

Trabajo Fin de Grado  
Grado en Ingeniería de las Tecnologías  
Industriales

Estudio y simulación de la combustión de un gas de  
síntesis procedente de la gasificación de biomasa.

Autor: Adrián Salinero González

Tutor: Alberto Gómez Barea

Dpto. de Ingeniería Química y Ambiental  
Escuela técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla

Sevilla, Septiembre 2019





Trabajo Fin de grado  
Grado en Ingeniería de las Tecnologías Industriales

# Estudio y simulación de la combustión de un gas de síntesis procedente de la gasificación de biomasa.

Autor:

Adrián Salinero González

Tutor:

Alberto Gómez Barea

Catedrático de Universidad

Dpto. de Ingeniería Química y Ambiental

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, Septiembre 2019



Trabajo Fin de Grado: Estudio y simulación de la combustión de un gas de síntesis procedente de la gasificación de biomasa.

Autor: Adrián Salinero González

Tutor: Alberto Gómez Barea

El tribunal nombrado para juzgar el Trabajo arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2019

El Secretario del Tribunal



*Un largo camino comienza con  
un primer paso.*





# Agradecimientos

---

Como todo lo que se consigue en esta vida, no lo consigue uno mismo por si solo, de forma voluntaria o involuntaria, consciente o inconsciente, es ayudado por muchos otros que le permiten alcanzar la meta que este se ha marcado.

Es por esto por lo que me parecería egoísta destacar a algunos en concreto y olvidarme de otros tantos que han aportado igualmente su granito de arena. Simplemente dar las gracias a aquel o aquella que me ha ayudado a alcanzar esta meta.



## Resumen

---

La combustión se encuentra presente en todo proceso industrial donde se necesita la generación de calor, como puede ser en la metalurgia, industria química o generación de energía eléctrica. Debido a la necesidad de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero y el uso de recursos renovables que aseguren la continuidad de los procesos, se busca sustituir a los combustibles tradicionales, como el carbón, derivados del petróleo y el gas natural, por otros más limpios y sostenibles. El uso de combustibles alternativos como la biomasa o residuos urbanos reducen el impacto de la actividad humana en el medio ambiente. Además de la combustión directa del combustible sólido, este se puede transformar en un gas mediante gasificación, lo que permite aprovecharlo de una manera más eficiente y limpia. Mediante el proceso de gasificación de la biomasa con aire se obtiene un gas de síntesis de poder calorífico mucho menor que otros combustibles gaseosos, por lo que su combustión requiere un diseño especial del quemador.

En este trabajo se busca estudiar el proceso de la combustión del gas producido en la gasificación de biomasa con aire, así como los equipos principales utilizados para asegurar el correcto desarrollo de la llama. En primer lugar, se revisan las distintas tecnologías que existen para la gasificación de biomasa. Posteriormente, mediante simulación CFD, se compara la combustión del gas natural con la de un gas de síntesis procedente de la gasificación de madera con aire en un reactor de lecho fluido burbujeante. Se estudian dos casos: (i) para un mismo caudal de combustible inyectado, y (ii) para la misma potencia calorífica generada en el quemador. El estudio se lleva a cabo utilizando el modelo RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) con un modelo  $k-\epsilon$  para describir el comportamiento de la mezcla turbulenta. Se estudian las diferencias en la dinámica de la llama y desarrollo de la combustión (campo de temperaturas, campo de velocidades, evolución de las fracciones másicas, etc.). A partir de esta comparación se predice el desempeño de un quemador diseñado para la quema de gas natural usado con un gas de gasificación de biomasa.



## Abstract

---

Fuel combustion is presented in many industrial processes where heat is demanded, like metallurgy, chemical industry or power generation utilities. Due to the necessity of reducing greenhouse gas emissions and the use of renewable resources, substitution of fossil fuels, like carbon, petroleum derivatives and natural gas by cleaner and sustainable fuel is required. The use of alternative fuels like biomass and waste reduces the environmental impact of human activities. Gasification of biomass allows the production of a low calorific gas that can be easily burned compared to the original solid fuel, reducing the pollutant emissions and increasing the combustion efficiency.

In this project the combustion of natural gas and a gas produced by biomass gasification (the gasification of wood pellets in a bubbling fluidized bed BFB is taken as reference) is studied by CFD simulations. Two different cases are considered: (i) equal mass flow rate to the burner and (ii) equal power output. The Reynolds Averaged Navier-Stokes equations (RANS) with the  $k-\epsilon$  turbulent model using ANSYS FLUENT are used for the simulations. It is compared the flame dynamics, temperature and velocity fields, mass fraction evolution, etc. from the natural gas and biomass gasification gas for the two cases studied. The performance of a burner designed for natural gas working with synthesis gas is analyzed.



# Índice

<b>Agradecimientos</b> .....	<b>ix</b>
<b>Resumen</b> .....	<b>xi</b>
<b>Abstract</b> .....	<b>xiii</b>
<b>Índice de Tablas</b> .....	<b>xvii</b>
<b>Índice de Figuras</b> .....	<b>xix</b>
<b>Notación</b> .....	<b>xxi</b>
<b>1 Introducción</b> .....	<b>1</b>
1.1. <i>Justificación</i> .....	1
1.2. <i>Objetivos</i> .....	3
1.3. <i>Estructura</i> .....	4
<b>2 Fundamentos de combustión de mezclas gaseosas</b> .....	<b>5</b>
2.1. <i>Termodinámica de la combustión</i> .....	5
2.1.1. Reacciones de combustión y cálculos estequiométricos.....	5
2.1.2. Temperatura adiabática de llama .....	6
2.1.3. Cinética química de la combustión .....	6
2.1.4. Reacciones elementales.....	7
2.1.5. Reacciones globales.....	8
2.2. <i>Llamas, clasificación y propiedades</i> .....	9
2.2.1. Llama de premezcla laminar .....	9
2.2.1.1. Límites de inflamabilidad .....	11
2.2.2. Llama de premezcla turbulenta.....	11
2.2.3. Llamas de difusión .....	13
2.3. <i>Calderas, quemadores y sistemas de control</i> .....	14
2.3.1. Calderas de vapor .....	14
2.3.1.1. Calderas de vapor pirotubulares .....	15
2.3.1.2. Calderas de vapor acuotubulares.....	15
2.3.1.3. Comparación entre calderas pirotubulares y acuotubulares .....	15
2.3.2. Quemadores .....	16
2.3.2.1. Quemadores industriales de gas .....	16
2.3.2.2. Generador de turbulencia de un quemador .....	16
2.3.3. Equipos auxiliares de control.....	17
2.3.3.1. Control de la combustión.....	17
2.3.3.2. Rampa de gas.....	18
2.3.3.3. Control de la seguridad .....	19
2.4. <i>Generación del biogas</i> .....	19
2.4.1. Proceso de la gasificación .....	20
2.4.2. Tecnologías de gasificación.....	20
2.4.2.1. Gasificadores de lecho fijo .....	20

2.4.2.2.	Gasificadores de lecho fluido burbujeante (BFB).....	21
2.4.2.3.	Gasificador de lecho fluido circulante (CFB).....	22
2.4.2.4.	Gasificación presurizada .....	23
2.4.2.5.	Composición de los productos .....	23
<b>3</b>	<b>Comparación entre la llama de gas natural y gas de síntesis.....</b>	<b>24</b>
3.1.	<i>Selección del modelo de simulación.....</i>	24
3.1.1.	Modelado fluidomecánico y combustión.....	24
3.1.1.1.	Ecuaciones de gobierno en el modelo Eddy Dissipation (ED).....	25
3.1.2.	Modelado de la turbulencia .....	26
3.1.2.1.	Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) .....	26
3.2.	<i>Diseño geométrico del quemador.....</i>	29
3.2.1.	Tobera axial.....	30
3.2.2.	Tobera anular .....	30
3.2.3.	Generador de swirl.....	31
2.4.3.	Entrada de aire secundario.....	31
2.4.4.	Cámara de combustión.....	31
3.3.	<i>Condiciones de contorno.....</i>	32
3.3.1.	Gas de síntesis de estudio.....	32
3.3.2.	Composiciones del gas natural y el Biogás.....	33
3.3.3.	Datos de partida .....	33
3.3.4.	Mallado del quemador y cámara de combustión.....	35
3.4.	<i>Resultados.....</i>	36
3.4.1.	Oxígeno teórico, composición del gas a la salida y temperatura adiabática de llama.....	36
3.4.2.	Velocidad axial .....	37
3.4.3.	Campo de temperaturas.....	42
3.4.4.	Fracción másica .....	46
3.5.	<i>Conclusiones .....</i>	51
3.6.	<i>Estudio Paramétrico.....</i>	52
3.6.1.	Condiciones de contorno.....	52
3.6.2.	Resultados.....	53
3.6.3.	Conclusiones del análisis de sensibilidad.....	57
3.7.	<i>Trabajos futuros .....</i>	57
<b>4</b>	<b>Referencias .....</b>	<b>58</b>
	<b>Anexos .....</b>	<b>61</b>
	<i>Anexo 1. Cálculo de las condiciones de entrada .....</i>	61
	<i>Anexo 2. Configuración Ansys Fluent.....</i>	64
	Configuración del modelo .....	64
	Propiedades del material.....	64
	Condiciones de contorno.....	70
	Opciones de resolución .....	73



## ÍNDICE DE TABLAS

---

Tabla 2.1 Constantes para la reacción global [9]	8
Tabla 2.2 Límites de inflamabilidad de mezclas de gas-aire a 20°C y presión atmosférica [6]	11
Tabla 3.1 Composición gas natural	33
Tabla 3.2 Composición gas de síntesis	33
Tabla 3.3 Condiciones de contorno para la misma velocidad de combustible a la entrada.	34
Tabla 3.4 Condiciones de contorno para la misma potencia introducida a la entrada	34
Tabla 3.5 características del mallado	35
Tabla 3.6 Estadísticas del mallado	35
Tabla 3.7 Composición gases de salida gas natural	36
Tabla 3.8 Composición gases de salida gas de síntesis	37
Tabla 3.9 Condiciones de contorno para el estudio paramétrico	53
Tabla 3.10 Resultados del estudio paramétrico	54
Tabla 3.11 Diferencias de temperatura entre la máxima y de salida	54
Tabla 3.12 Longitud de llama para los cuatro casos de estudio	56



## ÍNDICE DE FIGURAS

---

Figura 1.1 Recorrido de la radiación solar que llega a la Tierra [1]	1
Figura 1.2 Concentración de CO <sub>2</sub> y temperatura terrestre desde el año 100 al 2000 [1]	2
Figura 1.3 Estructura de la generación eléctrica peninsular en 2016 y 2017 (%) [4]	3
Figura 2.1 Exceso de aire-ratio de equivalencia [8]	6
Figura 2.2 Esquema mechero Bunsen [9]	9
Figura 2.3 Líneas de corriente en la zona de reacción [9]	10
Figura 2.4 Evolución de los reactivos y temperatura en la llama [8]	10
Figura 2.5 Diagrama de las regiones de los distintos tipos de llama de premezcla [8]	12
Figura 2.6 Transición llama de difusión de laminar a turbulento [8]	14
Figura 2.7 Zonas de recirculación en un quemador con generador de turbulencia [15]	17
Figura 2.8 Grupo de regulación y caudal de un quemador de gas [6]	18
Figura 2.9 Elementos de una rampa de gas [17]	19
Figura 2.10 Esquema gasificador updraft [18]	21
Figura 2.11 Esquema gasificador downdraft [18]	21
Figura 2.12 Esquema del gasificador de lecho fluido burbujeante (BFB) [18]	22
Figura 2.13 Esquema gasificador de lecho fluido circulante [18]	23
Figura 3.1 Diseño quemador Roback & Johnson [31]	30
Figura 3.2 Tobera axial de entrada del combustible	30
Figura 3.3 Detalle de la tobera anular del quemador	31
Figura 3.4 Generador de swirl del quemador	31
Figura 3.5 Entrada de aire secundario a la cámara de combustión	31
Figura 3.6 Cámara de combustión	32
Figura 3.7 Esquema planta piloto gasificador de lecho fluido burbujeante [33]	32
Figura 3.8 Vista general del mallado	35
Figura 3.9 Detalle del mallado en el quemador y entrada a la cámara de combustión	36
Figura 3.10 Recirculación en el perfil de llama Roback & Johnson [30]	37
Figura 3.11 Campo de velocidades en la cámara de combustión del gas natural	38
Figura 3.12 detalle del contorno de velocidades a la entrada de la cámara de combustión del gas natural	38
Figura 3.13 Distribución de velocidades a la entrada de la cámara de combustión del biogás	38
Figura 3.14 perfil de velocidades a lo largo de la cámara de combustión en el caso del biogás	39

Figura 3.15 líneas de corriente del combustible para la combustión del gas natural	40
Figura 3.16 líneas de corriente del combustible para la combustión del gas de síntesis	40
Figura 3.17. Campo de velocidades en la combustión del gas natural (arriba) y biogás (abajo).	41
Figura 3.18. Velocidad a lo largo de la cámara de combustión.	41
Figura 3.19 Líneas de corriente desde la entrada del quemador para gas natural (arriba) y biogás (abajo)	42
Figura 3.20 Campo de temperaturas en la cámara de combustión para el gas natural y biogás	43
Figura 3.21 Perfil de temperatura en el punto medio a lo largo de la cámara de gas natural y biogás	43
Figura 3.22 Perfil de temperaturas para distintas secciones de la cámara de gas natural y biogás	44
Figura 3.23. Campo de temperaturas en la cámara de combustión para el gas natural y el biogás	45
Figura 3.24. Evolución de la temperatura a lo largo de la línea media	45
Figura 3.25 Perfil de temperatura a distintas secciones de la cámara	46
Figura 3.26 Contorno de la fracción másica de $\text{CH}_4$ en la cámara de combustión de gas natural	46
Figura 3.27 Contorno de la fracción másica de $\text{CO}$ en la cámara de combustión de biogás	47
Figura 3.28 Perfil de fracción másica de $\text{CH}_4$ y $\text{CO}$ a lo largo de la cámara de combustión	47
Figura 3.29 Perfil de fracciones másicas de $\text{CH}_4$ y $\text{CO}$ para distintas secciones de la cámara	48
Figura 3.30 Contorno de la fracción másica de $\text{O}_2$ en la cámara de combustión del gas natural y biogás	48
Figura 3.31. Campo de fracciones másicas de metano (arriba) y monóxido de carbono (abajo).	49
Figura 3.32. Porcentaje de combustible restante a lo largo de la cámara	50
Figura 3.33 Porcentaje remanente respecto al inicial a 0,075 m y 0,15m del quemador	50
Figura 3.34 Evolución de la fracción másica de oxígeno a lo largo de la cámara el gas natural y biogás	50
Figura 3.35 Perfil de velocidades en el punto medio a lo largo de la cámara de coombustión	54
Figura 3.36 Perfil de temperatura en el punto medio del cilindro a lo largo de la cámara	55
Figura 3.37 Campo de temperaturas del estudio paramétrico	55
Figura 3.38 Campo de fracciones másicas de $\text{CO}$ a lo largo del plano medio de la cámara de combustión	56
Figura 3.41 Perfil de fracción másica de $\text{CO}$ a lo largo de la cámara de combustión para su punto medio	57

## Notación

---

A	Constante de reacción global
E	Energía de activación, $J \cdot K^{-1} \cdot mol^{-1}$
ER	Kg de aire alimentado dividido entre kg de aire estequiométrico
G	Flujo de cantidad de movimiento,
k	Constante de la velocidad de reacción, $L/mol \cdot s$
l	Intensidad turbulenta, %
M	Masa molecular, $kg/mol$
m	Masa, kg
n	Número de moles, mol
S	Swirl, $s^{-1}$
SBR	Flujo de vapor dividido entre el flujo de biomasa alimentado
V	Velocidad, m/s
$\frac{\partial}{\partial t}$	Derivada parcial respecto al tiempo
$\frac{\partial}{\partial x_i}$	Derivada parcial respecto a la dirección axial

### *Abreviaturas*

Cble	Combustible
C, H, N, O	Carbono, hidrógeno, nitrógeno, oxígeno
cm	centímetro
Kg	Kilogramo
mm	milímetro
Esc.	Escala
Long.	longitud

### *Subíndices*

as	Aire seco
f	Combustible
i	Subespecie de un compuesto
r	reactivo

p	producto
x	Dirección axial

# 1 INTRODUCCIÓN

En este primer capítulo se justifica la realización de este trabajo final de grado. Para ello presentamos el estado actual de la producción de la energía eléctrica, además de describir los objetivos de este proyecto y como está estructurado.

## 1.1. Justificación

Casi la mitad de la radiación solar que llega a nuestra atmósfera penetra la superficie de la Tierra, mientras el resto es reflejado por la atmósfera y retorna al espacio, o la absorben gases y partículas de polvo. La energía solar que alcanza la superficie de la Tierra calienta el suelo y los océanos que, a su vez, liberan calor en forma de radiación infrarroja. Los gases de efecto invernadero (GEI) que se encuentran en la atmósfera, como dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ) e hidrofluorocarbonos (HFC) entre otros, absorben parte de esta radiación producida por la Tierra y la emiten en todas las direcciones (ver *figura 1.1*), volviendo así parte de nuevo a la superficie terrestre quedando esta atrapada bajo la atmósfera. El efecto neto de este fenómeno es el calentamiento de la superficie del planeta a la temperatura actual [1].

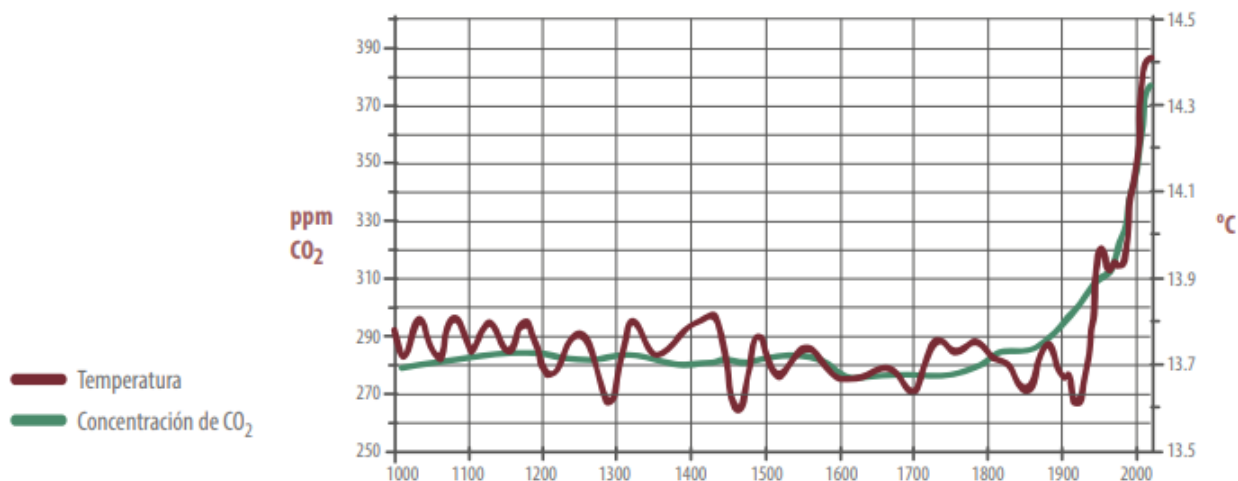
Las concentraciones de dióxido de carbono, metano y óxidos de nitrógeno en la atmósfera han experimentado un notable crecimiento desde la revolución industrial a mediados del siglo XVIII. Fue entonces cuando comenzó la quema de grandes cantidades de combustibles, para poder así extraer el calor necesario para los distintos procesos industriales de la época, estos eran los combustibles fósiles, carbón principalmente.

