizar con el radiómetro sin restrictor, la intensidad de radiación total que llegaría a una carga a una distancia x del tubo. Tendría que ser con el radiómetro del sin restrictor porque en ese caso si interesa la radiación detectada en todo el hemisferio.

#### 6.1.6. Eficiencia de radiación y combustión

La **Tabla 31** muestra los resultados de cálculo de las eficiencias de combustión y radiación.

**Tabla 31** Resultados eficiencias de radiación y combustión

Prueba	Presión de suministro [bar]	Diámetro de inyector [mm]	Temperatura de salida Gases [°C]	Factor de aireación total
3	0.8	1.4	888	1.8
4	0.8	1.4	898.5	1.7
5	0.6	2	1212.3	1.3

6	0.6	2	1190.8	1.4
7	0.6	1.4	755.4	1.8
8	0.6	1.4	765.5	2.0

#### Eficiencias calculadas en base al PCS

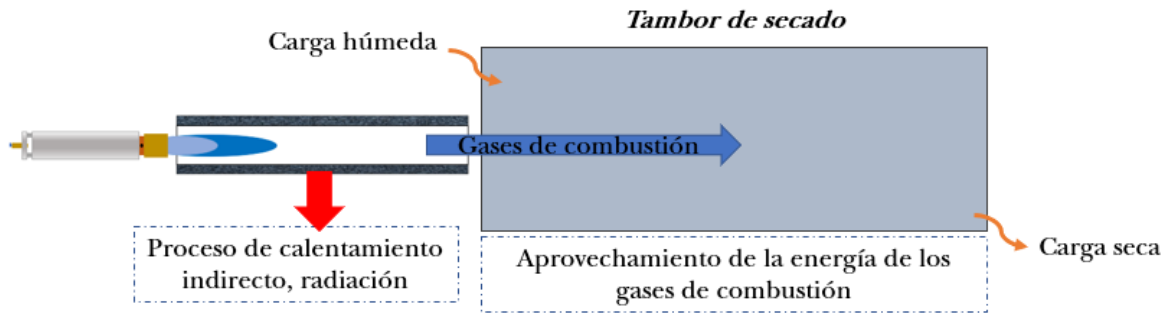
Prueba	Radiación			Combustión		
	Experimental	Numérico	%Desviación	Experimental	Numérico	%Desviación
3	0.431	0.394	9%	0.292	0.286	2%
4	0.455	0.383	16%	0.314	0.280	11%
5	0.440	0.395	10%	0.230	0.302	31%
6	0.413	0.458	11%	0.207	0.272	31%
7	0.509	0.404	21%	0.398	0.305	23%
8	0.442	0.357	19%	0.333	0.250	25%

Para tubos radiantes abiertos a la atmosfera, se esperaría que para potencia térmicas mayores, se tenga una eficiencia de radiación inferior ya que al tener mayor flujo de combustible y más velocidad el tiempo de residencia de los gases en el tubo es inferior [3], aunque en este caso no se observa claramente esta tendencia, ya que se encontraron eficiencias tanto experimentales como numericas de un orden similar. Tampoco se puede ver claramente el efecto de la tasa de aireación en la eficiencia de radiación, aunque se esperaria que para excesos de aire superiores a 10% la eficiencia de radiación se viera afectada negativamnete [3].

En cuanto a la eficiencia de combustión, se encuentran eficiencias bajas como es de esperarse en este tipo de sistemas. Experimentalmente se encuentra que para los sistemas con mayor potencia térmica se tiene una menor eficiencia de combustión al tener mayores perdidas por calor sensible, ya que como se vio en respecto a los tipos combustión su combustión es menos completa por lo que tienen una mayor cantidad de productos sin reaccionar por calentar. Numéricamnete se encuentran eficiencias del mismo orden de magnitud para todas las pruebas, por lo que se encuentran mayores porcentajes de desviación en las pruebas de potencias mas altas.

Conviene aclarar que un tubo radiante como el evaluado en este trabajo, puede alcanzar eficiencias de radiación y de combustión mayores siempre que sea posible:

- La recuperación del calor sensible portado por los gases de combustión para precalentar el aire de combustión, dado que este sistema de combustión es de aire no forzado y de premezcla se dificultad el precalentamiento del aire. Sin embargo, en otro tipo de quemadores, por ejemplo, de aire forzado y llama no premezclada, esta opción es posible implementarla. Como en [35], donde se aprovecha la temperatura de salida de los gases para calentar un lecho cerámico y pre calentar el aire, con esto se obtiene un ahorro de combustible.
- Recuperar el calor sensible de los gases de combustión instalando aguas abajo o en cascada otro proceso de calentamiento, por ejemplo, un calentamiento de un líquido o un secado convectivo como muestra la **Figura 19**.