Los combustibles fósiles son aquellos que proceden de la descomposición de la materia orgánica en eras pasadas. Esta, tras ser enterrada, ha sufrido procesos de transformación debido al aumento de la presión y la temperatura, produciendo sustancias de gran contenido energético, como el carbón, el petróleo o el gas natural [2]. Los combustibles fósiles se consideran como un recurso no renovable debido a su ínfima tasa de producción, ya que tarda miles e incluso millones de años en producirse.



*Figura 1.1 Recorrido de la radiación solar que llega a la Tierra [1]*

Hay evidencias, siendo abordado en numerosos artículos científicos, que la quema de combustibles fósiles que se está llevando a cabo durante los últimos tres siglos se traduce en un aumento en la atmósfera de los GIE (dióxido de carbono principalmente), lo que produce una mayor retención de la radiación terrestre y, por lo tanto, una mayor temperatura superficial. En la figura (ver *figura 1.2*) se puede observar como en el comienzo de la revolución industrial empieza a aumentar las concentraciones de CO<sub>2</sub> en la atmósfera y con ello la temperatura media terrestre, resultado de la combustión de los combustibles fósiles entre otras causas, como la deforestación.



*Figura 1.2 Concentración de CO<sub>2</sub> y temperatura terrestre desde el año 100 al 2000 [1]*

Con estas evidencias, actualmente, la mayoría de los países del mundo son conscientes de la certeza del cambio climático y trabajan por paulatinamente reducir sus emisiones de los gases de efecto invernadero. Así se estableció en el protocolo de Kioto, en la convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático (CMNUCC) en 1998, por el cual las distintas naciones adscritas se comprometen a cumplir los compromisos cuantificados de limitación y reducción de sus emisiones antropógenas agregadas [3], CO<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub>, HFC, entre otros.

En la lucha contra el cambio climático, las energías renovables juegan un papel fundamental. Además de reducir las emisiones de gases contaminantes, su uso también permite disminuir la dependencia a los combustibles fósiles como el carbón y el petróleo.

La energía eléctrica es el pilar más importante de la civilización moderna. Históricamente, la generación eléctrica tiene asociado un proceso de combustión, aunque ahora existen otras tecnologías que permiten obtener energía eléctrica sin tener que recurrir a una combustión que emita gases de efecto invernadero, como la conversión de la energía solar y la eólica, esta se produce de forma intermitente, por lo que seguimos precisando de procesos de combustión y del uso de la energía nuclear para asegurar el cubrir la demanda de energía eléctrica en todo momento.

Cabe destacar que, en el caso de España, en el año 2017, debido a una gran caída de la hidráulica como fuente de energía eléctrica, la obtención de esta mediante combustibles fósiles en ciclos combinados y combustión del carbón creció notablemente respecto al año 2016. Concretamente, los ciclos combinados aumentaron su producción respecto al año 2016 en un 31,8% y las centrales de carbón peninsulares generaron un 21,0% más que el año anterior [4] (ver *figura 1.3*). Esto presenta la necesidad de buscar combustibles alternativos que disminuyan la presente dependencia a los combustibles fósiles convencionales.

El uso del gas natural está extendido por todo el mundo, en el sector petroquímico como materia prima para aquellas que requieren metano (principal componente del gas natural) para generar una serie de subproductos, como el metanol o el amoníaco y en el sector industrial y doméstico, como combustible. Dado su alto poder calorífico, el gas natural es utilizado como combustible en las calderas para generar vapor sobrecalentado en la generación de energía eléctrica, vapor saturado para distintos procesos industriales y agua caliente sanitaria para las viviendas. Aunque el gas natural es conocido como el combustible fósil menos contaminante, igualmente es no renovable, emite gases de efecto invernadero (CO<sub>2</sub> principalmente), su extracción y transporte causa efectos negativos sobre el medio natural y las reservas de este son limitadas.



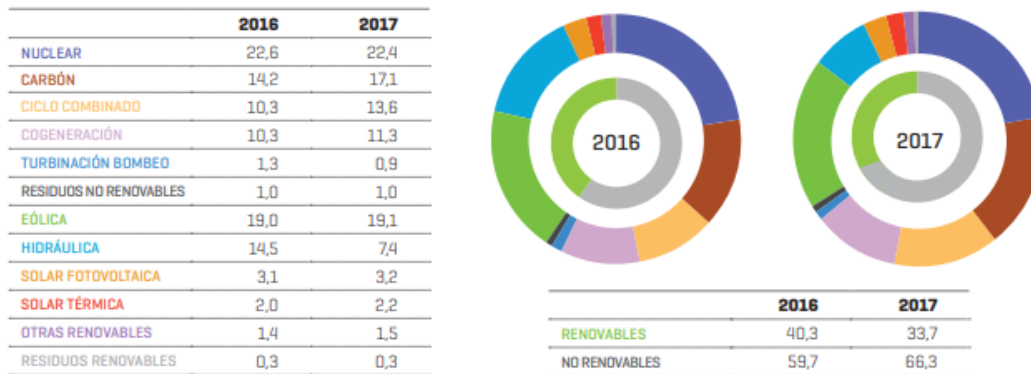


Figura 1.3 Estructura de la generación eléctrica peninsular en 2016 y 2017 (%) [4]

Por esto en las últimas décadas se han ido desarrollando diferentes tecnologías que permiten obtener gases de bajo poder calorífico (gas de síntesis o biogás) aptos para la combustión que nos permitan sustituir al gas natural y carbón y asegurar los procesos en los años venideros.

El biogás como combustible puede ser utilizado en calderas que permitan sustituirlo por el gas natural para la producción de agua caliente sanitaria, vapor saturado o en la generación de energía eléctrica. Un ejemplo de esto último es el vertedero de Plessis Gassot, en el norte de París, donde es producido un biogás mediante la digestión de los residuos orgánicos procedentes de la ciudad para alimentar a una caldera de 17 MW de potencia [5].

Con la combustión de la biomasa conseguimos reducir las emisiones de CO<sub>2</sub> a la atmósfera ya que se dice que cerramos el ciclo, el dióxido de carbono resultante de la combustión de la biomasa como puede ser, por ejemplo, una planta, es la misma cantidad que esta ha estado absorbiendo durante su crecimiento, por lo que, de esta forma, el balance de CO<sub>2</sub> en la atmosfera al final del ciclo es nulo.

El gas combustible procedente de la biomasa tiene características y un comportamiento que difiere del gas combustible mas usado, el gas natural. El propósito de este trabajo final de grado es, a través de los conocimientos básicos sobre combustión y fluidomecánica computacional (CFD), tratados en los primeros capítulos, abordar y caracterizar las diferencias existentes entre la combustión de estos gases, así como proporcionar una idea sólida sobre que partes de un quemador y hogar de una caldera, diseñados en primera instancia para la quema de gas natural, son necesarios modificar para poder quemar un biogás eficientemente, manteniendo la capacidad calorífica de la caldera.

## 1.2. Objetivos

Todo lo descrito anteriormente permite plantear una serie de objetivos a cumplir en este Trabajo final de grado:

- Conocer en detalle el fenómeno de la combustión en general, y el de un gas en una caldera en particular.
- Conocer los equipos en los que se produce la combustión de un gas, así como los sistemas de control que permiten que esta se desarrolle correctamente.
- Estudiar los métodos de producción del gas de síntesis, especialmente a partir de la biomasa.
- Comparar mediante software CFD, en particular Ansys Fluent, el proceso de combustión del gas natural y de un gas de síntesis obtenido a partir de la gasificación de biomasa derivada de madera o residuos, con aire como agente gasificante. En particular se hará énfasis en la producción mediante reactor de lecho fluidizado.
- Entender las diferencias entre los dos escenarios y estudiar como afectan las diferentes variables del gas de biomasa (su composición y, en consecuencia, su poder calorífico) al proceso de combustión en un quemador de una caldera de gas.

### 1.3. Estructura

Este trabajo consta de dos partes, una primera parte de revisión bibliográfica donde se desarrollan los contenidos teóricos que se aplicarán posteriormente y una segunda parte donde se compara la combustión del gas natural con la del biogás.

Para esta primera parte, en el capítulo 2 se resumen los conceptos fundamentales de la química del proceso de combustión, con especial énfasis en combustibles gaseosos que se queman en forma de llama. Posteriormente se presentan los distintos tipos de calderas que hay en el mercado, los quemadores de gas, así como los principales equipos de control de los quemadores para asegurar la adecuada combustión dentro del hogar de la caldera. Cierra esta primera parte de revisión bibliográfica una descripción de los distintos procesos existentes para la obtención del biogás.

La segunda parte de este trabajo comienza en el capítulo 3, donde se compara, mediante simulación CFD, la combustión del gas natural con la de un biogás producido a partir de la gasificación de biomasa para dos casos. Un primer caso donde se introduce el mismo caudal de combustible a la cámara, tanto para el gas natural como para el biogás, y un segundo caso donde se introduce la misma potencia calorífica de gas (30 kW), ambos casos en un quemador que conecta a una cámara de combustión cilíndrica de 160 mm de diámetro y 1200 mm de largo. Para finalizar, en el capítulo 4 se desarrolla un estudio paramétrico de la combustión para distintas composiciones del gas de síntesis, ya que, en su producción, la composición de este gas no es siempre constante, si no que sufre variaciones dependiendo de las condiciones de los flujos de entrada al proceso de gasificación.

# 2 FUNDAMENTOS DE COMBUSTIÓN DE MEZCLAS GASEOSAS

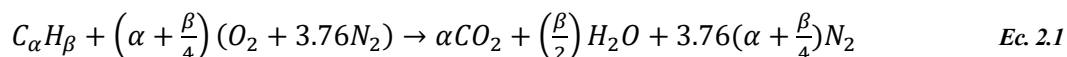
En este capítulo se desarrollan los conocimientos sobre la combustión que se han aplicado en capítulos posteriores, abordándose conceptos como las reacciones de combustión y cálculos estequiométricos, temperatura adiabática de llama, clasificación y propiedades de los distintos tipos de llama, así como el equilibrio químico y la cinética de la combustión homogénea, de particular aplicación a la combustión en llama como los que se estudian en este trabajo.

## 2.1. Termodinámica de la combustión

La combustión es la reacción de oxidación de las sustancias combustibles [6]. En el presente, sobre el 90% del soporte energético mundial (en tráfico, generación de energía eléctrica, calefacción) es proporcionado por la combustión, por lo tanto, vale la pena estudiar su proceso [7].

### 2.1.1. Reacciones de combustión y cálculos estequiométricos

Para un combustible que contiene carbón e hidrógeno, el cual es quemado completamente con una cantidad estequiométrica de aire, un balance atómico de C, H, O y N nos lleva a la expresión general siguiente:



Donde  $\alpha$  y  $\beta$  son el número de átomos de carbono e hidrógeno en una molécula del combustible. Alternativamente también podemos caracterizar  $\alpha$  y  $\beta$  como las respectivas fracciones molares de C y H en el combustible. Los moles de aire estequiométrico por mol de combustible son:

$$\frac{n_{as}}{n_f} = 4.76 \left(\alpha + \frac{\beta}{4}\right) \quad Ec. 2.2$$

La proporción estequiométrica combustible/aire en peso será:

$$f_s = \frac{m_f}{m_{as}} = \frac{M_f n_f}{M_{as} n_{as}} = \frac{M_f}{29.0(\alpha + \beta/4)(4.76)} \quad Ec. 2.3$$

Las ecuaciones anteriores nos permiten obtener la cantidad de oxígeno estrictamente necesaria para la combustión de la unidad de combustible. Normalmente las combustiones no se realizan con el aire mínimo necesario, así, se define el porcentaje de exceso de aire como:

$$\% \text{ exceso de aire} = \frac{100(m_a - m_{as})}{m_{as}} = \frac{100(n_a - n_{as})}{n_{as}} = \frac{100(n_{O_2} - n_{O_2(s)})}{n_{O_2(s)}} \quad Ec. 2.4$$

Algunas veces se usa el ratio de equivalencia en vez del exceso de aire para describir la mezcla de combustible y aire. El ratio de equivalencia (F) se define como la proporción másica combustible/aire (f) dividido entre la proporción másica combustible/aire estequiométrica ( $f_s$ ):

$$F = \frac{f}{f_s} \quad Ec. 2.5$$

El exceso de aire está directamente relacionado con el ratio de equivalencia. Usando la Ec. 2.4 se llega a:

$$\% \text{ exceso de aire} = \frac{100(1-F)}{F} \quad Ec. 2.6$$

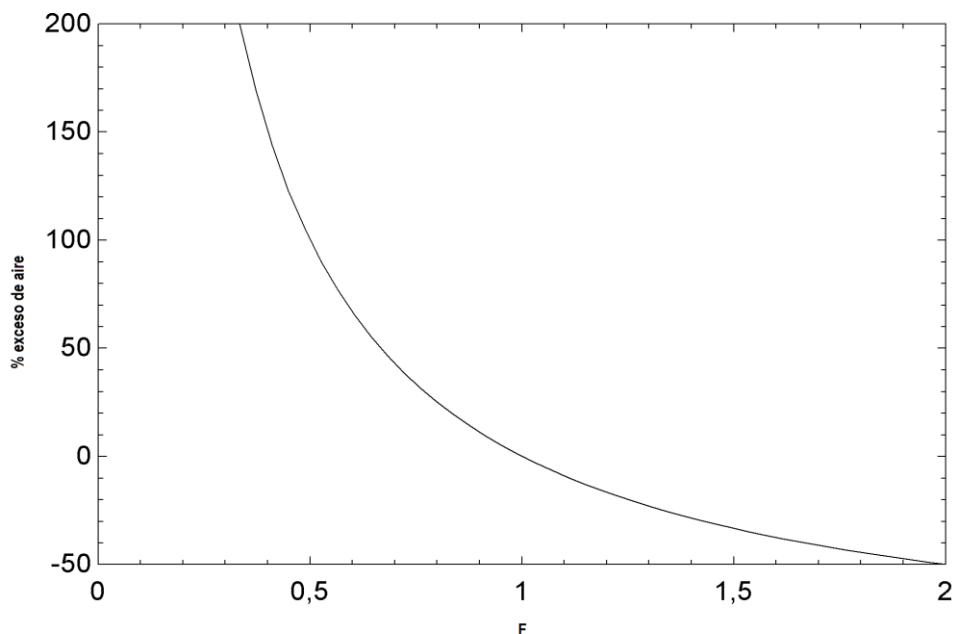


Figura 2.1 Exceso de aire-ratio de equivalencia [8]

En la figura 2.1 podemos apreciar que para mezclas pobres en combustible el exceso de aire tiende a infinito, esto es porque el ratio de equivalencia es preferible en motores de combustión interna que frecuentemente son mezclas pobres [8].

Otro parámetro muy utilizado es el factor de mezcla (mixture fraction) que se puede definir en función de la fracción másica de cada componente como:

$$f = \frac{Y_i - Y_{i,comburente}}{Y_{i,combustible} - Y_{i,comburente}} \quad \text{Ec. 2.7}$$

### 2.1.2. Temperatura adiabática de llama

Entendemos por temperatura adiabática de llama a la máxima temperatura que pueden alcanzar los productos de la combustión, ya que se obtendría si todo el calor desarrollado por el proceso se utilizase íntegramente para calentar dichos productos [6].

En un sistema de flujo adiabático ( $\delta Q = 0$ ) a presión constante, la primera ley de la termodinámica te permite calcular procesos que van de un estado de equilibrio a otro, como es la conversión de reactivos en productos. Si la energía cinética es pequeña comparado con la entalpía, resulta que los gases previos a la combustión (denotado con el subíndice u del inglés “unburnt”) y los gases quemados (denotado con el subíndice b del inglés “burnt”) tienen la misma entalpía específica:

$$dH = 0 \rightarrow h^u = \sum_{j=1}^S w_j^u h_j^u = \sum_{j=1}^S w_j^b h_j^b = h^b \quad \text{Ec. 2.8}$$

Siendo el proceso a presión constante,

$$h_j^b = h_j^u + \int_{T_u}^{T_b} C_p^b dT \quad \text{Ec. 2.9}$$

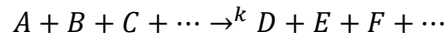
Usando estas ecuaciones la temperatura adiabática de llama ( $T_b$ ) puede ser determinada.

### 2.1.3. Cinética química de la combustión

Si las reacciones químicas son mucho más rápidas que otros procesos como la difusión y la transmisión de calor, la termodinámica es suficiente para caracterizar el estado del sistema en cada punto (localmente). Sin embargo,

en la mayoría de los casos las reacciones químicas ocurren en escalas de tiempo comparables a los procesos de transporte, por lo que es necesario tener en cuenta la velocidad de reacción [7].

La ley de la velocidad para una reacción química, se describe de forma general por la ecuación:



donde A, B, C, ... denota las diferentes especies involucradas en la reacción. La ley de la velocidad describe una formulación empírica de la velocidad de reacción, como es la tasa de producción o consumo de especies en una reacción química (ver Homann 1975). Fijándonos en el consumo de la especie A, la velocidad de reacción puede ser expresada como:

$$\frac{d[A]}{dt} = -k * [A]^a [B]^b [C]^c \dots$$

Aquí a, b, c, ... son los órdenes de reacción con respecto a las especies A, B, C, ... and  $k$  es la constante de velocidad de la reacción.

#### 2.1.4. Reacciones elementales

A una reacción que tiene lugar mediante un proceso de colisión entre átomos o moléculas se le denomina reacción elemental para distinguirlas de las reacciones globales, las cuales son resultado de muchas reacciones elementales [8].

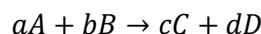
La velocidad de reacción para cada reacción elemental proviene de encuentros individuales entre moléculas y no depende del ambiente de la mezcla. este hecho permite la aplicación de velocidades de reacción elementales determinadas bajo condiciones de laboratorio idealizadas, como baja presión y presencia de solo especies reactivas, a situaciones complejas donde la presión puede ser alta y muchas otras especies pueden estar presentes. Por el contrario, los datos de velocidad obtenidos para una reacción global normalmente no pueden aplicarse fuera del rango de las condiciones experimentales. Desde el punto de vista químico-físico, una reacción elemental tiene la ventaja de poder ser evaluada por un modelo teórico; sin embargo, para fines de ingeniería, los datos experimentales de las tasas de reacción elemental son casi siempre preferidos [8].