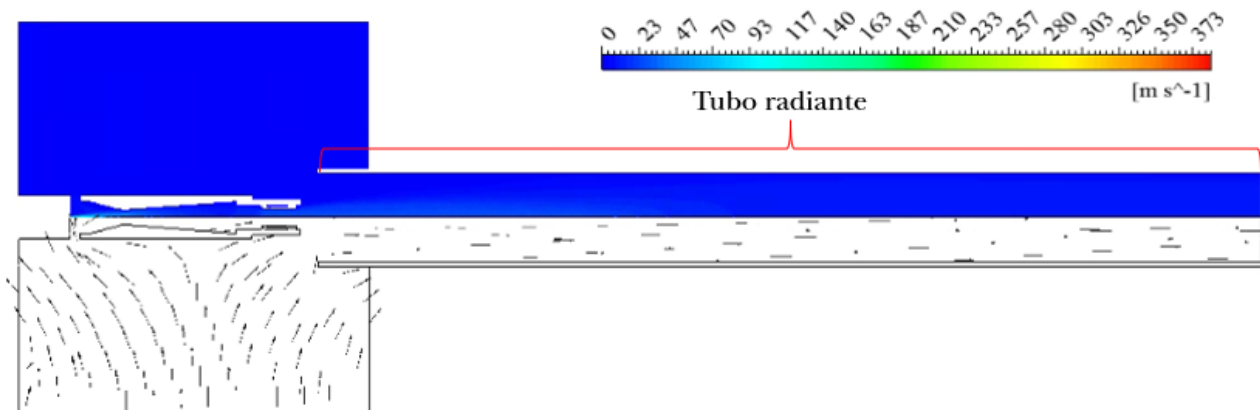
**Figura 19** Esquema opción de aprovechamiento de gases de combustión

- Reducir el factor de aireación total, reduciendo el factor de aireación secundario (menor entrada de aire secundario)

## 6.2. Resultados numéricos

### 6.2.1. Distribución de velocidad en la premezcla

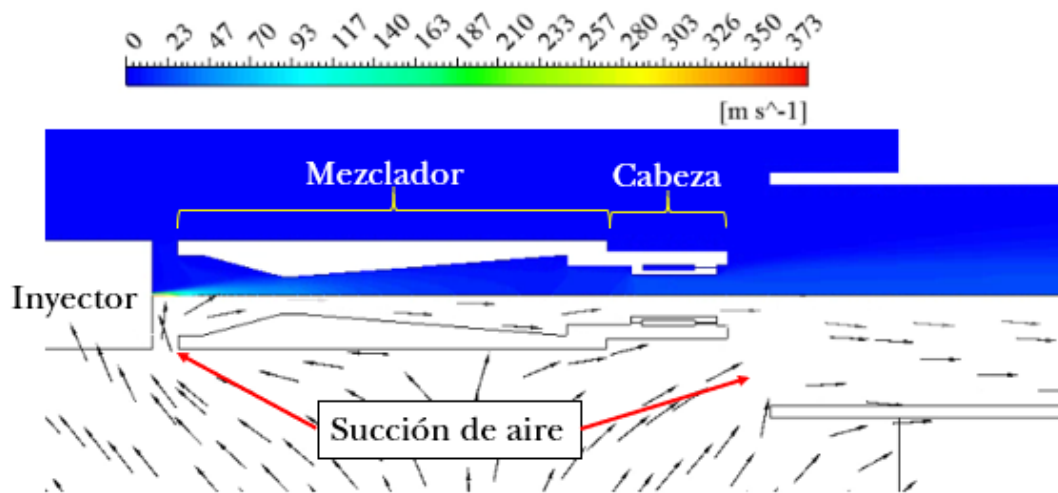
La **Figura 20** muestra el contorno de velocidad obtenido en las simulaciones, solo se reporta un contorno ya que en las 6 pruebas se presenta el mismo comportamiento. En el hemisferio superior se muestra el contorno como tal, y en el inferior los vectores de velocidad que indican la dirección del flujo.



**Figura 20** Contorno de velocidad. Prueba 3

Se puede observar un máximo de velocidad en la inyección de combustible y va disminuyendo a medida que la premezcla entra en el mezclador y cuando entra en la zona de reacción del tubo, disminuye hasta casi detenerse. En la zona correspondiente al volumen de aire, se observa un color azul correspondiente a la ausencia de movimiento o velocidades muy bajas, ya que se refiere a la zona de aire estanco.

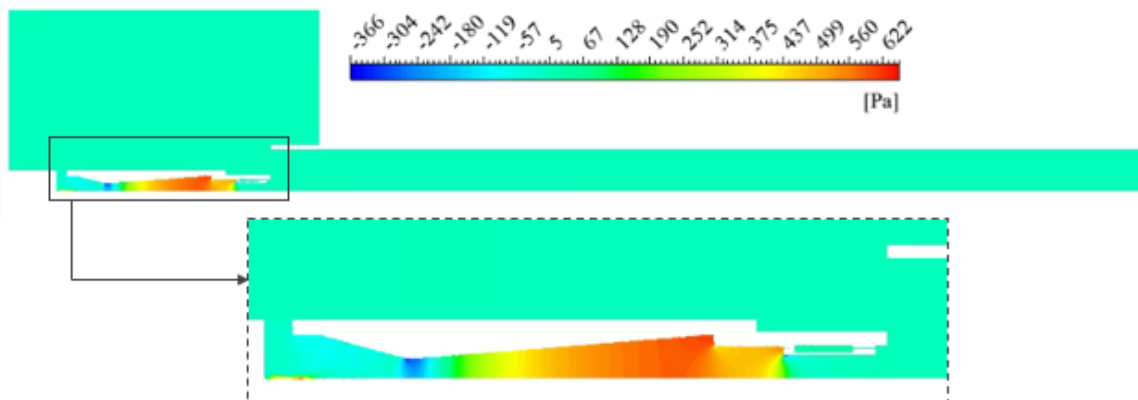
En el hemisferio inferior se puede observar la dirección del fluido, por tanto, se puede observar la succión de aire tanto primario como secundario hecha por el jet de combustible y la llama como tal, respectivamente. La **Figura 21** muestra en detalle cómo se dan los vectores de velocidad en la succión.



*Figura 21* Detalle de la zona de succión. Prueba 3

### 6.2.2. Distribución de presión

La **Figura 22** presenta el contorno de presión resultante en la simulación, solo se presenta el contorno de una prueba como en el apartado anterior.



*Figura 22* Contorno de presión con detalle en el quemador. Prueba 6

Se puede observar una zona de alta presión cercana al inyector de combustible que disminuye abruptamente hacia una zona de baja presión por el efecto Venturi del mezclador, que después aumenta mientras crece la sección transversal del Venturi hacia la cabeza del quemador, en donde vuelve a disminuir y se mantiene en un orden de magnitud constante. Como se observa en el contorno, no se presentan caídas de presión significativas dentro del tubo radiante, ya que este está abierto a la atmósfera.

### 6.2.3. Distribución de temperatura en la llama

La **Figura 23** presenta los contornos de temperatura resultantes para los dos inyectores. Solo se presentan estos dos contornos, ya que, aunque se varíe la potencia térmica no cambia mucho visualmente la morfología de la llama.