Se ha observado desde la teoría cinética de gases y experimentalmente que la constante de velocidad de reacción para una reacción elemental es una función exponencial de la temperatura y es llamada como la ecuación de Arrhenius:

$$k = k_0 e^{-\frac{E}{RT}} \quad \text{Ec. 2.10}$$

Donde  $k_0$  es el factor preexponencial y E es la energía de activación para de la reacción. La energía de activación es la energía necesaria para transformar los reactivos en productos. Ambos, E y  $k_0$  han sido determinados a través de experimentos para la mayoría de las reacciones que ocurren en combustión [Baulch].

Siendo una reacción elemental en su forma general,



Donde a, b, c, d son los coeficientes estequiométricos, la velocidad de destrucción de A viene dado por:

$$\frac{d[A]}{dt} = -ak_f [A]^a [B]^b \quad \text{Ec. 2.11}$$

Sabiendo que las reacciones elementales son reversibles, la velocidad de reacción inversa de A es,

$$\frac{d[A]}{dt} = ak_b [C]^c [D]^d \quad \text{Ec. 2.12}$$

Combinando las reacciones de avance y retorno, la velocidad de reacción de A es

$$\frac{d[A]}{dt} = (ak_b [C]^c [D]^d - ak_f [A]^a [B]^b) \quad \text{Ec. 2.13}$$

En el equilibrio,  $\frac{d[A]}{dt} = 0$ , y

$$\frac{k_f}{k_b} = \frac{[C]^c [D]^d}{[A]^a [B]^b} \quad \text{Ec. 2.14}$$

Estudiando las ecuaciones del equilibrio químico se llega a la conclusión de que el coeficiente de las velocidades de reacción de avance y retorno es igual a la constante de equilibrio termodinámico basado en las concentraciones,  $K_c$ :

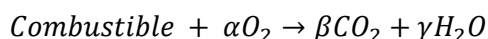
$$\frac{k_f}{k_b} = K_c \quad \text{Ec. 2.15}$$

Donde  $K_c = K_p(RT)^{a+b-c-d}$ , siendo  $K_p$  la constante de equilibrio termodinámico basado en las presiones parciales.

la mayoría de las aplicaciones prácticas de la combustión involucran flujo de masa y transferencia de calor además de la combustión. Si se puede identificar las reacciones elementales que se producen en una situación dada y si se pueden obtener constantes de velocidad de reacción válidas, entonces se puede analizar el problema resolviendo las ecuaciones de velocidad cinética simultáneamente con las ecuaciones de masa, momento y conservación de energía. El número de problemas prácticos que se han resuelto siguiendo esta ruta se ha limitado hasta la fecha por la falta de datos cinéticos y las dificultades numéricas para resolver estas ecuaciones. El trabajo continúa en ambos frentes y se ha logrado un progreso significativo en la resolución de grandes conjuntos de ecuaciones químicas cinéticas [8].

### 2.1.5. Reacciones globales

Para los combustibles de hidrocarburos los esquemas de reacción elementales son tan complejos que generalmente no es factible considerar todas las especies que reaccionan químicamente y sus velocidades de reacción al analizar sistemas de combustión prácticos. Para simplificar la química es útil usar un esquema de reacción global. Las reacciones globales de un solo paso han recibido un gran interés en los últimos años por simplificar enormemente los códigos numéricos fluidomecánicos, esta es:



Donde  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  son los coeficientes estequiométricos. Entonces la expresión de la velocidad de reacción global es:

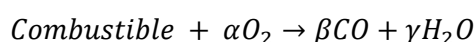
$$r_{comb} = \frac{d[comb]}{dt} = -AT^n p^m \exp\left(-\frac{E}{RT}\right) * [comb]^a [O_2]^b \quad \text{Ec. 2.16}$$

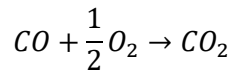
Donde para muchos casos uno puede tomar  $n = m = 0$  para un rango determinado de temperatura y presión. Las constantes globales para la ecuación 2.16 vienen dados en la *tabla 2.1* para algunos de los hidrocarburos más usados.

Combustible	A(un paso)	A(dos pasos)	E(kcal/gmol)	a	b
CH <sub>4</sub>	1,3·10 <sup>9</sup>	2,8·10 <sup>9</sup>	48,4	-0,3	1,3
CH <sub>4</sub>	8,3·10 <sup>6</sup>	1,5·10 <sup>7</sup>	30	-0,3	1,3
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	1,1·10 <sup>12</sup>	1,3·10 <sup>12</sup>	30	0,1	1,65
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	8,6·10 <sup>11</sup>	1,0·10 <sup>12</sup>	30	0,1	1,65
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	7,4·10 <sup>11</sup>	8,8·10 <sup>11</sup>	30	0,15	1,6
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	6,4·10 <sup>11</sup>	7,8·10 <sup>11</sup>	30	0,25	1,5
C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	5,7·10 <sup>11</sup>	7,0·10 <sup>11</sup>	30	0,25	1,5
C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	5,1·10 <sup>11</sup>	6,3·10 <sup>11</sup>	30	0,25	1,5
C <sub>7</sub> H <sub>8</sub>	1,6·10 <sup>11</sup>	1,9·10 <sup>11</sup>	30	-0,1	1,85

*Tabla 2.1 Constantes para la reacción global [9]*

La reacción global de un paso sobreestima la liberación de calor debido a que se considera una combustión completa, mientras que en la reacción real la oxidación de CO continúa después de que todo el combustible haya sido oxidado. Para mejorar esto, se puede usar un esquema de combustión en dos pasos:





La velocidad de reacción para la oxidación del CO viene dada por la expresión

$$\frac{d[CO]}{dt} = -10^{14.6} \exp\left(\frac{-40,000}{RT}\right) [CO]^{1.0} [O_2]^{0.25} [H_2O]^{0.50} \quad \text{Ec. 2.17}$$

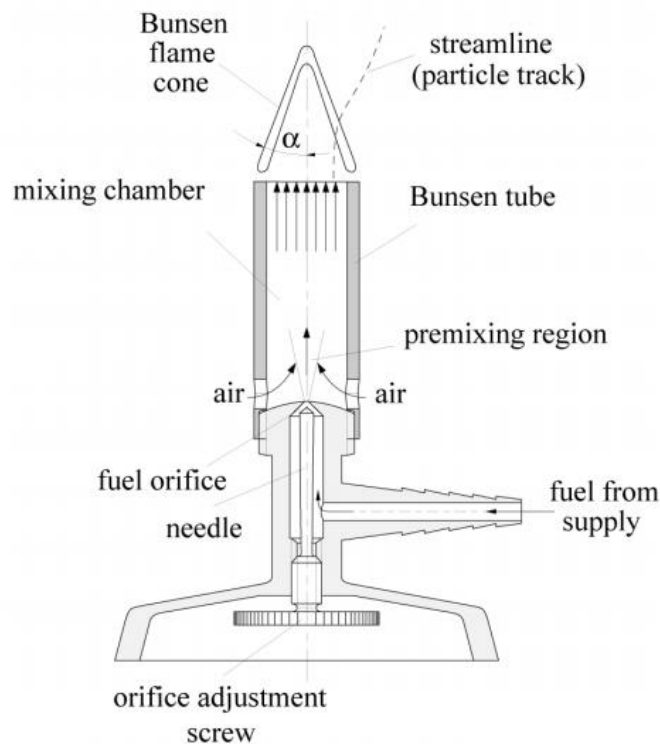
## 2.2. Llamas, clasificación y propiedades

La llama es la zona o región en la que tiene lugar la reacción de combustión entre el gas combustible y el gas comburente [6]. Idealizando hay dos tipos de llamas: llamas de premezcla y llamas de difusión. Las llamas de premezcla resultan de la combustión de combustibles gaseosos que han sido previamente mezclados perfectamente con oxígeno. Una llama de premezcla, a presión constante, es una rápida reacción exotérmica que radia luz y calor y se propaga como una delgada zona a una velocidad inferior a varios metros por segundo. Las llamas de premezcla laminares tienen una única velocidad del frente de llama para una mezcla de combustible-oxidante dada, la turbulencia aumenta la velocidad del frente de llama. Por otro lado, las llamas de difusión son aquellas en las que combustible y oxidante se introducen por dos caudales separados produciéndose la combustión a medida que se van mezclando. Las llamas de difusión están dominadas por el mezclado de los reactivos, puede ser laminar o turbulenta, teniendo lugar la reacción de combustión en la superficie formada entre el combustible y el oxidante [8].

### 2.2.1. Llama de premezcla laminar

Para mezclas estequiométricas de hidrocarburos con aire ambiente, el espesor de la llama (donde se produce la reacción química) suele rondar el milímetro de grosor y moverse a 0.5 m/s. La caída de presión a través de la llama es muy pequeña (sobre 1 Pa) y la temperatura en el frente de llama es alta (2200-2600 K).

El conocido mechero Bunsen desarrolla una llama de premezcla laminar estacionaria, siendo esquematizada en la *figura 2.2*. Combustible y aire entran por la base los cuales se mezclan a lo largo del tubo, el frente de llama tiene forma de cono. La *figura 2.3* muestra esquemáticamente como es el frente de llama y su velocidad.



*Figura 2.2 Esquema mechero Bunsen [9]*

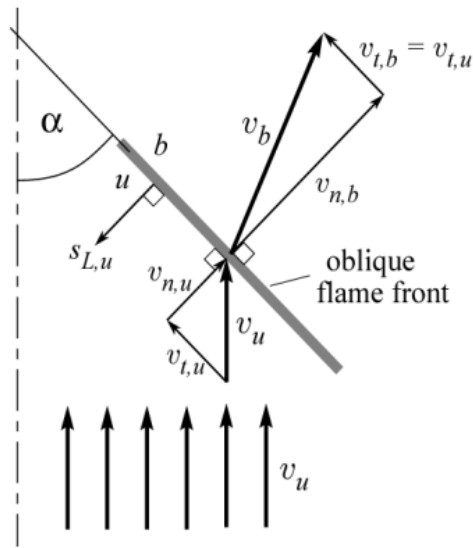


Figura 2.3 Líneas de corriente en la zona de reacción [9]

A la superficie que se origina entre la masa de gas quemado y sin quemar se le denomina frente de llama. A la velocidad a la cual entra la mezcla sin combustionar a la zona de llama en dirección normal a la llama se le conoce como velocidad del frente de llama ( $S_{L,u}$ ) y puede ser medida mediante la relación:

$$S_{L,u} = v_u * \text{sen } \alpha \tag{Ec. 2.18}$$

Siendo  $v_u$  la velocidad del fluido dentro del tubo del mechero Bunsen.

Considerando una llama de premezcla laminar estacionaria, en la figura 2.4 se puede observar como disminuye la concentración de reactivo a medida que avanza hacia el frente de llama a la vez que la temperatura aumenta. Usando el subíndice r para la mezcla de reactivos y el subíndice p para la mezcla de productos, la conservación de la masa, momento y energía en el frente de llama viene dado por [8]:

$$\rho_r V_r = \rho_p V_p \tag{Ec. 2.19}$$

$$\rho_r + \rho_r V_r^2 = \rho_p + \rho_p V_p^2 \tag{Ec. 2.20}$$

$$h_r + \frac{V_r^2}{2} = h_p + \frac{V_p^2}{2} \tag{Ec. 2.21}$$

Donde  $h$  es la entalpía absoluta de la mezcla. Las variables no conocidas en estas ecuaciones son  $V_r$ ,  $V_p$ ,  $\rho_r$ ,  $\rho_p$  y  $h_p$ . La ecuación de estado  $p_p = \rho_p R_p T_p$  es válida y  $h_p$  es función de  $T_p$ . Si la velocidad del frente de llama es conocida experimentalmente entonces se puede resolver el sistema y conocer el estado de las sustancias producto.

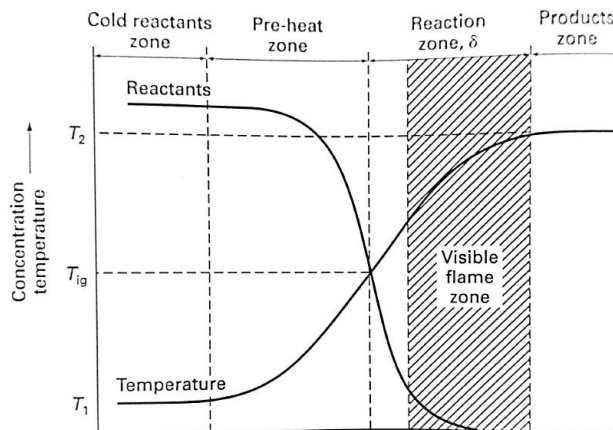


Figura 2.4 Evolución de los reactivos y temperatura en la llama [8]



### 2.2.1.1. Límites de inflamabilidad

No todas las proporciones de aire-combustible son adecuadas para la combustión. Para cada combustible existen unos límites de inflamabilidad, el inferior y el superior, fuera de los cuales la combustión no es posible. En la tabla 2 se dan esos límites para algunos gases usuales. Los límites de las mezclas pueden calcularse a partir de los valores de cada componente aplicando la regla de Le Chatelier:

$$L_m = \frac{1}{\sum \frac{x_j}{L_j}} \quad \text{Ec. 2.22}$$

Siendo  $x_j$  la fracción molar (o en volumen) del componente  $j$ ,  $L_j$  u límite de inflamabilidad (inferior o superior) de la mezcla.

Gas	Límite %	
	Inferior	Superior
CO	12,5	74,2
CH <sub>4</sub>	5	15
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	3	12,4
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	2,1	9,5
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	2	7,6

Tabla 2.2 Límites de inflamabilidad de mezclas de gas-aire a 20°C y presión atmosférica [6]

### 2.2.2. Llama de premezcla turbulenta

Las llamas de premezcla turbulenta las podemos categorizar en tres tipos, llamas débilmente turbulentas, llamas arrugadas y llamas con zonas de reacción distribuidas. La llama débilmente turbulenta es una extensión de las laminares. En la llama arrugada, debido a la acción de los torbellinos producidos por la turbulencia, el frente de llama no es una línea definida si no que se arruga produciendo una zona de reacción irregular. En la llama con zonas de reacción distribuida la alta turbulencia transporta paquetes de reactivos distancias considerables, de forma que se escapan reactivos desde la zona de reacción hacia la zona de productos, de este modo las reacciones químicas pueden no completarse en la zona de reacción y que algunas reacciones tengan lugar en la zona donde hay mayoría de productos. Cada uno de estos tres tipos de llama turbulenta será discutido, pero antes se deben definir los conceptos de longitud turbulenta (*turbulent length* en inglés) y escalas de tiempo (*time scales* en inglés).

Para flujos constantes la *intensidad turbulenta*,  $V'$ , es la raíz cuadrática media de las fluctuaciones de velocidad, que se superpone a la velocidad constante. La caracterización experimental del tamaño del torbellino sigue siendo difícil. Básicamente, las mediciones de la velocidad turbulenta realizadas en dos ubicaciones deben correlacionarse si están dentro de un remolino. por lo tanto, tales mediciones dan una medida estadística del tamaño de los remolinos más grandes, lo que se denomina *escala integral* (integral scale),  $L_I$ . Las escalas turbulentas se distribuyen en un amplio rango, hasta los remolinos más pequeños, que existen solo por un tiempo muy corto debido a la viscosidad. Este tamaño más pequeño se caracteriza por la *escala kolmogorov* (kolmogorov scale)  $L_K$ . Kolmogorov demostró que

$$L_K \approx \left[ \frac{v'^3 L_I}{(\nu')^3} \right]^{\frac{1}{4}} \quad \text{Ec. 2.23}$$

Para las aplicaciones de ingeniería relacionadas con el flujo en la cual interesa su comportamiento a gran escala, el número de Reynolds es la medida más útil de la turbulencia. Sin embargo, en el estudio de la llama la interacción de los remolinos con la mezcla en la zona de reacción es mas util que una descripción general del fluido. Por lo tanto, un *número de reynolds turbulento* basado en la intensidad turbulenta y la escala integral es mas interesante, mientras que el número de Reynolds indica si las fuerzas inerciales dominan o no sobre los efectos disipativos de las viscosidad, el número de Reynolds turbulento es una medida de cuanto se amortiguan los remolinos a causa de la viscosidad, este se define como [8]:

$$Re_I = \frac{v' / L_I}{\nu} \quad \text{Ec. 2.24}$$

Por lo tanto, un alto valor de  $Re_I$  indica que la inercia dominará sobre los efectos disipativos de la viscosidad molecular,  $Re_I$  es una medida de cuanto se amortiguan los remolinos por efecto de la viscosidad. Para que ocurra la turbulencia se requiere que  $Re_I > 1$ .

El *tiempo de reacción química* es una importante escala de tiempo que puede ser estimada por el grosor de llama ( $\delta$ ) dividido entre la velocidad de llama ( $V_L$ ),  $\delta / V_L$ . Este parámetro es útil para caracterizar el régimen de reacción arrugada. Para los remolinos turbulentos el tiempo de rotación del torbellino ( $L_I / V$ ), para los mayores remolinos da una escala de tiempo de la turbulencia. Al coeficiente entre la escala de tiempo de la turbulencia y la escala de tiempo de reacción química se le conoce como el *número de Damköhler*,  $Da$ . Para valores altos de  $Da$  ( $10^3 - 10^4$ ) la reacción química es muy rápida comparado con la turbulencia, y para valores bajos los torbellinos serán mayores que el grosor de llama ( $\delta$ ), por lo que la llama se arrugará.

Usando los conceptos destacados anteriormente podemos construir un diagrama donde se representan los distintos tipos de llamas de premezcla turbulenta en función de los números de Reynolds y Damköhler.

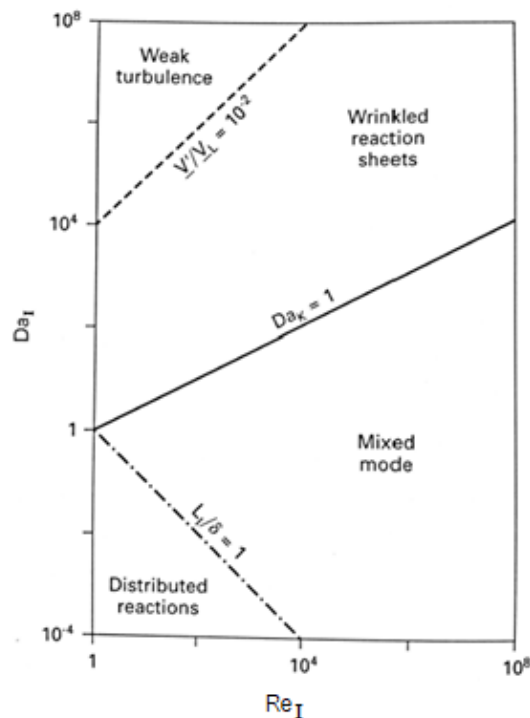


Figura 2.5 Diagrama de las regiones de los distintos tipos de llama de premezcla [8]

- Llama débilmente turbulenta: La velocidad de combustión turbulenta depende de la velocidad de combustión laminar y de un factor de turbulencia función de la intensidad de la turbulencia. Para los casos en que el número de Reynolds puede identificarse, como un flujo en una tubería, el factor de turbulencia se puede correlacionar en términos del número de Reynolds. Para turbulencias muy bajas, donde la escala de turbulencia es del mismo orden que el espesor de la llama, la velocidad de la llama aumenta, pero la llama permanece relativamente suave. Esto sugiere que, al aumentar la transferencia de calor y la difusión, aumenta la velocidad de combustión. En este caso, la relación entre la velocidad turbulenta y laminar viene dada aproximadamente por:

$$\frac{v_T}{v_L} = \left( \frac{\alpha_T}{\alpha_L} \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{Ec. 2.25}$$

La relación de las difusividades turbulenta y molecular,  $\alpha_T / \alpha_L$ , puede ser obtenida desde los modelos de turbulencia.

- Zona de llama arrugada: Para valores mayores de turbulencia ( $Re_D > 4000$ ), el frente de llama pasa a tener un contorno arrugado, esto implica que la superficie que envuelve la llama es mayor que la de una llama

laminar cuyo frente de llama envuelve un mismo volumen. En estas condiciones la velocidad de llama es menos dependiente de la velocidad de llama laminar y por lo tanto de la relación combustible-aire y tipo de combustible. La velocidad de llama es de 3 a 5 veces la velocidad de llama laminar. La llama turbulenta arrugada tiene una superficie que esta continuamente cambiando, sin embargo, simplificando el problema asumiendo que la velocidad turbulenta de llama es igual que la laminar localmente, pero con una mayor área, se llega a la igualdad:

$$V_T A_S = V_L A_W \quad \text{Ec. 2.26}$$

Para una sección de una llama de reacción arrugada, se utilizan modelos para calcular el área de la sección por unidad de volumen, llamada densidad de la superficie de la llama y, a menudo, designada por el símbolo  $\Sigma$ . Para formular tales modelos es necesario también modelar la turbulencia. El modelo de turbulencia que se usa a menudo es el denominado modelo k- $\epsilon$ , en el que se utiliza un conjunto de dos ecuaciones diferenciales para describir  $dk/dt$  y  $d\epsilon/dt$ , donde k es la energía cinética turbulenta y  $\epsilon$  es la velocidad de disipación de la energía turbulenta. Luego se escribe una ecuación de velocidad para  $d\Sigma/dt$ , la ecuación para  $\Sigma$  típicamente contiene alrededor de cinco parámetros ajustables y, por lo tanto, la tasa de combustión másica resultante por unidad de volumen se debe asumir con cautela, realizando comparaciones experimentales.

- Llama con zonas de reacción distribuidas: el efecto de las arrugas aumenta el área de la llama, pero una intensificación de estas arrugas también puede causar que pequeños paquetes de reactivo sean arrastradas a través de la zona de reacción hacia la zona de productos. El arrastre de pequeños remolinos turbulentos y las arrugas causadas por remolinos más grandes dan lugar a la observación de que la velocidad de llama no es sensible ni a la velocidad de llama laminar ni a la escala de turbulencia. Para el régimen de reacción distribuida, la llama ya no puede verse como una estructura coherente, mas bien es una delgada zona de remolinos reactivos dentro de la zona de productos. En esta región, los aumentos en la escala turbulenta pueden causar una disminución en la velocidad de llama. Una correcta aproximación de la velocidad de llama turbulenta para este régimen sería:

$$V_T = 6.4V \frac{V_L^{3/4}}{V} \quad \text{Ec. 2.26}$$

### 2.2.3. Llamas de difusión

La llama de difusión tiene lugar cuando el combustible y el oxidante están físicamente separados a su entrada en la cámara de combustión. La característica fundamental de las llamas de difusión es que la velocidad de la combustión está determinada por la velocidad de mezcla [6].

Considere un combustible gaseoso que sale de una boquilla de diámetro, d, hacia aire estancado como se muestra en la *figura 2.6*. A medida que aumenta la velocidad del chorro de combustible, el carácter de la llama cambia. A baja velocidad de chorro, la velocidad de mezcla es baja y la llama es larga y suave (laminar). La altura de la llama laminar aumenta linealmente con la velocidad de entrada del chorro hasta un punto en el que la llama se vuelve irregular (turbulenta). Debido a la turbulencia se consigue una mezcla más rápida por lo que la altura de la llama disminuye. En la región turbulenta estable y completamente desarrollada, la altura de la llama es independiente de la velocidad del chorro, además, la llama turbulenta emite más ruido que una llama laminar, y la luminosidad amarilla debida a la formación de hollín disminuye. La longitud de la llama es proporcional a  $V \cdot d^2$  para el flujo laminar y proporcional al diámetro del inyector (d) para el flujo turbulento.

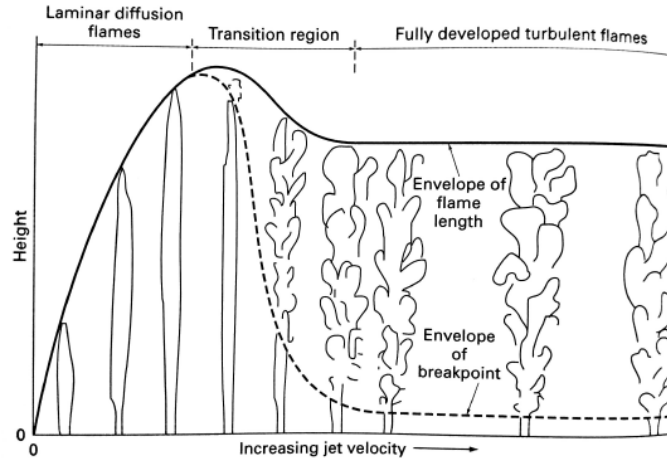


Figura 2.6 Transición llama de difusión de laminar a turbulento [8]

## 2.3. Calderas, quemadores y sistemas de control

Las calderas surgen de la necesidad de aprovechar de forma controlada y local el calor generado por la combustión. El funcionamiento de todas las calderas se basa en la recuperación del calor, generado por diferentes medios, entregándolo a un fluido que permite su transporte a distancia y su aplicación localizada. La variedad de calderas permite múltiples clasificaciones, en función de la fuente de aporte térmico, las calderas se clasifican en:

- Calderas eléctricas.
- Calderas térmicas.

Nos centraremos en las calderas térmicas, ya que están íntimamente relacionadas con la combustión. Dentro de estas puede establecerse las siguientes clasificaciones:

- Según el fluido de trabajo:
  - De vapor
  - De agua caliente
  - De aceite térmico
- Según la posición relativa del fluido de trabajo y la de los gases calientes:
  - Pirotubulares o humotubulares
  - Acuotubulares

Es interesante conocer algo más acerca de las calderas de vapor ya que a través de la quema de biomasa podemos producir vapor a alta presión para la generación de energía eléctrica, siendo esta una forma renovable de obtener energía eléctrica.

### 2.3.1. Calderas de vapor

Las calderas de vapor recuperan el calor de combustión generando vapor de agua a presiones superiores a la atmosférica, lo que permite el aprovechamiento directo de la energía térmica o la generación de movimientos en máquinas. En el diseño o selección de una caldera deben contemplarse los siguientes aspectos:

- Deben disponer de una adecuada cantidad de agua para mantener un funcionamiento estable frente a variaciones de carga.
- Debe tener una adecuada cámara de combustión que permita el desarrollo completo de la combustión necesaria.
- Adecuada superficie de intercambio de calor que permita un óptimo rendimiento de transferencia térmica.

- Construcción robusta, con sistemas que permitan la dilatación.

#### 2.3.1.1. Calderas de vapor pirotubulares

En este tipo de calderas los gases de combustión circulan a través de tubos que se encuentran totalmente sumergidos en agua. El calor se transmite de los gases al agua a través de la pared del tubo, generándose el vapor que abandona la caldera, razón por la que debe mantenerse un sistema de alimentación de agua que operará de forma continua o cuando se detecte un nivel mínimo (superior al nivel que descubre los tubos de la caldera, para evitar la falta de refrigeración y el deterioro prematuro de los componentes de la caldera).

En estas calderas predomina la transmisión de calor por convección sobre la radiación.

Operando con quemadores de combustibles líquidos o gases, este tipo de caldera se caracteriza por disponer de tres partes o pasos bien diferenciados [10]:

- Un hogar adecuadamente dimensionado para que se desarrolle en él la combustión del combustible introducido por el quemador, pueden ser de sección circular o rectangular y es de doble pared, por lo que queda rodeado de una masa de agua.
- Los gases de salida son conducidos a los siguientes pasos formados por multitud de tubos para incrementar la superficie de intercambio y generar adecuadas condiciones de flujo de gases (velocidad y turbulencia) dentro de un cuerpo cilíndrico inundado de agua.
- Una caja de humos, que es la prolongación del cuerpo cilíndrico, al cual llegan los gases después de pasar por el haz tubular, para salir hacia la chimenea. Estas calderas trabajan, casi siempre, con tiro forzado, el cual se consigue mediante un chorro de vapor de la misma caldera o utilizando vapor de escape de la máquina.

#### 2.3.1.2. Calderas de vapor acuotubulares

En las calderas acuotubulares los gases calientes rodean a los tubos en los que está contenida el agua. Disponen de una amplia superficie de intercambio expuesta directamente a la radiación. Su estructura suele estar conformada por un hogar para la combustión constituido por paredes de membrana, que conforma el primer paso, en el que predomina la radiación, y al que siguen pasos de convección en los que los gases circulan a través de haces de tubos que unen dos “domos o “tambores”. Los gases son dirigidos por deflectores impulsados por la propia presión generada en el quemador o por medio de una aspiración situada a la salida de la caldera [11].

#### 2.3.1.3. Comparación entre calderas pirotubulares y acuotubulares

- Calderas pirotubulares frente a las acuotubulares:
  - Ventajas:
    - Menor coste inicial, debido a la simplicidad de diseño en comparación con las acuotubulares de igual capacidad.
    - Mayor flexibilidad de operación, ya que el gran volumen de agua permite absorber fácilmente las fluctuaciones en la demanda.
    - Menores exigencias de pureza en el agua de alimentación porque las incrustaciones formadas en el exterior de los tubos son más fáciles de atacar y son eliminadas por las purgas.
    - Facilidad de inspección, reparación y limpieza.
  - Inconvenientes:
    - Mayor tamaño y peso que las acuotubulares de igual capacidad.
    - Mayor tiempo para subir presión y entrar en funcionamiento.
    - Gran peligro en caso de exposición o ruptura, debido al gran volumen de agua almacenado.
    - No son empleadas para altas presiones.
- Calderas acuotubulares frente a las pirotubulares:
  - Ventajas:
    - Menor peso por unidad de potencia generada.

- Por tener pequeño volumen de agua en relación con su capacidad de evaporación, puede ser puesta en marcha rápidamente.
- Mayor seguridad para altas presiones.
  - Mayor eficiencia.
  - Son inexplorivas.
- Inconvenientes:
  - Su coste es superior.
  - Deben ser alimentadas con agua de gran pureza, ya que las incrustaciones en el interior de los tubos son, a veces, inaccesibles y pueden provocar roturas en estos.
  - Debido al pequeño volumen de agua, le es más difícil ajustarse a las grandes variaciones del consumo de vapor, siendo necesario hacerlas funcionar a mayor presión de la requerida.

### 2.3.2. Quemadores

Los quemadores son los dispositivos que permiten la reacción de combustión entre el combustible y el comburente de manera controlada y regulable, asegurando la aportación adecuada de ambas corrientes para conseguir la potencia calorífica especificada, y distribuyendo la zona de reacción (llama) [6].

Según sea el combustible utilizado, los quemadores se clasifican en quemadores de gas, de combustibles líquidos y de combustibles sólidos. Ya que este trabajo final de grado trata sobre la combustión del gas natural y la biomasa gasificada, nos centraremos en el estudio de los quemadores de gas.

#### 2.3.2.1. Quemadores industriales de gas

Los combustibles gaseosos son los más fáciles de utilizar en un horno o cardera. No se necesita una preparación del combustible, los gases se mezclan fácilmente con el aire y la combustión es rápida, además las emisiones son bajas comparadas con las emitidas por los combustibles líquidos y sólidos [8].

Los quemadores se diseñan de forma que cumplan los siguientes requisitos, en todo el rango de potencias de utilización: a) deben producir una llama estable; b) deben mezclar homogéneamente el gas y el aire, y la proporción debe encontrarse dentro de los límites de inflamabilidad; c) la cantidad de gas quemado ha de ser la adecuada a la potencia que se desea alcanzar; d) la combustión del gas debe ser completa [12]. Ateniéndose al modo de alimentación del gas y del aire, los quemadores de gas se clasifican en:

- Quemadores de premezcla a presión: suelen ser de premezcla total. Los fenómenos a tener en cuenta son los de retorno y desprendimiento de llama.
- Quemadores atmosféricos: En ellos el gas induce aire atmosférico en el tubo de mezcla, en cuyo extremo se forma la llama.
- Quemadores de mezcla en boca de salida: En ellos se forman llamas de difusión axiales.

#### 2.3.2.2. Generador de turbulencia de un quemador

Un quemador con generador de turbulencia (swirl) utiliza un conjunto de paletas guía para dar un movimiento giratorio al aire de combustión. Esto crea una zona de recirculación que ayuda a prender el combustible, así como a sostener la llama. La recirculación también ayuda a acelerar el proceso de mezcla de combustible y aire de combustión [13]. En la *figura 2.7.* se puede observar las distintas zonas de recirculación para un quemador con generador de turbulencia. Para el correcto funcionamiento de un quemador de estas características, y para casi cualquier otro se debe diseñar una aerodinámica adecuada a la salida del quemador. Esto es requerido para garantizar una buena ignición y una combustión estable y eficiente.

Es común el uso del parámetro adimensional  $S$  (swirl en inglés), esto quiere decir torbellino y designa un parámetro que cuantifica la rotación que se imprime al comburente que atraviesa una cabeza de combustión. El swirl es el resultado de una fracción cuyo numerador es el flujo de la cantidad de movimiento de rotación y el denominador es el producto del flujo de la cantidad de movimiento axial por el radio del conducto [14].

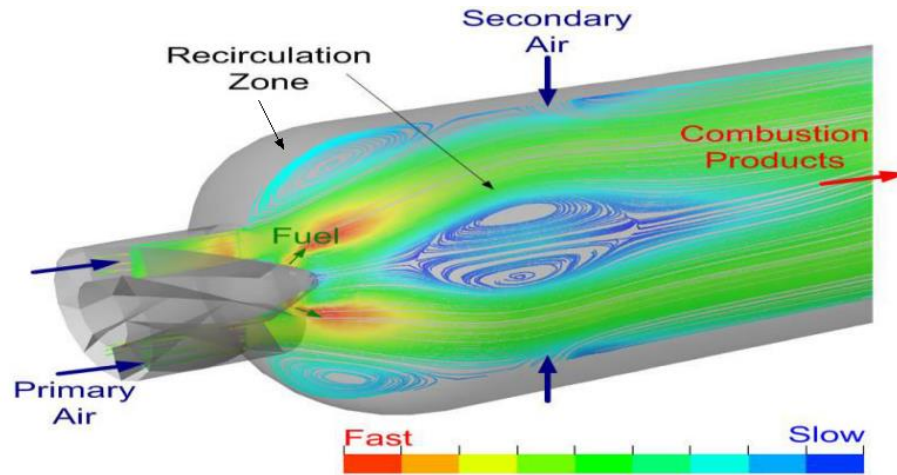


Figura 2.7 Zonas de recirculación en un quemador con generador de turbulencia [15]

Conociendo la expresión que define el flujo de cantidad de movimiento de rotación como

$$G_R = \int_0^{2\pi} d\alpha \int_0^{r_0} \rho v_\alpha \omega r^2 dr = \int_0^{r_0} 2\pi \rho v_\alpha r v_x dr \quad \text{Ec. 3.1}$$

Y el flujo de cantidad de movimiento axial:

$$G_x = \int_0^{2\pi} d\alpha \int_0^{r_0} \rho v_x^2 r dr = \int_0^{r_0} 2\pi \rho v_x^2 r dr \quad \text{Ec. 3.2}$$

Siendo  $\alpha$  el ángulo de giro en el plano normal del quemador,  $r_0$  el radio del conducto del quemador,  $v_x$  la velocidad axial del fluido y  $v_\alpha$  la velocidad tangencial se llega a la expresión para el swirl:

$$S = \frac{G_R}{r_0 G_x} = \frac{\int_0^{r_0} 2\pi \rho v_\alpha r v_x dr}{r_0 \int_0^{r_0} 2\pi \rho v_x^2 r dr} \quad \text{Ec. 3.3}$$

### 2.3.3. Equipos auxiliares de control

Bajo el concepto genérico de control, referido a los procesos de combustión, se entienden dos categorías. La primera se refiere a los sistemas que aseguran el correcto funcionamiento del proceso: que el desarrollo del calor sea el adecuado, mediante el control del caudal de combustible, aire, o proporción aire-combustible. La segunda categoría corresponde a los sistemas utilizados para garantizar la seguridad de funcionamiento, teniendo en cuenta las propiedades de las mezclas aire-combustible y las posibilidades de formación de mezclas explosivas en espacios confinados y las formas de evitar o prevenir tales situaciones.

#### 2.3.3.1. Control de la combustión

Control del caudal de combustible: El flujo de calor del proceso de combustión vendrá solicitado a partir de una señal determinada, una temperatura o presión normalmente, la cual actuará sobre el controlador del caudal de combustible alimentado. El caudal calorífico puede controlarse mediante un diafragma, midiendo el  $\Delta p$ . Para ello, la presión del gas a de venir regulada por el grupo de regulación, rampa de gas (ver sección 2.3.3.2.), por lo que se tiene dos reguladores en serie, el de presión y seguidamente el de caudal. Se aconseja que el primero tenga menos pérdida de carga (mayor calibre) que el segundo para evitar interacciones. El flujo calorífico se calcula a través del diafragma con el índice de Wobbe ( $Wi$ ):

$$\varphi \approx W_i \sqrt{\Delta p}$$

Ec. 3.4

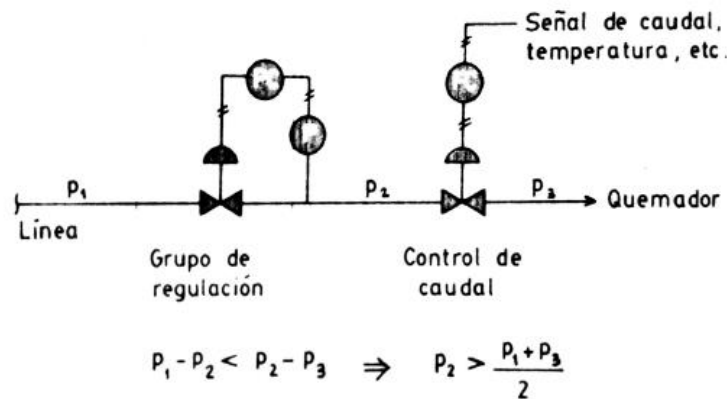


Figura 2.8 Grupo de regulación y caudal de un quemador de gas [6]

Control del caudal de aire: El control del aire aportado tiene gran importancia ya que se debe asegurar el exceso para que la combustión sea completa y no se produzcan inquemados y no sea demasiado alto en detrimento del rendimiento (factor de utilización bajo) [6]. El control viene dado por la relación combustible-aire. Como a cargas bajas se requieren valores mayores de esta relación (para compensar defectos de mezcla, por ejemplo), para cada tipo de quemador se puede trazar una curva de exceso de aire en función de la carga. Con los valores de esta curva se corrigen las señales de demanda de carga, de modo que la relación de aire-combustible, ajustada linealmente, incorpore tal corrección. Aunque lo más usual es medir la cantidad de CO en los humos ya que el porcentaje de oxígeno puede dar una indicación falsa si ha habido infiltraciones de aire o desajustes en el quemador, mientras que el porcentaje de CO es independiente [6].