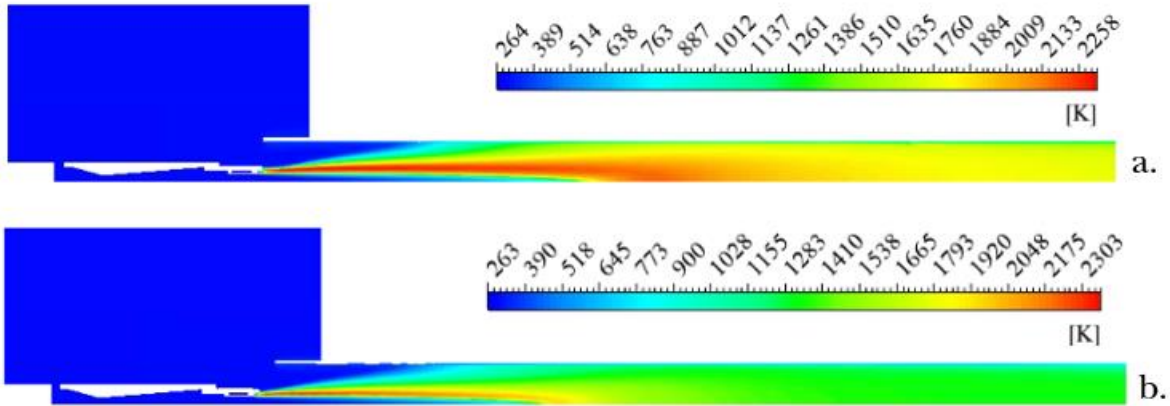
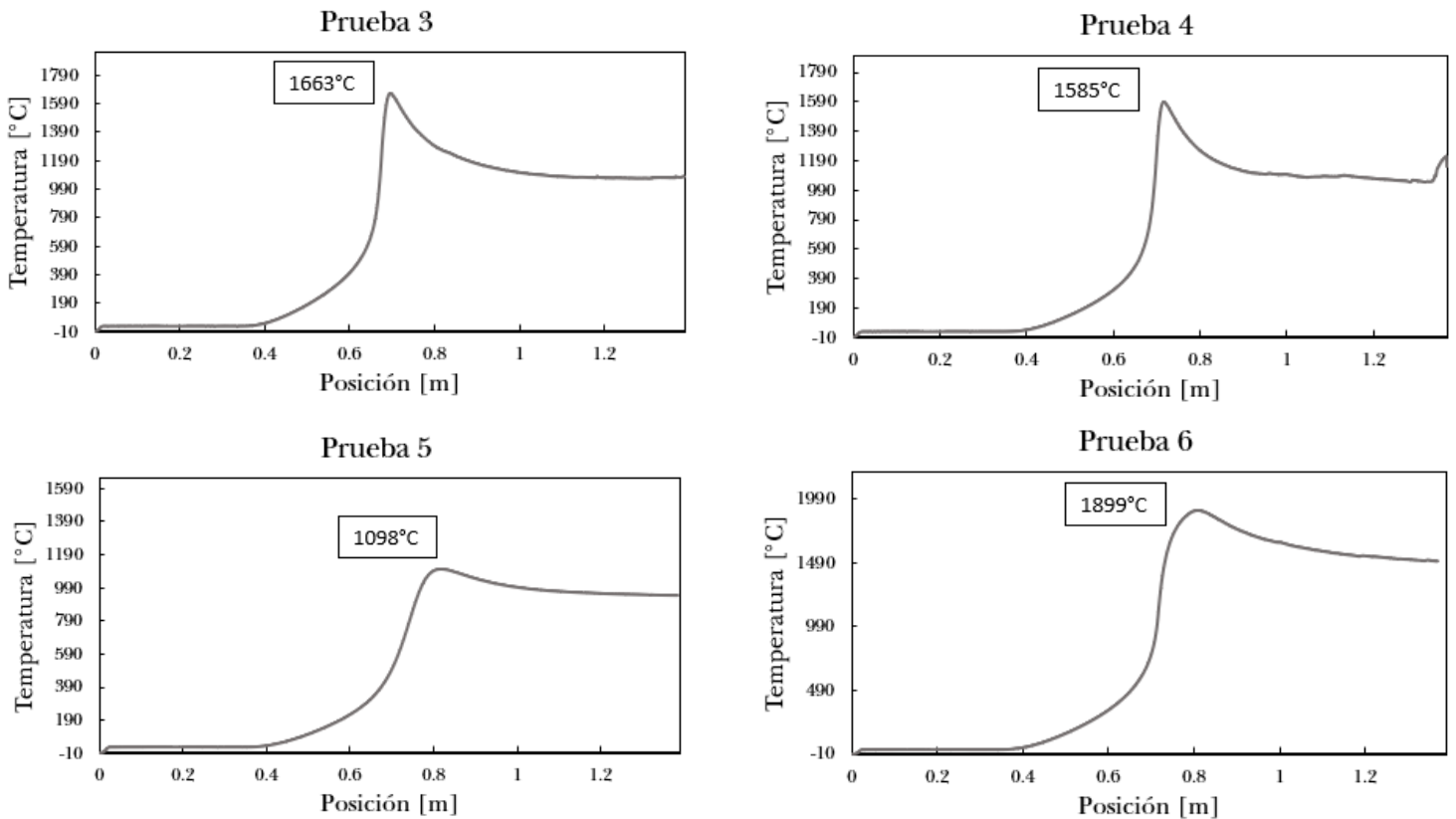
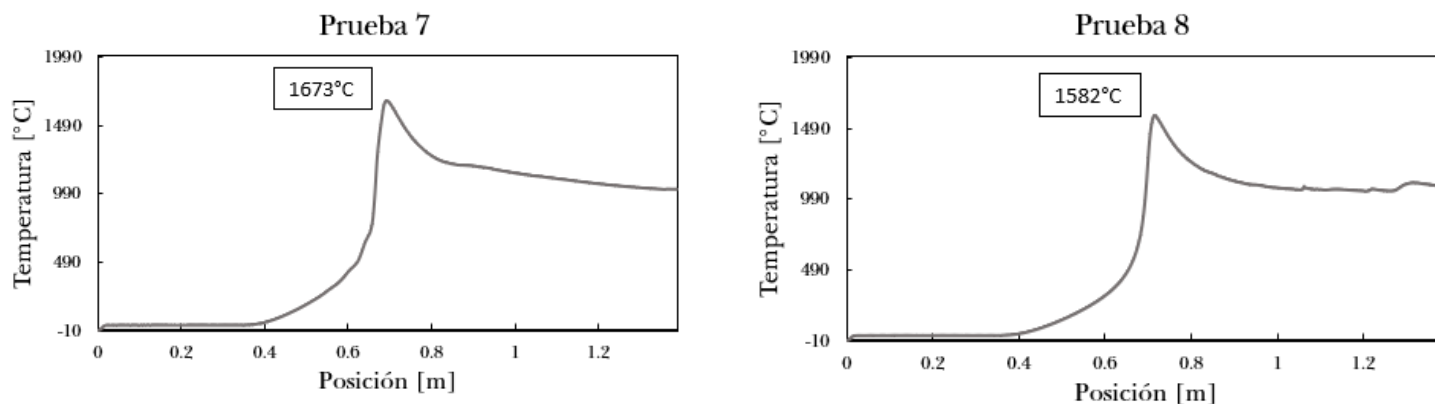


Figura 23 Contornos de temperatura a.) con inyector de 2mm b.) con inyector de 1.4mm

La Figura 24 presenta los perfiles de temperatura en el eje de simetría del dominio computacional para cada una de las pruebas.





*Figura 24* Perfiles de temperatura en el eje de simetría del volumen de control

Se puede observar, que la llama con mayor tamaño corresponde a la configuración con mayor potencia, en este caso la prueba 6, que corresponde igualmente a la que entrega un pico de temperatura máxima de 1899°C.

También se observa que entre pruebas con el mismo inyector y la misma presión de suministro como las pruebas 3 y 4 y las pruebas 7 y 8, se obtienen temperaturas mayores en las pruebas en que el quemador está separado del tubo radiante, como se observa en la **Tabla 27** el factor de aireación secundario en las pruebas 3 y 7 es menor, por lo que se tiene un menor exceso de aire para calentar en estos casos y por tanto se alcanzan temperaturas más altas.

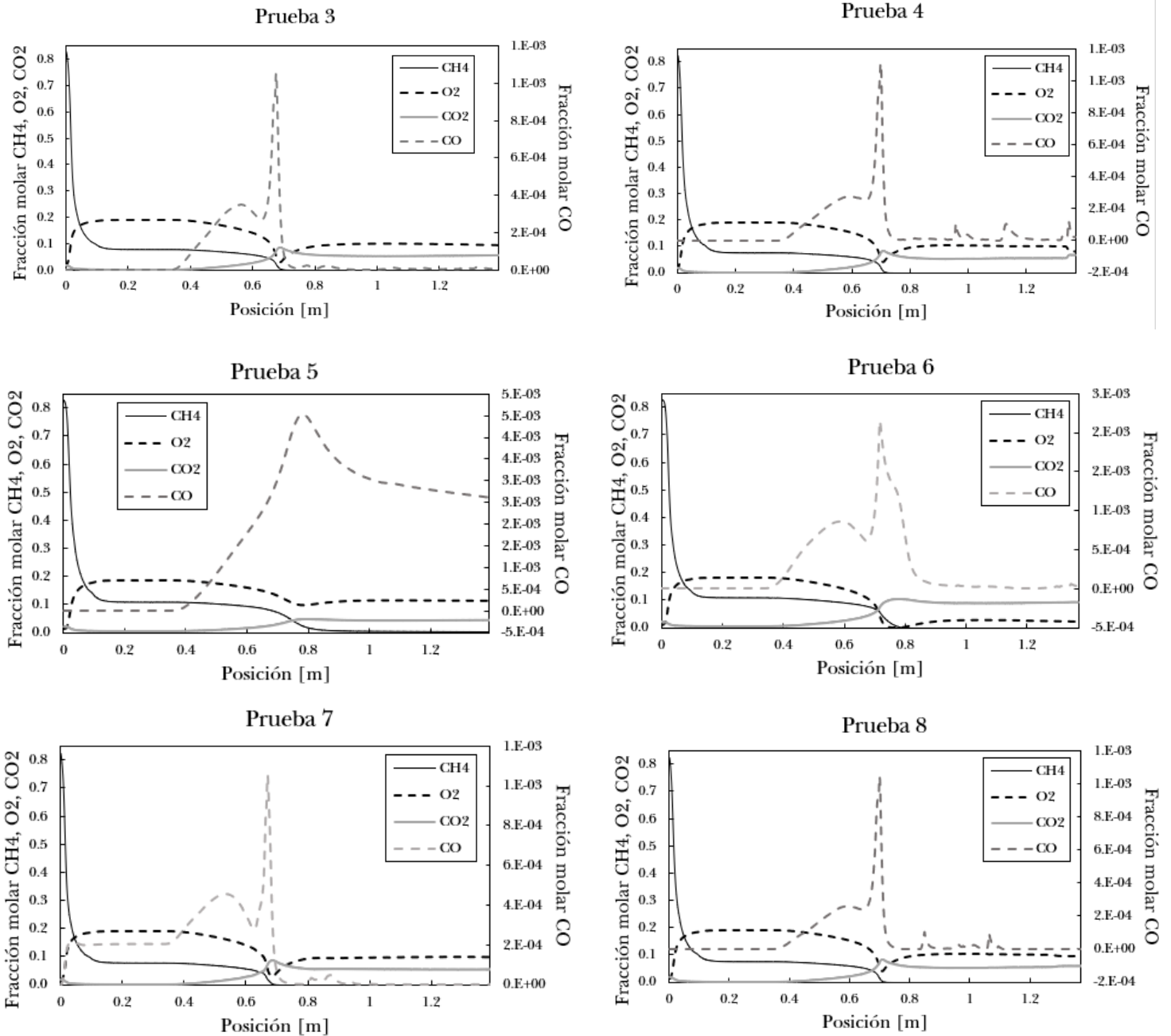
#### **6.2.4. Distribución de especies en la llama**