Las formas de realización del control pueden ser por control mecánico, por presión, por caudal o control electrónico.

### 2.3.3.2. Rampa de gas

Las rampas de gas de los equipos de combustión controlan que el gas pase a los quemadores con el caudal necesario y que la presión de este sea la correcta. Sus componentes son [16]:

- El presostato de presión mínima de gas, que impide que el quemador se ponga en marcha, si el gas no llega a la presión suficiente para desarrollar una correcta combustión.
- La electroválvula de regulación, para quemadores todo o nada, con un sólo régimen de llama, que permite facilitar el caudal de gas necesario en función de la potencia del quemador en relación con la del generador al cual esté acoplado. Para los quemadores todo-medio-nada (2 etapas) disponen de dos electroválvulas de regulación.
- La electroválvula de seguridad está conectada en serie con la anterior y asegura el cierre del gas en caso de un fallo de la de regulación.
- El regulador de presión tiene la misión de reducir la presión del gas, suministrado en la red, y mantener constante ésta a la entrada del quemador, para un perfecto funcionamiento de éste.
- El filtro tiene la misión de impedir el paso, al asiento de las electroválvulas de gas, de cualquier tipo de impurezas que pudiera impedir su perfecto cierre.
- La llave de cierre de un cuarto de vuelta, de apertura y cierre rápidos, con un giro de noventa grados, permite cortar el paso del gas al quemador.

En la figura 2.9 se puede observar las partes de una rampa de gas de forma esquemática.



### 2.3.3.3. Control de la seguridad

El objeto de este control consiste fundamentalmente en interrumpir el suministro del combustible en caso de detectarse la extinción de la llama, evitando así que pueda formarse una mezcla explosiva de combustible-aire, que podría dar lugar a una explosión incontrolada [6].

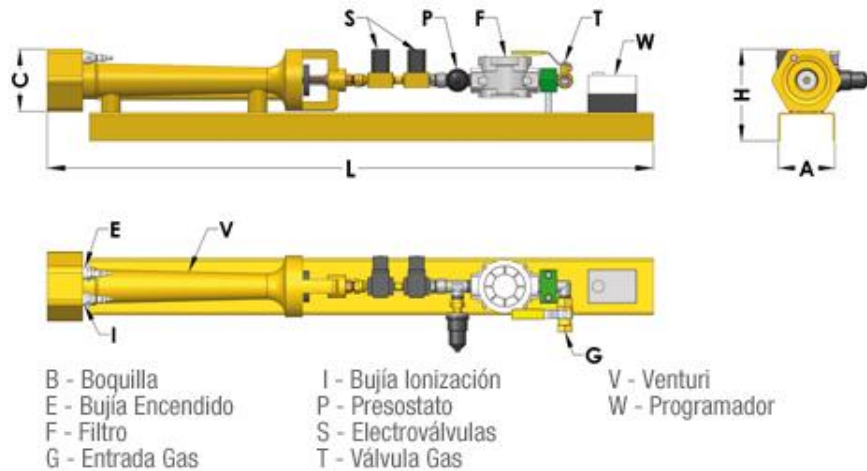


Figura 2.9 Elementos de una rampa de gas [17]

- Válvula de cierre rápido automático: El mejor sistema de seguridad consiste en un detector de llama que, en caso de fallo en la detección de esta, provoca el corte instantáneo del suministro de combustible mediante una válvula de cierre rápido y de apertura manual.
- Válvulas de supervisión: en el caso de hogares con quemadores múltiples, estas válvulas corresponden una a cada comedor y quedan bloqueadas automáticamente en posición cerrada cuando cierra la válvula de cierre automático.
- Dispositivo de vigilancia de llama: detectores de llama imprescindible en sistemas por debajo de los 760°C. son dispositivos sensibles a la llama que permiten generar señales que actúen sobre la válvula de cierre rápido. Los principales sistemas usados son los bimetales, termopares, fotocélulas, detectores de infrarrojo y detectores de ultravioleta.
- Sistemas de encendido: se recomienda el encendido manual con llama (antorcha) en equipos que requieren el encendido con frecuencia. En equipos industriales se recomienda el encendido por chispa o descarga eléctrica entre dos electrodos.

## 2.4. Generación del biogas

la gasificación se define como la conversión térmica de materia orgánica a gas combustible en condiciones reductoras con oxígeno añadido en cantidades inferiores a la estequiométrica en comparación con la cantidad necesaria para la combustión completa en dióxido de carbono y agua. La gasificación puede ser llevada a cabo mediante la adición directa de oxígeno, usando reacciones exotérmicas de oxidación para aportar la energía necesaria para la gasificación, o por pirólisis mediante la adición de calor sensible en ausencia de oxígeno añadido. En ambos casos se puede añadir una corriente de agua vapor para promover la producción de hidrógeno [18].

El aumento progresivo de la temperatura de un compuesto orgánico en presencia de un aporte externo de oxígeno libre tiene el efecto de degradar en sus proximidades los compuestos que encierran en forma gaseosa con las siguientes reacciones [19]:

- Reacción del gas en agua (gas shift):  $CO + H_2O \leftrightarrow CO_2 + H_2$
- Reacción de Boudouard:  $C + CO_2 \leftrightarrow 2CO$
- Reacción de formación del metano:  $C + 2H_2 \leftrightarrow CH_4$

Intervienen otras reacciones, pero resultan una combinación de estas tres ecuaciones de equilibrio termoquímico. Al final de este proceso, solo queda en teoría un residuo sólido constituido por cenizas idénticas a la de una combustión [19]. Los equilibrios termodinámicos casi nunca se alcanzan en los reactores de gasificación, pero se observa, sin embargo, que las reacciones evolucionan en el sentido del equilibrio [20]:

- A alta temperatura (800-1000 °C) y presión atmosférica, la producción de monóxido de carbono y de hidrogeno son dominantes, y en una relación cercana a 1 en demetrio del metano.
- A temperatura moderada (400-500 °C) y alta presión (>40 bar) el metano es el que predomina.

### 2.4.1. Proceso de gasificación

En general, en el proceso de gasificación de un combustible se dan varias etapas [21]:

- Secado: En este proceso el agua contenida en la biomasa es removido a una temperatura superior a los 100°C.
- Pirólisis: Es el proceso en el cual la biomasa experimenta una descomposición térmica en ausencia de oxígeno. La pirólisis habitualmente es dividida en lenta y rápida.
- Oxidación: Aire es introducido en el proceso. A parte de oxígeno y vapor de agua, algunos gases inertes también son adicionales. Este procedimiento se realiza entre 700-2000°C.
- Reducción: En la zona de reducción, se presentan numerosas reacciones químicas a alta temperatura.

### 2.4.2. Tecnologías de gasificación

Hay mas de cincuenta fabricantes de gasificadores de biomasa en Europa, en USA, y en Canadá [21], que se agrupan según cuatro tecnologías: 75% son de lechos fijos a co-corriente; 20% son de lechos fluidizadas cuyo soporte de fluidización está constituido por arena, dolomita u olivino; 2,5% son de lechos fijos a contra-corriente; 2,5% corresponde a otros principios de funcionamiento.

#### 2.4.2.1. Gasificadores de lecho fijo

En los gasificadores de lecho fijo, la biomasa se procesa a granel, fluyendo a través de zonas consecutivas de secado, pirólisis y combustión de carbón. Debido a las altas temperaturas alcanzadas en las zonas de combustión del carbón, los gasificadores de lecho fijo tienen una alta tasa de producción de cenizas, lo que afecta su fiabilidad. Los gasificadores de lecho fijo incluyen diseños de corriente ascendente (updraft) y de tiro descendente (downdraft). Estos tienen características de funcionamiento diferentes.

Los gasificadores Updraft son los gasificadores más antiguos y simples. Como se ilustra en la *Figura 2.10*, el combustible ingresa por la parte superior del gasificador por medio de una válvula rotativa. A medida que se mueve en contraflujo al aire u oxígeno, pasa por etapas de secado, desvolatilización y combustión de carbón, las cenizas salen a través de una rejilla giratoria en la parte inferior del gasificador. El aire u oxígeno ingresa por el fondo del gasificador reaccionando con el carbón en la zona de combustión para formar CO, CO<sub>2</sub> y H<sub>2</sub>O a temperaturas de hasta 1200°C. Este gas caliente proporciona la energía necesaria para impulsar el calentamiento, el secado y la pirólisis de la biomasa. En la zona de pirólisis, estos gases entran en contacto con la biomasa seca en un rango de temperatura de entre 400 y 800 °C y desvolatilizan la biomasa para producir los productos de la pirólisis y carbón residual. Por encima de esta zona, los gases y los vapores pirolíticos secan la biomasa que entra. Las temperaturas típicas de salida del producto son relativamente bajas (80–100°C). El diseño de contraflujo del gasificador de flujo ascendente produce grandes cantidades de alquitranes en los gases de salida, que son susceptibles de obstruir el tubo del gas de síntesis que sale del gasificador. Por esta razón, el gas de síntesis de los gasificadores de corriente ascendente generalmente se dirige directamente a un horno o caldera para producir vapor o agua caliente, ya que esta configuración es relativamente tolerante a los alquitranes.

En los gasificadores de tiro descendente (downdraft) los materiales de alimentación y los gases fluyen en la misma dirección que los updraft como se puede ver en la *figura 2.11*. La ventaja de esta disposición concurrente es que los volátiles liberados durante el calentamiento de la biomasa deben pasar a través de una zona de combustión de alta temperatura (800–1200°C) donde los alquitranes se craquean de manera rápida y eficiente.

Se pueden lograr tasas de conversión de alquitrán del 99% o más. El carbón caliente también reacciona con el  $\text{CO}_2$  y el  $\text{H}_2\text{O}$  liberados durante la combustión para producir  $\text{CO}$  y  $\text{H}_2$ . Las temperaturas del gas de salida son generalmente altas ( $\sim 700^\circ\text{C}$ ). Se debe usar un combustible con un contenido de humedad inferior al 20% para alcanzar temperaturas lo suficientemente altas como para agrietar alquitranes [18].

Figura 2.10 Esquema gasificador updraft [18]

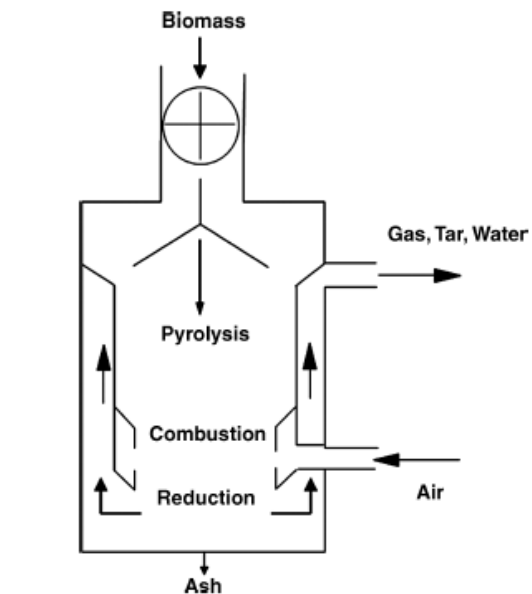
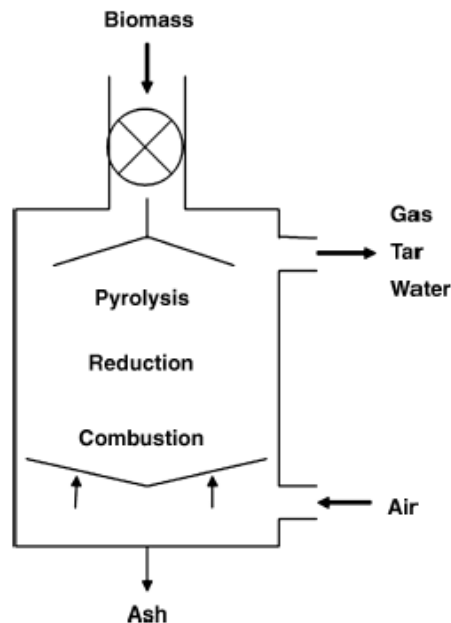


Figura 2.11 Esquema gasificador downdraft [18]

#### 2.4.2.2. Gasificadores de lecho fluido burbujeante (BFB)

En un gasificador de lecho fluidizado burbujeante (BFB), como se ilustra en la *Figura 2.11*, el gas fluye hacia arriba a través de un lecho de materiales granulares a una velocidad suficientemente alta para agitar el material en una emulsión batida de partículas y burbujas de gas [22]. El BFB se asemeja a un líquido en ebullición y tiene muchas propiedades físicas similares a las de un fluido. Los materiales de uso común incluyen arena, olivino, piedra caliza, dolomita o alúmina. Estos están fluidizados con aire, oxígeno y / o vapor. En un gasificador BFB, la velocidad superficial (volumen / unidad de sección transversal) del gas en la zona inferior se controla para mantener el lecho en un estado fluidizado. En la parte superior del gasificador, el área de la sección transversal a menudo se incrementa para disminuir la velocidad superficial del gas por debajo de la velocidad de fluidización para ayudar a devolver las partículas al lecho con el objetivo de mantener la cantidad de sólidos. La zona del área de la sección transversal más grande se extiende para obtener el tiempo de residencia total deseado en la fase gaseosa para la desvolatilización completa. Se utiliza un colector de distribución de gas o una serie de tubos de descarga para introducir el gas de fluidización en el lecho. La biomasa se introduce en el lecho a través de un conducto de alimentación sobre este. La introducción en el lecho promueve un calentamiento más uniforme de la biomasa a través de una mejor mezcla de la biomasa y el material del lecho. La biomasa que ingresa al BFB caliente se desvolatiliza casi instantáneamente, los alquitranes pueden agrietarse parcialmente y el gas puede estar parcialmente gasificado, pero el tiempo de residencia tanto para los gases como para las partículas de carbón es relativamente corto y la composición del gas no se acerca mucho al equilibrio. En los gasificadores de lecho fluidizado de oxidación parcial, la combustión de carbón en el lecho proporciona el calor para mantener la temperatura del lecho y desvolatilizar la biomasa. En los gasificadores de lecho fluidizado calentados indirectamente, el calor se introduce mediante el intercambio de calor a través de las paredes del gasificador o a través de tubos intercambiadores de calor en el lecho. Los gasificadores de lecho fluidizado tienen la ventaja de estar extremadamente bien mezclados y tener altas tasas de transferencia de calor, lo que resulta en unas condiciones del lecho muy uniformes. Para los sistemas de oxidación parcial, la gasificación es muy eficiente, y la conversión de carbono está normalmente en torno al 95-99%, para los gasificadores de lecho fluidizado con calentamiento indirecto, la conversión de carbono suele ser más baja, en el rango de 60 a 75%. Los gasificadores

BFB normalmente están diseñados para el transporte completo de cenizas, lo que requiere el uso de ciclones u otros tipos de separadores inerciales para el control de partículas. En general, los sistemas de lecho fluidizado tienen cargas de partículas y partículas de gas de síntesis más altas que los sistemas de lecho fijo. Los reactores BFB se pueden escalar a tamaños muy grandes, limitados solo por la capacidad de distribuir la materia prima que ingresa al reactor de manera uniforme. Esto puede ser abordado por el uso de alimentación múltiple en distintas ubicaciones o incrementando la presión del reactor, lo que permite que se produzca un mayor rendimiento para la misma área de sección transversal de lecho fluidizado. Los gasificadores BFB suelen funcionar entre 790 y 870 °C, temperaturas más altas del lecho darían como resultado una mayor conversión de carbono y un mayor craqueo de alquitrán, pero la temperatura del reactor debe mantenerse por debajo de la temperatura de fusión de la ceniza de la biomasa para evitar la aglomeración de las partículas del lecho, lo que da como resultado la defluidización del mismo [18].

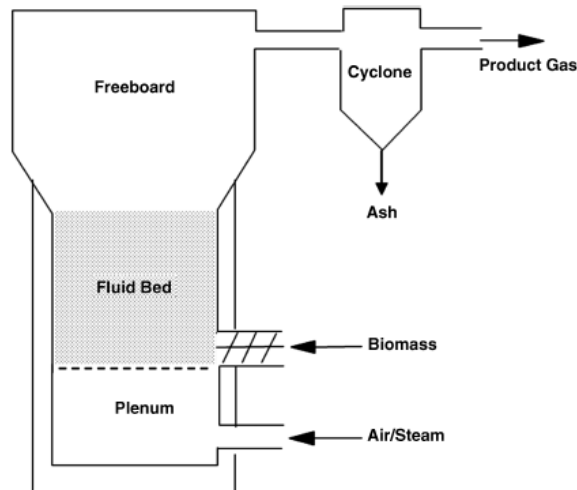


Figura 2.12 Esquema del gasificador de lecho fluido burbujeante (BFB) [18]

### 2.4.2.3. Gasificador de lecho fluido circulante (CFB)

A medida que aumenta el flujo de gas a través de un lecho fluidizado, aumenta la evacuación del material del lecho y como consecuencia aumenta la carga de sólidos en el “freeboard”. Como la interfaz entre el lecho fluidizado y el “freeboard” se hace difícil de discernir, se dice que el reactor es un lecho fluidizado turbulento [23]. A medida que aumenta el flujo de gas, la elutriación de las partículas se vuelve lo suficientemente significativa como para que el lecho se agote rápidamente de partículas, a menos que se emplee un ciclón para devolver las partículas a través de un bajante al fondo del reactor. En esta circunstancia, se dice que el reactor es un lecho fluidizado circulante, como se ilustra en la Figura 15. Las velocidades superficiales de los gases suelen ser de tres a cinco veces más altas que las de los BFB [23]. Los CFB se pueden usar tanto para la oxidación parcial como para los gasificadores calentados indirectamente. En los sistemas de oxidación parcial, la zona de oxidación está normalmente en el tramo de retorno del gasificador, y los productos gaseosos de oxidación parcial se convierten en parte del gas de síntesis. En los sistemas CFB indirectos, el carbón se quema externamente, los gases de combustión se separan de los sólidos, y solo los sólidos calentados regresan al gasificador. Esto cambia la composición del gas de síntesis, ya que los productos de oxidación no se vuelven a mezclar con el gas de síntesis. La velocidad de circulación de sólidos en un CFB se rige por la cantidad de energía necesaria para gasificar la biomasa y mantener la temperatura máxima por debajo de las condiciones de formación de escorias. Las proporciones típicas de sólidos de transferencia de calor a biomasa son de 15:1 a 30:1. Los gasificadores de lecho circulante tienen las ventajas de trabajar con altos caudales, flexibilidad de alimentación y escalabilidad. En comparación con los otros tipos de gasificadores, producen niveles moderados de alquitranes y partículas [18].