La **Figura 25** presenta los perfiles obtenidos de la simulación de la fracción molar de las especies a lo largo de eje de simetría del dominio computacional, que atraviesa todo el volumen de control, es decir, desde la salida del inyector hasta el final de tubo radiante, para una distancia total de 1.37m para las configuraciones 1 y 2 con el quemador a ras del tubo, y 1.39m para las configuraciones 3 y 4 con el quemador a 20mm del tubo.

Para analizar las gráficas hay que tener en cuenta que la longitud del quemador es de 0.27m, entonces después de esta coordenada inicia la zona de reacción.

También se debe observar que para que el monóxido de carbono (CO) pueda hacer parte de la gráfica se debe adicionar un eje en las ordenadas con un orden de magnitud diferente.





**Figura 25** Distribución de especies en la llama, para cada una de las pruebas

Para analizar los perfiles se abordará especie por especie para tener en cuenta el comportamiento de cada una por aparte.

En los perfiles de metano (CH<sub>4</sub>), se observa el efecto de la premezcla del combustible con el aire en cada una de las pruebas, con una caída abrupta inicial desde la fracción molar del metano en el combustible hasta estabilizarse en una fracción de aproximadamente 0.1 que entra entre los límites de inflamabilidad de este. Mas adelante después de 0.6m se ve una caída final que corresponde a la zona de reacción donde se consume el combustible.

Para el oxígeno ( $O_2$ ) el perfil inicia con el aumento de la fracción molar debido a la premezcla con el combustible, después en la zona de reacción se ve una caída por el consumo del inicio de la reacción para después aumentar nuevamente hasta estabilizarse en un valor inferior producto del exceso de aire y la entrada del aire secundario.

En cuanto a dióxido de carbono ( $CO_2$ ), este aparece en la zona de reacción, donde la reacción inicia se observa un pequeño pico para después estabilizarse, solo en la prueba 6 se encuentra una fracción molar de  $CO_2$  superior a la de  $O_2$  en la estabilización en después de la zona de reacción, y esta, con la prueba 5 son las que presentan una combustión menos completa según los resultados de los factores de aireación.

Respecto monóxido de carbono ( $CO$ ), este es el principal producto de combustión incompleta y se puede notar que este empieza a aumentar en el inicio de la zona de reacción en 0.4m cuando empieza descender la curva de oxígeno, después se tiene una pequeña disminución debida al aumento en la temperatura y ya en la zona en que se da el mayor defecto de oxígeno se presenta un pico que cae abruptamente para volverse a estabilizar en valores cercanos a cero ya que la combustión en todas las pruebas es combustión completa. Los picos de  $CO$  en la entrada se deben a la entrada del aire frío consecuencia de la aireación secundaria, correspondiendo también a una zona de menor temperatura, grandes excesos de aire local bajan temperatura por lo que la reacción de oxidación de  $CO + OH$  tiene poca probabilidad de ocurrencia

## 7. Conclusiones

En este trabajo se abordó tanto numérica como experimentalmente el sistema de quemador atmosférico y tubo radiante abierto-abierto, para determinar su desempeño e identificar la influencia de factores como el diámetro del inyector en el quemador, la presión de suministro y la posición relativa del quemador y el tubo. Las conclusiones que se han obtenido son las siguientes:

- Se encontró que la variación entre las condiciones de presión mediana y alta, dado un diámetro de inyector, tiene una baja influencia en el cambio de la morfología de la llama. El diámetro de inyector tiene un mayor efecto sobre la morfología de la llama, en este caso con un inyector de 1.4mm presentan llamas cortas y estables mientras que con 2mm son largas, manteniéndose una presión de suministro de 0.6bar.
- Se encontró que en el tubo radiante se presenta un perfil de calentamiento no uniforme, debido fundamentalmente a que se operó con grandes excesos de aire lo cual incide sobre menores temperaturas de los gases de combustión dentro del tubo y menores tiempos de residencia.
- Numéricamente se logró comprender más a fondo el comportamiento interno del sistema, como la forma en que se succiona el aire para la combustión, el efecto del mezclador tipo Venturi en la presión y las zonas dentro de la llama donde se va dando la generación y la distribución de las especies.
- En general se encontró una buena concordancia entre los resultados numéricos y experimentales. Al comparar se encontraron tendencias similares y porcentajes de desviación relativamente bajos, exceptuando los datos de perfiles de intensidad de

radiación y potencia radiada total. Se concluye que los modelos escogidos de turbulencia, combustión y radiación fueron adecuados para la simulación de la situación real, como también la estructura del mallado implementado y los criterios para inspeccionar su calidad.

- El análisis CFD resulta muy útil para conocer comportamientos internos de los sistemas que de manera experimental son complicados o difíciles de examinar experimentalmente, por ejemplo, las variables internas en el flujo el campo de velocidad y como la distribución de las especies químicas a lo largo de una zona de reacción.
- Se encuentra que el sistema quemador atmosférico y tubo radiante presenta una configuración sencilla, de buen desempeño, bajos costos y sin necesidad de consumir energía eléctrica para accionar un ventilador que alimente el aire de combustión. Por lo que con unas ligeras modificaciones podría ser aplicable a procesos de calentamiento en pequeñas industrias, agroindustrias y en zonas rurales apartadas.
- Teniendo en cuenta que se tienen temperaturas de salida de los gases de combustión tan altas, se podrían considerar estrategias como recirculación de gases para aprovechar aún más la energía contenida en ellos y además de obtener perfiles de calentamiento más uniformes, como también implementar calentamientos en cascada para aprovechar el calor sensible de los gases tales como calentamiento de fluidos y secado. Otra opción es configurar el acople quemador tubo, tal que el aire secundario no sea excesivo, pero garantizando la calidad de la combustión.

## 8. Bibliografía

- [1] Departamento Nacional de Planeación, “Energy Demand Situation in Colombia,” 2017.
- [2] Ministerio de Minas y Energía - MME and Unidad de Planeación Minero Energética - UPME, “Plan de acción indicativo de eficiencia energética - PAI PROURE 2017-2022,” 2016.
- [3] A. Amell Arrieta, H. Copete López, and J. P. Gómez Montoya, “Análisis de los parámetros para el diseño y optimización de un tubo radiante Analysis of the relevant parameters for the design and optimization of a radiant tube,” *Rev. Fac. Ing.*, vol. 38, pp. 31–39, 2006.
- [4] A. A. Amell Arrieta, L. Barraza C, and E. Gómez, “TECNOLOGÍA DE LA COMBUSTIÓN DE LOS GASES PARTE 3, QUEMADORES ATMOSFÉRICOS,” pp. 1–64, 2017.
- [5] J. L. Castañeda, A. A. Amell Arrieta, and F. J. Cadavid Sierra, “La radiación infrarroja como mecanismo de transferencia de calor de alta calidad en procesos de calentamiento,” *Ing. y Cienc.*, vol. 8, no. 16, pp. 97–127, 2012, doi: 10.17230/ingciencia.8.16.5.
- [6] J. L. Suarez, A. A. Amell, and F. J. Cadavid, “Numerical analysis of internal recirculation into a radiant tube without internal ignition,” *Rev. Soluciones Postgrado EIA*, vol. 10, pp. 117–132, 2013.
- [7] A. A. Amell Arrieta, A. M. Garcia Vergara, and M. A. Rendón, “Combustion model evaluation in a CFD simulation of a radiant-tube burner,” *Fuel*, vol. 276, 2020.
- [8] Interempresas, “Tubos Radiantes,” 2019. [Online]. Available: <https://www.interempresas.net/Energia/FeriaVirtual/Producto-Tubos-radiantes-162906.html>. [Accessed: 13-Feb-2020].
- [9] K. B. Yoon and D. G. Jeong, “Oxidation failure of radiant heater tubes,” *Eng. Fail. Anal.*, vol. 6, pp. 101–112, 1998.
- [10] J. D. Anderson, *Computational Fluid Dynamics: The Basics with Applications*. McGraw-Hill, 1995.
- [11] J. C. Lezcano-Benítez, D. Correa-Restrepo, A. A. Amell-Arrieta, and F. J. Cadavid-Sierra, “Numerical simulation of high pressure burner with partially premixed flame,” *CTyF - Ciencia, Tecnol. y Futur.*, vol. 4, no. 4, pp. 89–104, 2011, doi: 10.29047/01225383.231.
- [12] J. Rendón, F. Cadavid, and A. Amell, “Simulación de la estructura de llama en un