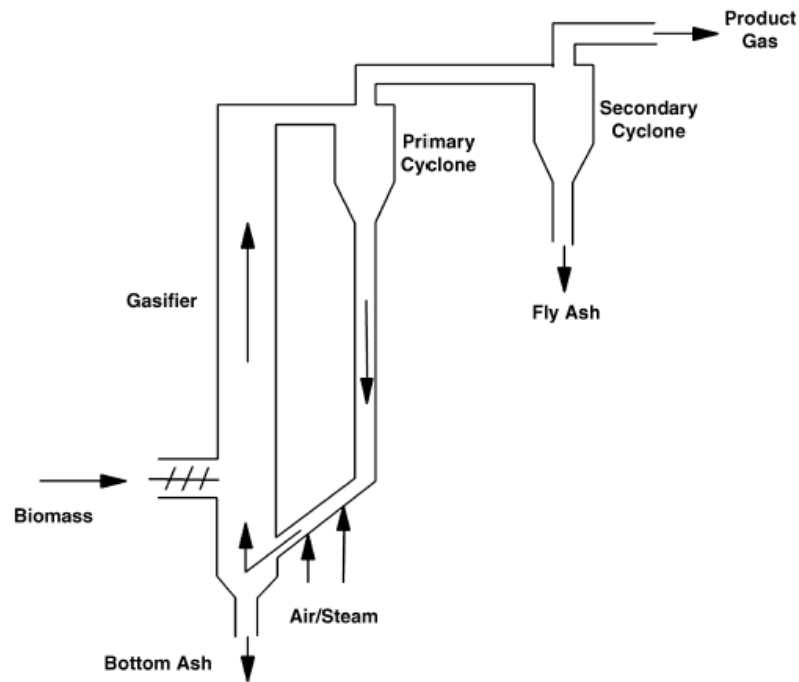


Figura 2.13 Esquema gasificador de lecho fluido circulante [18]

#### 2.4.2.4. Gasificación a presión

La gasificación a alta presión tiene varias ventajas en comparación con la operación a presión atmosférica. Para un rendimiento dado, los volúmenes de gas son más pequeños, lo que da como resultado recipientes y tuberías de proceso más pequeños. Muchas reacciones se aceleran en condiciones presurizadas, que pueden acercarse más a las relaciones de equilibrio. Un gasificador presurizado también puede tener grandes ventajas desde la perspectiva de los sistemas, ya que genera un gas presurizado que puede alimentarse directamente a una cámara de combustión de turbina de gas o un reactor de síntesis de combustible, que minimiza o elimina los requisitos de compresión de gas de síntesis. La gasificación a alta presión de la biomasa enfrenta muchos desafíos. El desafío más importante es la dificultad de transportar materias primas sólidas a un reactor presurizado, los sólidos deben moverse a través de tolvas de bloqueo, válvulas rotativas u otros dispositivos mecánicos adecuados. El carbón se ha suspendido con éxito con agua para permitir que se maneje como un fluido. El segundo problema con la gasificación presurizada es que existe una considerable complejidad adicional asociada con el diseño, construcción y operación de los recipientes de presión, que presentan desafíos operativos y de seguridad únicos. En tercer lugar, los sistemas de limpieza de gases capaces de funcionar a altas temperaturas y presiones deben desarrollarse para su uso con sistemas de gasificación presurizados. Las ventajas de los sistemas de gasificación presurizados no superan sus altos costos de capital y operativos para aplicaciones de biomasa [18].

#### 2.4.2.5. Composición del gas producto

La composición del gas es función de la composición de la alimentación, composición del gas de entrada (aire, oxígeno o vapor) y del tipo de gasificador. Los cálculos de equilibrio químico se pueden usar para estimar la composición de gas esperada. En general, los sistemas de baja temperatura, como los gasificadores indirectos, no alcanzan las condiciones de equilibrio químico, mientras que los gasificadores de alta temperatura se acercan mucho más al equilibrio [18].

## 3 COMPARACIÓN ENTRE LA LLAMA DE GAS NATURAL Y GAS DE SÍNTESIS

---

En este capítulo se expone primeramente el modelo seleccionado para realizar las simulaciones, que permitirán comparar el comportamiento del syngas producto de la gasificación de la biomasa con el gas natural. Para ello se ha utilizado el modelo Eddy Dissipation (ED) considerando la turbulencia mediante un enfoque RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) a través de un modelo  $k-\epsilon$  con resolución mediante RNG (renormalization group) que tiene en cuenta el carácter giratorio del flujo en los quemadores de gas.

Seguidamente se explica el diseño del quemador y hogar utilizados en las simulaciones. Se ha optado por comparar ambas combustiones para un quemador dado, en este caso uno diseñado específicamente para la combustión del gas natural, esto permitirá conocer las limitaciones que presenta un quemador de gas natural a la hora de quemar un biogas. Este quemador presenta diferencias en cuanto a sus dimensiones en cada caso de estudio, ya que, en el segundo caso, con igual capacidad calorífica a la entrada, tiene que trabajar con un caudal muy distinto de gas natural respecto al de biogás, sus dimensiones han sido aumentadas. Se cierra este capítulo con los resultados de las simulaciones de la combustión del gas natural y el gas de síntesis seguido de las conclusiones más importantes que se pueden extraer del estudio de estos resultados.

### 3.1. Selección del modelo de simulación

La herramienta informática utilizada para las simulaciones ha sido Ansys Fluent. Este software es uno de los varios que desarrolla la mecánica de fluidos computacional, mejor conocida como CFD (“computational fluid dynamics”). Este software utiliza métodos numéricos (volúmenes finitos) para resolver las ecuaciones que gobiernan el movimiento de los fluidos, transferencia de calor y reacciones químicas como la combustión. A continuación, se detallará las distintas ecuaciones y modelos que Ansys Fluent resuelve en las simulaciones que se han llevado a cabo.

#### 3.1.1. Modelado fluidomecánico y combustión

La combustión es una reacción química exotérmica que añade nuevas ecuaciones de conservación a resolver, como ha sido explicado en el capítulo 2.

En este trabajo se simula un proceso de combustión para una llama de difusión, por lo que es fundamental conocer la interacción entre los fenómenos turbulentos y procesos químicos. En las herramientas de dinámica de fluidos computacional (CFD) y más concretamente en el usado en este proyecto, Ansys Fluent, se presenta la posibilidad de utilizar distintos métodos de resolución de la combustión:

- Probability Density Function(PDF): El estado termoquímico del fluido está relacionado con el factor de mezcla, definido en el capítulo 2. Para un flujo turbulento como el estudiado, los coeficientes de difusión de todas las especies es el mismo y la fracción másica es única para todos los compuestos presentes en la combustión. El modelado lleva a cabo la resolución de las ecuaciones de transporte del factor de mezcla y obtiene la concentración de las especies a partir del campo de factor de mezcla predicho. De esta manera, se evita tener que resolver las ecuaciones de transporte para cada una de las especies que intervienen en la reacción. La interacción entre los fenómenos químicos y los turbulentos se modelan mediante una Función

Densidad de Probabilidad, con una distribución Beta.

- Eddy Dissipation (ED): Mientras que en el modelo PDF se obtienen las propiedades termodinámicas en cada punto del fluido mediante valores tabulados en función del factor de mezcla y su varianza, en el modelo ED se modela cada una de las reacciones químicas involucradas en la combustión. De esta manera se resuelve la ecuación de conservación de la fracción másica,  $Y_i$ , por cada una de las  $i$  especies involucradas en el proceso.
- Eddy Dissipation Concept (EDC): Este modelo es una extensión del modelo ED en el que se incluyen mecanismos de reacción detallados junto al modelado de la turbulencia que resuelve las reacciones en pequeñas estructuras turbulentas llamadas *fine scales*. Este procedimiento nos permite realizar un estudio mas profundo de las reacciones ocurridas en los pequeños remolinos de la turbulencia, pero a cambio, el coste computacional es mucho mayor al requerido por el ED.

En este trabajo se ha elegido el modelo Eddy Dissipation (ED) ya que tampoco es de gran interés conocer las interacciones a tan pequeña escala, siendo este suficientemente preciso para la profundidad del estudio. A continuación, se describen las ecuaciones que tiene que resolver este método.

### 3.1.1.1. Ecuaciones de gobierno en el modelo Eddy Dissipation (ED).

La dinámica de fluidos computacional resuelve las ecuaciones de conservación de las distintas especies químicas involucradas en el proceso, prediciendo las fracciones másicas de cada especie,  $Y_i$ , a través de la solución de la ecuación de conservación para las  $i$  especies. Esta ecuación tiene la siguiente forma general:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \nabla * (\rho v Y_i) = -\nabla * \mathbf{J}_i + R_i + S_i \quad \text{Ec. 5.1}$$

Donde  $\mathbf{J}_i$  es el flujo difusivo de masa de la especie  $i$  debido a gradientes de concentración y temperatura. En flujos turbulento Ansys Fluent calcula la difusión másica de la siguiente forma:

$$\mathbf{J}_i = -\left(\rho D_{i,m} + \frac{\mu_t}{Sc_t}\right) \nabla Y_i - D_{T,i} \frac{\nabla T}{T} \quad \text{Ec. 5.2}$$

Donde  $Sc_t$  es el número de Schmidt turbulento ( $Sc_t = \frac{\mu_t}{\rho D_t}$ ), siendo  $D_t$  la difusividad turbulenta, de forma estándar se le da un valor de 0,7. En cuanto al resto de parámetros de la ecuación de conservación (Ec. 5.1) se tiene  $R_i$  que es la tasa de reacción, corresponde a la generación o destrucción de las especies  $i$  debido a las reacciones químicas que tienen lugar.

La mayoría de los combustibles se queman rápidamente, por lo que la velocidad global de reacción es controlada por la velocidad de mezcla turbulenta. En llamas de difusión, la turbulencia mezcla lentamente el combustible y el oxidante en las zonas de reacción, donde se queman rápidamente. De esta forma se dice que la combustión está limitada por la velocidad de mezcla y que, por ello, las cinéticas químicas complejas, y a menudo desconocidas, pueden no ser tenidas en cuenta. Basado en el trabajo de *Magnussen y Hjertager* [24] el modelo *Eddy Dissipation* toma la velocidad de reacción,  $R_{i,r}$ , la menor entre las velocidades de mezcla turbulenta y la velocidad de reacción química, calculas, respectivamente, mediante:

$$R_{i,r} = v'_{i,r} M_{w,i} A \rho \frac{\epsilon}{k} \min\left(\frac{Y_R}{v'_{R,r} M_{w,R}}\right) \quad \text{Ec. 5.3}$$

$$R_{i,r} = v'_{i,r} M_{w,i} A B \rho \frac{\epsilon}{k} \frac{\sum_P Y_P}{\sum_j v''_{j,r} M_{w,j}} \quad \text{Ec. 5.4}$$

Donde  $Y_P$  es la fracción másica del producto,  $Y_R$  es la fracción másica del reactivo,  $M_{w,i}$  el peso molecular de la especie  $i$ ,  $v'_{i,r}$  y  $v''_{j,r}$  son respectivamente el coeficiente estequiométrico del reactivo  $i$  y el producto  $j$  en la reacción  $r$ ,  $A$  una constante experimental con valor igual a 4.0 y  $B$  otra constante experimental de valor 0.5.

Aunque Ansys Fluent permite mecanismos de reacción de varios pasos (número de reacciones mayor de 2) con el modelo de Eddy Dissipation, estos probablemente produzcan soluciones incorrectas. La razón es que los mecanismos químicos de reacciones en varios pasos (etapas elementales) se basan en velocidades de reacción con la forma de Arrhenius, diferentes para cada reacción. En el modelo de ED cada reacción tiene la misma velocidad turbulenta y, por lo tanto, el modelo se debe usar solo para un paso (reacción global) o dos pasos como mucho [25]. Para incorporar mecanismos de cinética química de etapas múltiples (siendo cada etapa una

reacción elemental) en flujos turbulentos, se debe usar el modelo EDC.

### 3.1.2. Modelado de la turbulencia

Existen varios enfoques para tener en cuenta la turbulencia, cada uno con una determinada función y dependiendo del objetivo de la simulación se debe elegir uno u otro. Los tres enfoques son [26]:

- RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes)
- DES (Detached Eddy Simulation)
- LES (Large Eddy Simulation)

El contenido teórico detrás de la técnica de simulación *LES* radica en la separación de los remolinos de la turbulencia entre escalas grandes y pequeñas, las ecuaciones de gobierno para *LES* son obtenidas mediante el filtrado en el espacio físico de las ecuaciones dependientes en el tiempo de Navier-Stokes. El filtrado físico consiste en un mallado del espacio, los remolinos cuyo tamaño son menores que el ancho de la malla no son tenidos en cuenta en los cálculos. Así, las ecuaciones de gobierno resultantes describen la dinámica de los grandes remolinos [27]. El enfoque *RANS* simplifica mucho más el cálculo, en estas variables de las ecuaciones instantáneas de Navier-Stokes se descomponen en la media (promediado en el espacio o en el tiempo) y componente fluctuante [28]. El enfoque *LES* propone una formulación híbrida entre el *RANS* y el *LES*. Mediante esta formulación las zonas de capa límite cercanas a la pared son resueltas por el enfoque *RANS*, mientras que el flujo libre alejado de la pared se calcula bajo el enfoque *LES* [29].

El enfoque más usado es el *RANS*, el cual hemos usado en este trabajo, debido a que el coste computacional es mucho menor. Mientras que el modelo *DES* se encuentra en un punto intermedio, el modelo *LES* muestra un gran detalle en los vórtices y toma mucho tiempo, se necesitan semanas para llegar a un resultado en una computadora normal ya que precisan de una malla muy fina [26].

#### 3.1.2.1. Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS)

Las *RANS* son ecuaciones que describen el movimiento de un fluido turbulento promediado en el tiempo, válidas para un fluido newtoniano en todo el rango de escalas turbulentas [25]. Actualmente en los programas de cálculo como Ansys Fluent se han desarrollado distintos modelos de resolución de estas ecuaciones, clasificadas según el número de ecuaciones adicionales que introducen para la resolución de las ecuaciones de conservación, desde cero, en el caso del método “mixing length” hasta siete en el “Reynolds stress model (RSM)”. En este trabajo se ha elegido un modelo que incluye dos ecuaciones adicionales, “*k-ε* model”, que a su vez presenta tres formas de resolución de estas ecuaciones: standard, RNG y Realizable. Estos tres métodos resuelven de forma similar las ecuaciones de transporte para *k* y  $\epsilon$ , donde *k* es la energía cinética turbulenta y  $\epsilon$  es la disipación de la energía cinética turbulenta. Las mayores diferencias entre estos modelos son [25]:

- El método de cálculo de la viscosidad turbulenta. Para el modelo “*standard k-ε*” la viscosidad turbulenta ( $\mu_t$ ) es computada combinando *k* y  $\epsilon$  como sigue:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad \text{Ec. 5.5}$$

En el caso del método *RNG* al cálculo de la viscosidad turbulenta se le añade un término que tiene en cuenta el efecto de la rotación del fluido, siendo  $\mu_{t0}$  el resultado del cálculo de la ecuación 5.5, la viscosidad turbulenta,  $\mu_t$ , viene dada por:

$$\mu_t = \mu_{t0} f\left(\alpha_s, S, \frac{k}{\epsilon}\right) \quad \text{Ec. 5.6}$$

Donde *S* es el número adimensional que caracteriza el swirl ya explicado en el capítulo 3 y  $\alpha_s$  es una constante que toma diferentes valores dependiendo de si el flujo está dominado por la rotación (*swirl-dominated*) o si solo está girando suavemente (*mildly swirling*).

La principal diferencia del modelo “*Realizable k-ε*” con el modelo *RNG* es que el parámetro  $C_\mu$  deja de ser una constante, es computada mediante la expresión:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\epsilon}} \quad \text{Ec. 5.7}$$



Donde  $A_0 = 4.04$  y  $A_s = \sqrt{6} \cos\varphi$

- El número de Prandtl turbulento que gobierna la difusión turbulenta de  $k$  y  $\epsilon$ . En el modelo RNG es posible computar el número de Prandtl mediante una ecuación analítica derivada de la teoría del modelo RNG, expresada en la *ecuación 5.20*.
- La generación y destrucción de términos en la ecuación de  $\epsilon$ . En el modelo *standard* la ecuación de transporte para la tasa de disipación de la energía ( $\epsilon$ ) viene dada por la siguiente expresión:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad \text{Ec. 5.8}$$

La principal diferencia entre el modelo estándar y el RNG radica en la adición de un término adicional,  $R_\epsilon$  (ver *ecuación 5.23*) en la ecuación de  $\epsilon$ , como puede verse en la *ecuación 5.17*. Los efectos de este término en la ecuación de  $\epsilon$  se pueden ver mas claramente si reorganizamos los términos de la *ecuación 5.17* usando usando la igualdad de la *ecuación 5.23*. El tercer y cuarto término del lado derecho de la *ecuación 5.17* se pueden combinar y la ecuación de  $\epsilon$  resultante se puede volver a escribir como:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_\epsilon \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon}^* \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad \text{Ec. 5.9}$$

$$C_{2\epsilon}^* = C_{2\epsilon} + \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \quad \text{Ec. 5.10}$$

Por último, en el modelo *Realizable* se desarrolla una nueva ecuación para la tasa de disipación ( $\epsilon$ ) a través de la derivación de una ecuación del transporte de la fluctuación de la vorticidad media cuadrática:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_{1\epsilon} S_\epsilon - \rho C_{2\epsilon} \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} G_b + S_\epsilon \quad \text{Ec. 5.11}$$

En esta ecuación,  $G_b$  es la generación de energía cinética turbulenta debido a la flotabilidad, expresada como:

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad \text{Ec. 5.12}$$

Donde  $Pr_t$  es el número de Prandtl turbulento y  $g_i$  es la componente del vector gravitacional en la dirección  $i$ .

$C_{1\epsilon}$  y  $C_{2\epsilon}$  son constantes,  $\sigma_\epsilon$  es el inverso del número de Prandtl turbulento para  $\epsilon$ .  $S_\epsilon$  es un término fuente definido por el usuario y:

$$C_{1\epsilon} = \max \left[ 0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad \text{Ec. 5.13}$$

$$\eta = S \frac{k}{\epsilon} \quad \text{Ec. 5.14}$$

Donde,  $S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$ , es el módulo del tensor de velocidad de deformación promedio,  $S_{ij}$ :

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad \text{Ec. 5.15}$$

El modelo RNG se deriva utilizando una técnica estadística rigurosa (llamada teoría de grupos de renormalización) [25]. Es similar en forma al modelo estándar, pero incluye varias mejoras: tiene un término adicional en su ecuación de  $\epsilon$  que mejora significativamente la precisión para flujos forzados; el efecto de remolino en la turbulencia se incluye en el modelo RNG, lo que mejora la precisión de los flujos en remolino; proporciona una fórmula analítica para los números turbulentos de Prandtl, mientras que el modelo estándar de utiliza valores constantes especificados por el usuario; mientras que el modelo estándar es un modelo con un número alto de Reynolds, la teoría del RNG proporciona una fórmula diferencial analítica para la viscosidad efectiva que tiene en cuenta los efectos de números bajos de Reynolds. Estas características hacen que el modelo RNG sea más preciso y confiable para una clase más amplia de flujos que el modelo estándar [25].