- quemador de premezcla parcial metano/aire en flujo concéntrico,” *Rev. Fac. Ing.*, no. 44, pp. 61–74, 2008.
- [13] D. C. Montgomery, *Desing and Analysis of Experiments*, Eighth Edi. Arizona: Wiley & Sons, 2013.
- [14] Grupo Energía Bogotá - TGI, “Boletín Electrónico de Operaciones.” [Online]. Available: <https://cga.tgi.com.co:8081/?public=120>. Cromatografías Específicas. [Accessed: 02-Dec-2020].
- [15] E. Gutierrez, A. Delgado, and Grupo del Gas y uso Racional de la Energia GASURE, “CombuGas.” Medellín.
- [16] A. A. Amell Arrieta and F. J. Cadavid Sierra, “Tipos, diagnóstico y optimización de la combustión (Cooperación con el área Metropolitana) GASURE.” Medellín, 2017.
- [17] Worldmeteo, “El tiempo en Medellin, Colombia,” 2020. [Online]. Available: <https://www.worldmeteo.info/es/america-del-sur/colombia/medellin/tiempo-100488/>. [Accessed: 23-Sep-2020].
- [18] C. L. Yaws, *Yaws’ Transport Properties of Chemicals and Hydrocarbons (Electronic Edition)*. Knovel, 2010.
- [19] Hukseflux Thermal Sensors, “SBG01 - Specifications.” [Online]. Available: <https://www.hukseflux.com/products/heat-flux-sensors/heat-flux-meters/sbg01-heat-flux-meter>. [Accessed: 02-Dec-2020].
- [20] Hukseflux Thermal Sensors, “Li-19 Datalogger - Specifications.” [Online]. Available: <https://www.hukseflux.com/products/heat-flux-sensors/heat-flux-meters/li19-datalogger>. [Accessed: 02-Dec-2020].
- [21] Y. Cadavid and F. Cano, “Principio de Funcionamiento Cámara Termográfica y Radiómetro.” Medellín, 2016.
- [22] F. D. Rossini, *Selected values of chemical thermodynamic properties, vol 500*. Washington D.C: US Government Printing Office, 1952.
- [23] Testo, “Software de PC para el análisis termográfico – testo IRSoft.” [Online]. Available: <https://www.testo.com/es-AR/productos/irsoft>. [Accessed: 02-Dec-2020].
- [24] A. A. Amell Arrieta, J. Hernández V, and J. Cortés T, “Incidencia de los parámetros geométricos y de flujo en la tasa de aireación primaria y en las emisiones de monóxido de carbono en quemadores atmosféricos de mediana y alta presión,” *Rev. Fac. Ing.*, vol. 20, pp. 35–47, 2000.
- [25] ANSYS Inc., “ANSYS Fluent 12.0/12.1 Documentation,” *ANSYS Inc., USA*, 2013.

- [Online]. Available:  
[http://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/main\\_pre.htm](http://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/main_pre.htm).  
[Accessed: 05-Sep-2020].
- [26] C. K. Westbrook and F. L. Dryer, "Chemical kinetic modeling of hydrocarbon combustion," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 10, no. 1, pp. 1–57, Jan. 1984, doi: 10.1016/0360-1285(84)90118-7.
- [27] A. A. Amell Arrieta, "Fenómenos de flujo de fluido en sistemas de combustión gaseosos." Centro de Extensión Académica CESET - Universidad de Antioquia, Medellín, pp. 6–21, 2019.
- [28] I. N. Levine, *Physical Chemistry*, Fourth ed. New York: McGraw-Hill, 1996.
- [29] B. E. Poling, J. M. Prausnitz, and J. P. O'Connell, *The properties of Gases and Liquids*, Fifth Edit. McGraw-Hill, 2004.
- [30] R. Darby, *Chemical Engineering Fluid Mechanics*, Second Edi. New York: Marcel Dekker, 2001.
- [31] J. R. Welty, C. E. Wicks, R. E. Wilson, and G. L. Rorrer, *Fundamentals of Momentum, Heat and Mass Transfer*, Fifth Edit. Oregon: Wiley & Sons, 2008.
- [32] C. L. Yaws, *Yaws' Critical Property Data for Chemical Engineers and Chemists*. .
- [33] "Silicon Carbide, Alpha SiC." [Online]. Available: [http://www.matweb.com/search/datasheet\\_print.aspx?matguid=dd2598e783ba4457845586b58c8ea9fb](http://www.matweb.com/search/datasheet_print.aspx?matguid=dd2598e783ba4457845586b58c8ea9fb). [Accessed: 02-Feb-2021].
- [34] Composite Materials Handbook, *Composite Materials Handbook, Volume 5 - Ceramic Matrix Composites (CMH-17)*. Wichita, 2017.
- [35] D. Henao V, C. A. Cano, and A. A. Amell Arrieta, "Diseño y construcción de un quemador de tubo radiante regenerativo," *Rev. Fac. Ing.*, vol. 27, pp. 90–103, 2002.