En el presente trabajo, debido a que el quemador que se utiliza tiene incorporado un generador de turbulencia (swirl), el cual se detallará mas adelante, se ha considerado oportuno utilizar el modelo RNG  $k-\epsilon$  para una mayor

precisión en los resultados.

- Ecuaciones de gobierno del modelo RNG k- $\epsilon$ : Las dos ecuaciones que definen la turbulencia en este modelo son:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\alpha_k \mu_{ef} \frac{\partial k}{\partial x_j}) + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad \text{Ec. 5.16}$$

y

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\alpha_\epsilon \mu_{ef} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R_\epsilon + S_\epsilon \quad \text{Ec. 5.17}$$

Donde, en estas ecuaciones  $G_k$  representa la generación de energía cinética turbulenta debido a los gradientes de la velocidad media, calculándose como

$$G_k = -\rho u'_i u'_j \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad \text{Ec. 5.18}$$

Seguidamente  $G_b$  se refiere a la generación de energía cinética turbulenta debido a la flotabilidad cuando están presente simultáneamente un campo gravitatorio y un gradiente de temperaturas:

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad \text{Ec. 5.19}$$

Donde  $Pr_t$ , igual a  $1/\alpha$  en el modelo RNG, es el numero de Prandtl turbulento, donde  $\alpha$  viene dado por

$$\left| \frac{\alpha - 1.3929}{\alpha_0 - 1.3929} \right|^{0.6321} \left| \frac{\alpha + 2.3929}{\alpha_0 + 2.3929} \right|^{0.3679} = \frac{\mu_{mol}}{\mu_{ef}} \quad \text{Ec. 5.20}$$

siendo  $\alpha_0 = 1.0$ ,  $g_i$  es la componente del vector gravitacional en la dirección  $i$  y  $\beta$  es el coeficiente de expansión térmica definido como:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad \text{Ec. 5.21}$$

$Y_M$  representa la contribución de la fluctuación de la dilatación en fluidos compresibles turbulentos en la tasa de disipación (*dissipation rate* en inglés), se aplica solo a fluidos con un alto número de Mach y viene dado por la expresión:

$$Y_M = 2\rho \epsilon M_t^2 \quad \text{Ec. 5.22}$$

Donde  $M_t$  (número de Mach turbulento) queda definido con  $M_t = \sqrt{\frac{k}{a^2}}$  siendo  $a = \sqrt{\gamma RT}$

Los parámetros  $\alpha_k$  y  $\alpha_\epsilon$  son los inversos de los números de Prandtl para  $k$  y  $\epsilon$  respectivamente,  $S_k, S_\epsilon$  son términos definidos por el usuario. Las constantes  $C_{1\epsilon}$  y  $C_{2\epsilon}$  son valores derivados analíticamente, y utilizados por defecto en Ansys Fluent como  $C_{1\epsilon} = 1.42$  y  $C_{2\epsilon} = 1.68$ .

La mayor diferencia entre el modelo RNG y el estándar reside en el término adicional  $R_\epsilon$  en la ecuación de  $\epsilon$ , este está definido por:

$$R_\epsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta / \eta_0) \epsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k} \quad \text{Ec. 5.23}$$

Donde  $\eta \equiv S^k / \epsilon$ ;  $\eta_0 = 4.38$  y  $\beta = 0.012$

- Modelado de la viscosidad: En el procedimiento RNG se resuelve una ecuación diferencial de la viscosidad turbulenta que da una descripción de como varía el transporte turbulento con el número de Reynolds, lo que permite que el modelo sea mas preciso en números de Reynolds bajos y flujos cercanos a la pared:

$$d \left( \frac{\rho^2 k}{\sqrt{\epsilon \mu}} \right) = 1.72 \frac{v}{\sqrt{v^3 - 1 + C_v}} dv \quad \text{Ec. 5.24}$$

Donde  $v = \mu_{ef} / \mu$  y  $C_v \approx 100$

En el caso de números de Reynolds altos la ecuación queda como:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad \text{Ec. 5.25}$$

con  $C_\mu = 0.0845$

- Modificación del swirl (remolino o rotación) en el modelo RNG: La turbulencia, en general, se ve afectada por la rotación en el flujo. Por esto se implementa una opción que tiene en cuenta esta rotación mediante la modificación del valor de la viscosidad. La modificación es función de los siguientes parámetros:

$$\mu_t = \mu_{t0} \left( \alpha_s, S, \frac{k}{\epsilon} \right) \quad \text{Ec. 5.26}$$

Donde  $\mu_{t0}$  es el valor dado por la ecuación 5.10, S es el número adimensional que caracteriza el swirl ya explicado en el capítulo 3 y  $\alpha_s$  es una constante que toma diferentes valores dependiendo de si el flujo esta dominado por la rotación (swirl-dominated) o si solo esta girando suavemente (midly swirling).

Esta modificación de la viscosidad por la acción de la rotación siempre tiene efecto para ejes axilsimétricos, flujos en rotación y flujos en tres dimensiones cuando se selecciona el modelo RNG. Para flujos que rotan suavemente se establece el valor de  $\alpha_s = 0.07$ , sin embargo, si se trata de un flujo fuertemente dominado por la rotación se puede establecer valores mayores a este [25].

### 3.2. Diseño geométrico del quemador

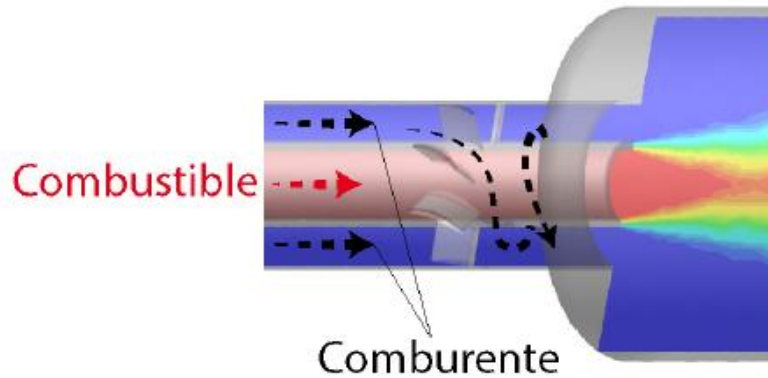
Durante el último cuarto del siglo XX se llevó a cabo numerosas investigaciones con el objetivo de desarrollar lo máximo posible el modelo matemático detrás de los procesos computacionales utilizados para predecir la velocidad, concentración de las especies, temperatura, velocidad de reacción, emisiones, etc. En un *workshop* de la NASA sobre el modelado de la combustión se dio la recomendación de usar tests experimentales específicamente diseñados para así poder proporcionar correctamente los datos de partida que se necesitan en el modelado matemático. Siguiendo esta recomendación Roback & Johnson en 1983 llevan a cabo tests experimentales en una cámara de combustión con un jet de entrada coaxial de combustible y comburente, con efecto giro del flujo comburente y mezcla turbulenta, ya que quemadores de estas características son encontrados en turbinas de gas y calderas [30].

Se decide trabajar sobre el quemador de Roback & Johnson debido a que presenta las siguientes ventajas:

- No presenta un diseño muy complejo, por lo que se puede modelar en un programa de diseño gráfico sin gran dificultad.
- En su informe presentan datos empíricos de la combustión que ellos llevaron a cabo lo que permite tomar condiciones de contorno acertadas, como las velocidades de entrada de combustible y comburente, para asegurar que la combustión se produce de manera correcta.
- Posibilita la comparación de los resultados de la simulación con los reales, lo que permite comprobar la veracidad de estos.
- Esta diseñado especialmente para la combustión del gas natural por lo que se puede detectar que se debería de modificar en un quemador de gas natural para la correcta combustión del biogás.

Para llevar a cabo las simulaciones se ha optado por un diseño similar al desarrollado por Roback y Johnson en sus tests para un estudio de la NASA en 1983 [30]. Este es un quemador de flujo rotante, con álabes a la entrada, que proporcionan al fluido comburente (aire) una rotación antes de entrar a la cámara de combustión como se muestra en la Figura 17. Este consta de todas las partes esenciales de un quemador industrial, pero a escala de laboratorio.

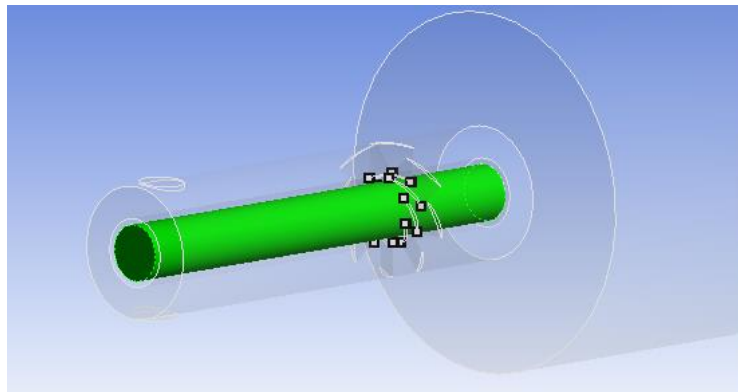
A continuación, se detalla las características y dimensiones del quemador de Roback & Johnson. Además, para cada elemento del quemador, se destaca las diferencias que presenta este con el modelado en cada caso de estudio. La fundamentación de estas modificaciones reside principalmente en que para la combustión estudiada en 1983 el gas natural usado como combustible contiene un 23% % de metano, mientras que el utilizado en este proyecto contiene un 87% en volumen, siendo esta proporción la presente en el gas natural que se comercializa actualmente.



*Figura 3.1 Diseño quemador Roback & Johnson [31]*

### 3.2.1. Tobera axial

El combustible entra de forma axial a un cilindro de 220 mm de longitud y 12,5 mm de radio. En ninguno de los casos de estudio estas dimensiones han sido modificadas.



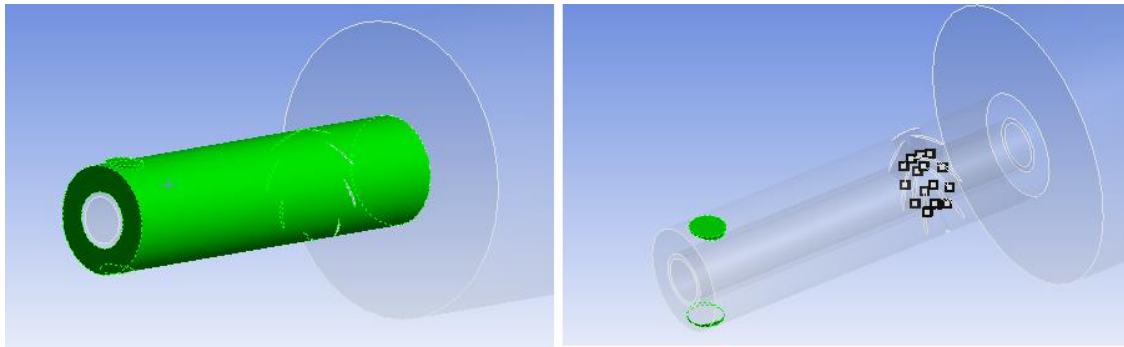
*Figura 3.2 Tobera axial de entrada del combustible*

### 3.2.2. Tobera anular

El comburente (aire), entra a la cámara de combustión por un conducto anular exterior al de combustible. Este posee dos entradas circulares en zonas opuestas del conducto de 20 mm de diámetro situados a 205 mm de la entrada a la cámara de combustión. El diámetro interno es de 30,6 mm y el exterior de 59 mm.

Dado que la necesidad de aire a la entrada es mucho mayor en el gas natural de estudio que el gas natural utilizado en los tests de Roback & Johnson, no es posible introducir todo el aire por la tobera anular descrita anteriormente, si este se introdujera al completo por la entrada de aire primario, entraría en la cámara de combustión a gran velocidad, produciendo inestabilidad en la llama, pudiendo llegar incluso a su desprendimiento. Esta problemática se ha resuelto de dos formas distintas para cada uno de los casos presentados mas adelante.

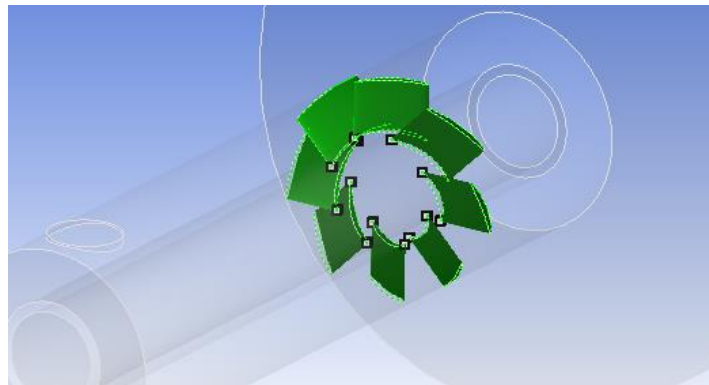
Para el primer caso, en la combustión del gas natural se ha optado por introducir una entrada de aire secundaria a la cámara de combustión, practica muy utilizada en los quemadores industriales, como hemos visto en capítulos anteriores. Esto presenta la ventaja de que se produce una mejor combustión del gas natural, pero tiene como principal desventaja que se distancia de la comparación con la combustión del gas de síntesis al no presentar esta una entrada de aire secundario, ya que su demanda de aire a la entrada es mucho menor (en torno al 20%) pudiendo ser satisfecha entrando por la tobera anular sin producir inestabilidades en la llama. Por esto, para el caso en el que se introduce igual potencia calorífica con los dos combustibles se ha optado por ensanchar un 30% el diámetro de la tobera anular (76.12 mm), reduciendo así la velocidad de entrada del comburente para la combustión del metano hasta los valores reportados en el estudio de la NASA.



*Figura 3.3 Detalle de la tobera anular del quemador*

### 3.2.3. Generador de swirl

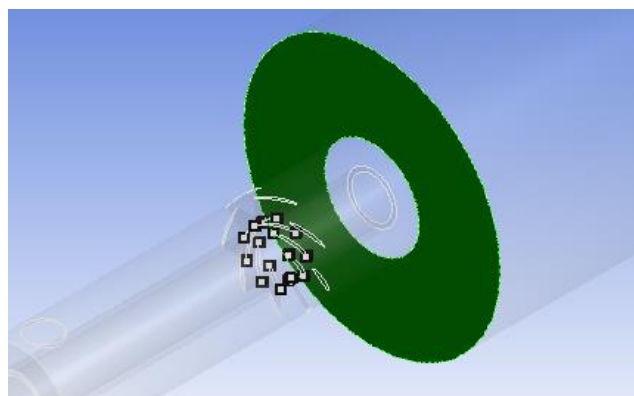
Dentro del conducto anular se encuentra una corona de 8 álabes de 25 mm de cuerda cada uno, con un ángulo de  $60^\circ$  respecto a la dirección axial. La distancia desde la cámara de combustión hasta el inicio del álabe es de 75 mm.



*Figura 3.4 Generador de swirl del quemador*

### 2.4.3. Entrada de aire secundario

Para el primer caso, la corona circular formada por la conexión del quemador y la cámara de combustión de 59 mm de diámetro interno y 160 mm de diámetro externo se ha tomado como la entrada de aire secundario a baja velocidad con el objetivo de mantener la estabilidad de la llama.



*Figura 3.5 Entrada de aire secundario a la cámara de combustión*

### 2.4.4. Cámara de combustión

En el diseño de Roback & Johnson [30] para la cámara de combustión se especifica un cilindro de 122 mm de diámetro y una longitud de 1016 mm. Estas dimensiones han sido modificadas ya que en ambos casos se quema un gas natural mas rico en  $\text{CH}_4$  y se precisa de una mayor cámara de combustión para que la llama se desarrolle correctamente. En ambos casos la combustión se desarrolla en una cámara cilíndrica de 160 mm de diámetro y 1200 mm de largo.

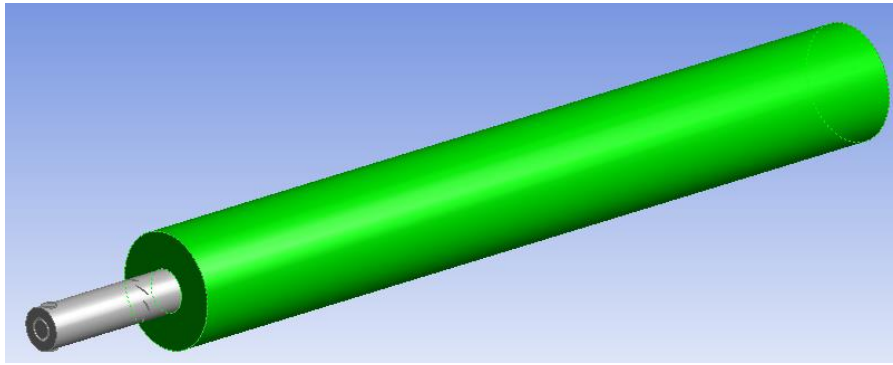


Figura 3.6 Cámara de combustión

### 3.3. Condiciones de contorno

#### 3.3.1. Gas de síntesis de estudio

El gas de síntesis, el cual estudiaremos posteriormente su combustión y la simularemos, resulta de un modelo desarrollado en [32]. Este modelo permite: (i) estimar la composición del gas y la conversión de combustible sólido (char); (ii) capturar el efecto de cambios en las condiciones de operación del gasificador de lecho fluido; (iii) ser lo suficientemente simple para su implementación en simulaciones de diagramas de flujo, necesitando unos determinados datos de entrada que no supongan un gran esfuerzo.

Este modelo ha sido desarrollado y comparado con test empíricos en un reactor de lecho fluido burbujeante (BFB) con diferentes agentes gasificantes: aire, Aire-vapor, y aire enriquecido con oxígeno-vapor. El agente de gasificación se precalienta para entrar en el reactor a 400 °C. El combustible es fragmentos de madera con fórmula empírica  $CH_{1.4}O_{0.64}$  (secas y libres de cenizas). El contenido de humedad y cenizas es de 6.3% y 0.5% (máscico) respectivamente, y el poder calorífico inferior del combustible es de 17.1 MJ / kg, el material del lecho utilizado en el FBG era de una densidad de 2650 kg / m<sup>3</sup> y un tamaño promedio de 290  $\mu m$  [23]. En la figura 4.5 se representa la planta piloto del gasificador utilizado para llevar a cabo los tests. El diseño del reactor permite modificar de forma independiente los valores de cada uno de los caudales de entrada: biomasa, aire, vapor y oxígeno [33].

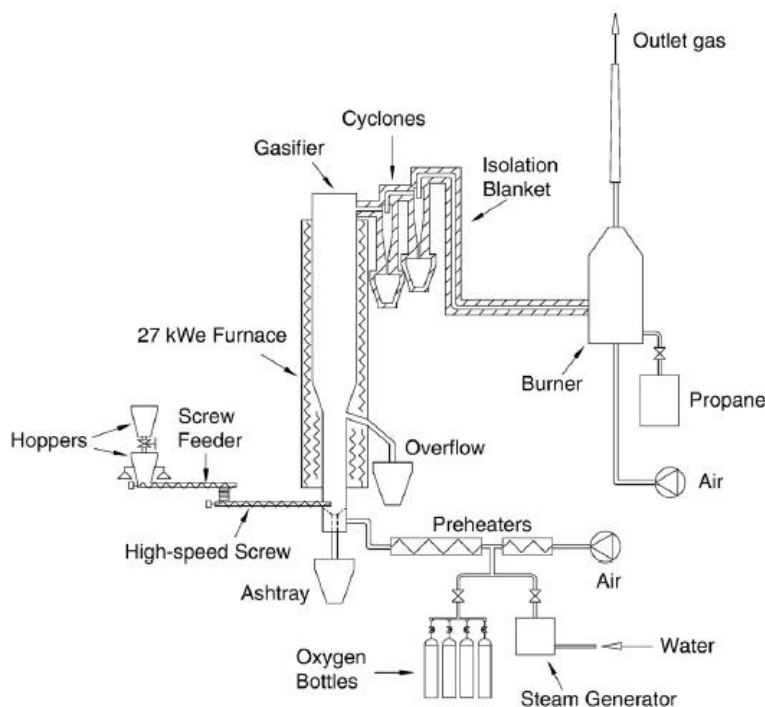


Figura 3.7 Esquema planta piloto gasificador de lecho fluido burbujeante [33]

### 3.3.2. Composiciones del gas natural y el Biogás.

Respecto a la composición de los fluidos de entrada, en ambos casos el comburente es aire, con una composición estándar atmosférica de 23% de oxígeno y 77% de nitrógeno en peso. En cuanto al combustible utilizado distinguimos:

- Gas natural. La composición de este combustible difiere según la zona donde haya sido extraído. En este trabajo se ha optado por uno cuya composición volumétrica es la composición media del distribuido por Enagás [34]:

<b>Metano</b>	86,15%
<b>Etano</b>	12,68%
<b>Propano</b>	0,40%
<b>Butano</b>	0,09%
<b>Nitrógeno</b>	0,68%

Tabla 3.1 Composición gas natural

- Gas de síntesis: El gas combustible procedente de la biomasa, obtenido a través del modelo mencionado en el apartado 3.3.1., tiene la siguiente composición volumétrica en base seca [32]:

Monóxido de carbono	16,60%
Hidrógeno	14,00%
dióxido de carbono	14,10%
Metano	4,90%
Nitrógeno	50,40%

Tabla 3.2 Composición gas de síntesis

### 3.3.3. Datos de partida

Para la resolución de la combustión del gas natural y de síntesis se deben establecer una serie de condiciones de contorno a incluir en el programa informático, para que este pueda compilar y proporcionar una solución coherente. En la tabla 3.3 y 3.4 se declaran todos estos, siendo seguidamente explicados.

Para las combustiones presentadas se ha elegido la temperatura ambiente para la entrada de combustible (25 °C), mientras que en el caso del comburente se le ha aplicado un precalentamiento previo (120 °C). Esto es debido a que en la mayoría de las aplicaciones industriales se precalienta el aire de entrada con el objetivo de mejorar el rendimiento de la máquina.

La intensidad de la turbulencia (*turbulent intensity*),  $I$ , se define como el cociente del cuadrado de la raíz media de las fluctuaciones de velocidad,  $u'$ , y la velocidad media del fluido,  $u_{avg}$ . Para flujos internos, la intensidad de la turbulencia en la entrada depende totalmente del comportamiento del flujo aguas arriba. Si el flujo aguas arriba está subdesarrollado y sin perturbaciones, se da una intensidad de turbulencia baja, si el flujo está completamente desarrollado, la intensidad de la turbulencia puede ser alta. La intensidad de la turbulencia en el núcleo de un flujo completamente desarrollado en el interior de un tubo puede estimarse a partir de la siguiente fórmula derivada de una correlación empírica para flujos en tubería [25]:

$$I = \frac{u'}{u_{avg}} = 0.16(Re_{DH})^{-1/8} \quad \text{Ec. 5.16}$$

La relación de viscosidad turbulenta (*turbulent viscosity ratio*), es directamente proporcional al número de Reynolds turbulento ( $Re_t = k^2/(\epsilon\nu)$ ). Normalmente, los parámetros de turbulencia se establecen de manera que  $1 < \mu_t/\mu < 10$ .

La escala de longitud turbulenta (*turbulent length scale*),  $l$ , es una magnitud física relacionada con el tamaño de los remolinos que contienen la energía en flujos turbulentos [25]. En flujos en tuberías completamente desarrollados,  $l$  está restringido por el tamaño del conducto, ya que los remolinos turbulentos no pueden ser más grandes que el mismo. Una relación aproximada entre  $l$  y el tamaño de la tubería es,  $l = 0.07*L$ , donde  $L$  es el diámetro de la tubería en caso de ser circular o el diámetro hidráulico en caso de ser una sección no circular. El

factor de 0.07 se basa en el valor máximo de la longitud de mezcla (*mixing length*) en un flujo turbulento completamente desarrollado dentro de una tubería.

La energía cinética de la turbulencia (*Turbulent kinetic energy*) es la energía cinética media por unidad de masa asociada a los remolinos en el flujo turbulento. Físicamente, la energía cinética de la turbulencia se caracteriza por las fluctuaciones de la velocidad media medida. La energía cinética de la turbulencia se puede calcular (para un conducto liso) utilizando la siguiente ecuación:

$$k = \frac{3}{2} (u_{avg} I)^2 \quad \text{Ec. 5.17}$$

Donde,  $u_{avg}$  es la velocidad media del fluido e  $I$  es la intensidad de la turbulencia.

La tasa de disipación de la turbulencia (*turbulent dissipation rate*) es la velocidad a la que la energía cinética de la turbulencia se convierte en energía térmica [25]. Viene dada por:

$$\epsilon = (C_\mu)^{3/4} \frac{k^{3/2}}{l} \quad \text{Ec. 5.18}$$

Donde  $C_\mu$  es una constante que se especifica en los modelos de turbulencia (aproximadamente 0.09),  $k$  es la energía cinética turbulenta y  $l$  es la escala de longitud turbulenta.

- Condiciones de entrada para el caso primero:

	Gas natural			Gas de Síntesis	
	Combustible	Comburente		Combustible	Comburente Tobera anular
		Tobera anular	Aire secundario		
Velocidad (m/s)	1,75	7	0,45	1,257	1,483
Caudal másico (kg/s)	$6 \cdot 10^{-4}$	$4,1 \cdot 10^{-2}$	$6,5 \cdot 10^{-3}$	$6 \cdot 10^{-4}$	$8,7 \cdot 10^{-4}$
Temperatura (°C)	25	120	120	25	120
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	0,754	0,897	0,897	1,05	0,897
Viscosidad (kg/m·s)	$1,086 \cdot 10^{-5}$	$2,264 \cdot 10^{-5}$	$2,264 \cdot 10^{-5}$	$1,752 \cdot 10^{-5}$	$2,264 \cdot 10^{-5}$
Nº Reynolds	3000	6000	1900	1885	1225
Intensidad turbulenta (%)	6	5,4	5	6,2	6,6
Esc. de long. turbulenta (m)	$1,75 \cdot 10^{-3}$	$1,4 \cdot 10^{-3}$	$7 \cdot 10^{-3}$	$1,75 \cdot 10^{-3}$	$1,4 \cdot 10^{-3}$
E. cinética turbulenta (m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> )	$1,59 \cdot 10^{-2}$	0,216	$1,18 \cdot 10^{-3}$	$9,2 \cdot 10^{-3}$	$1,43 \cdot 10^{-2}$
T. disipación turbulenta (m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> )	0,188	11,77	$9,42 \cdot 10^{-4}$	$8,3 \cdot 10^{-4}$	0,2

Tabla 3.3 Condiciones de contorno para la misma velocidad de combustible a la entrada.

- Condiciones de entrada para caso segundo:

	Gas natural		Gas de Síntesis	
	Combustible	Comburente	Combustible	Comburente
Velocidad (m/s)	1,669	3	12,29	2,517
Caudal másico (kg/s)	$6 \cdot 10^{-4}$	$1,028 \cdot 10^{-2}$	$6,43 \cdot 10^{-3}$	$8,62 \cdot 10^{-3}$
Temperatura (°C)	25	120	25	120
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	0,733	0,898	1,07	0,898
Viscosidad (kg/m·s)	$1,078 \cdot 10^{-5}$	$2,264 \cdot 10^{-5}$	$1,678 \cdot 10^{-5}$	$2,264 \cdot 10^{-5}$
Nº Reynolds	2835	5417	19515	4544
Intensidad turbulenta (%)	5,92	5,46	4,65	5,58
Esc. de long. turbulenta (m)	$1,75 \cdot 10^{-3}$	$3,19 \cdot 10^{-3}$	$1,75 \cdot 10^{-3}$	$3,19 \cdot 10^{-3}$
E. cinética turbulenta (m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> )	$1,47 \cdot 10^{-2}$	$1,25 \cdot 10^{-2}$	0,49	0,71
T. disipación turbulenta (m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> )	0,167	$7,18 \cdot 10^{-2}$	32,26	30,61

Tabla 3.4 Condiciones de contorno para la misma potencia introducida a la entrada



### 3.3.4. Mallado del quemador y cámara de combustion

Cuando se va a realizar cualquier simulación en un programa informático que use el método de los elementos finitos, el mallado de la geometría es uno de los aspectos más importantes de cara a la simulación. La malla es una representación discreta de la geometría del problema, el objetivo de este mallado es dividir el dominio en un gran número de volúmenes de control, en cada uno de estos volúmenes se resuelven las ecuaciones de conservación del modelo y se relacionan con los valores de los volúmenes o celdas adyacentes [35].

La malla tiene un impacto significativo en la velocidad de convergencia del problema, la precisión de la solución y el tiempo requerido por la CPU para converger [35]. Es por esto que es imprescindible trabajar sobre una malla de una mínima de calidad.

Para el caso de estudio se ha trabajado con una malla compuesta por elementos tetraédricos, con las siguientes características:

Nodos	Elementos	Tetraedros
411578	2259811	2259811

Tabla 3.5 características del mallado

Domain	Minimum Face Angle	Maximum Face Angle	Maximum Edge Length Ratio	Maximum Element Volume Ratio
fluid	14.3469°	124.77 °	3.79758	16.992

Tabla 3.6 Estadísticas del mallado

Como se puede apreciar en las Figuras 3.8 y 3.9 la zona de la geometría que presenta una malla mas fina es la tobera anular y el generador de swirl. Esto es debido a que es en esta zona donde se le da al comburente la componente azimutal que definirá el mezclado dentro de la cámara de combustion. Igualmente se afina un poco mas la malla a la entrada de la cámara ya que es el punto crítico donde se da el mezclado, la recirculación y la mayor parte del proceso combustivo.

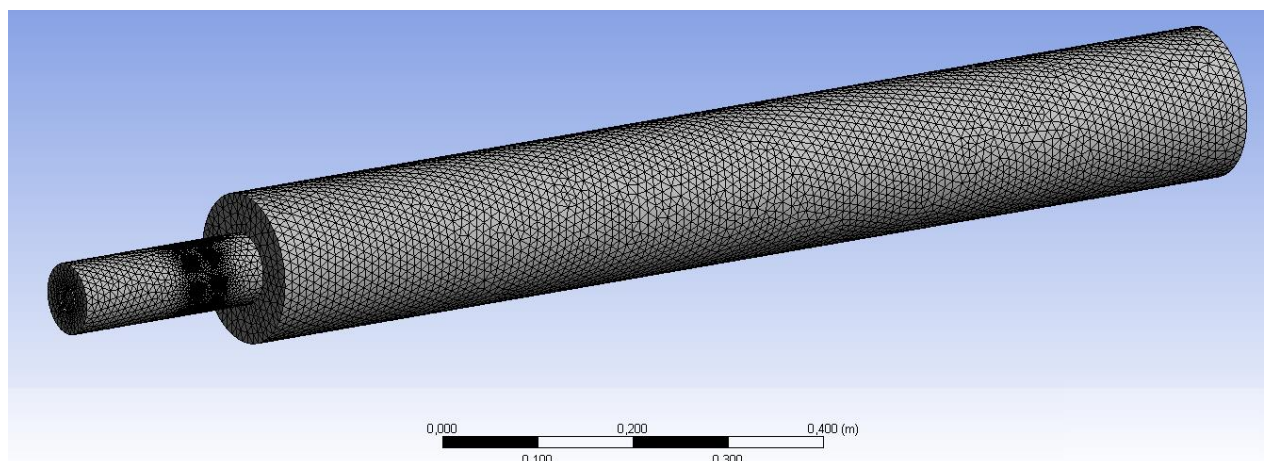


Figura 3.8 Vista general del mallado

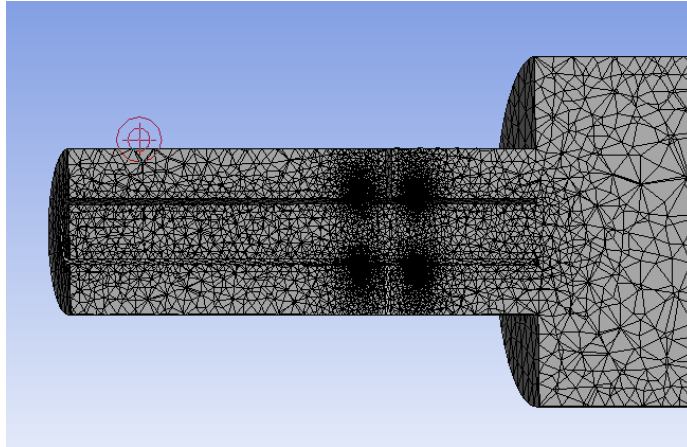


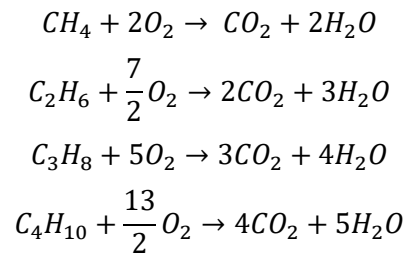
Figura 3.9 Detalle del mallado en el quemador y entrada a la cámara de combustión

### 3.4. Resultados

A continuación, se exponen los principales resultados obtenidos en base a los cálculos teóricos realizados, explicados en capítulos anteriores, y a las simulaciones llevadas a cabo en el entorno de Ansys Fluent.

#### 3.4.1. Oxígeno teórico, composición del gas a la salida y temperatura adiabática de llama.

Dada la composición del gas natural presentada en la *tabla 3.1.*, la combustión completa de este viene dado por las reacciones globales:



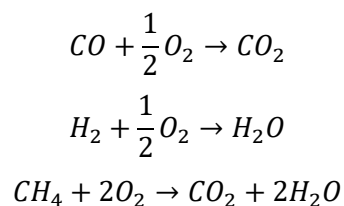
El oxígeno teórico necesario para la combustión completa del gas natural de estudio es de 3,93 kg O<sub>2</sub>/kg Cble, lo que siendo el comburente aire atmosférico resulta en 17,08 kg aire/kg cble. La composición másica del gas de salida, con un caudal másico de 18,08 kg/kg cble., para la combustión estequiométrica completa es:

N <sub>2</sub>	72,74%
CO <sub>2</sub>	15,41%
H <sub>2</sub> O	11,85%

Tabla 3.7 Composición gases de salida gas natural

Por otro lado, la temperatura adiabática de llama de combustión para este combustible es de 2177 °C.

En cuanto a la combustión del gas de síntesis, en este se dan las siguientes reacciones globales:



Son necesarios 1,341 kg aire por cada kg de combustible. La composición másica del gas producto con un caudal másico de 2,341 kg/kg cble., para la combustión estequiométrica completa es:

N <sub>2</sub>	67,27%
CO <sub>2</sub>	25,69%
H <sub>2</sub> O	7,04%

Tabla 3.8 Composición gases de salida gas de síntesis

La temperatura adiabática de llama para este biogás es de 1891°C.

Observando los resultados se puede apreciar en primer lugar que mientras el oxígeno teórico necesario para la combustión del gas natural es de 17,08 kg aire/kg cble, en el caso del gas de síntesis es de 1,341 kg aire/kg cble, es decir, el consumo de aire en la combustión del gas natural es más de doce veces el necesario en la combustión del biogás. Esto hace que no sea posible una entrada de aire secundario a la cámara de combustión en el caso del biogás, debido a que este caudal es introducido en su totalidad por la entrada de aire primario de la tobera anular para asegurar el correcto desarrollo del fluido dentro de este en su paso por el generador de turbulencia (swirl).

Siendo el CO<sub>2</sub> uno de los principales compuestos responsables del efecto invernadero (ver capítulo 1), cabe destacar que la combustión de un kilogramo de gas natural vierte 2,79 kg CO<sub>2</sub> a la atmósfera (56 g CO<sub>2</sub>/MJ), mientras que la combustión de un kilogramo de biogás produce 0,6 kg CO<sub>2</sub> (129 g CO<sub>2</sub>/MJ). Pero, en el caso de la biomasa, no se contabiliza como contaminación al cerrar el ciclo del carbono como se explicó en el capítulo 1.

A continuación se exponen los resultados más relevantes de las simulaciones después de más de 1250 iteraciones para ambos casos de estudio, referentes a la velocidad, temperatura y fracciones másicas. Se ha finalizado la simulación cuando se ha alcanzado unos valores residuales (*scaled residuals*) inferiores a 10<sup>-4</sup> para todos los parámetros: componentes cartesianos de la velocidad, fracciones másicas de los compuestos, continuidad, energía,  $k$  y  $\varepsilon$ .

iter	continuity	x-velocity	y-velocity	z-velocity	energy	k	epsilon
1291	6.6041e-04	2.6140e-04	2.6136e-04	2.6204e-04	1.1254e-04	8.0875e-04	1.1450e-04
		ch4	o2	co2	h2o	n2	c2h6
		1.6321e-04	1.6953e-04	2.5923e-04	2.6043e-04	4.6329e-05	1.5877e-04

### 3.4.2. Velocidad axial

- CASO 1. Igual caudal de combustible a la entrada:

En el caso del gas natural la velocidad de la llama presenta un perfil similar al de los estudios de Roback & Johnson (1983) [30] (ver figura 3.10). En este test se resuelve que el perfil de la llama presenta dos zonas de recirculación, una interna y otra externa, la recirculación interna viene dada gracias al efecto del swirl en el fluido que propicia la mezcla del combustible con el comburente. La recirculación se manifiesta por una reducción de la velocidad y la presión en dicha zona.

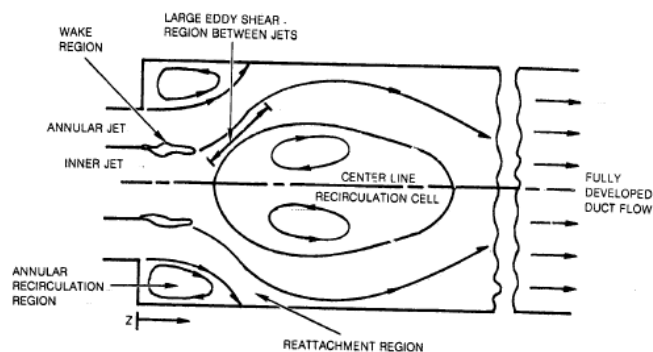
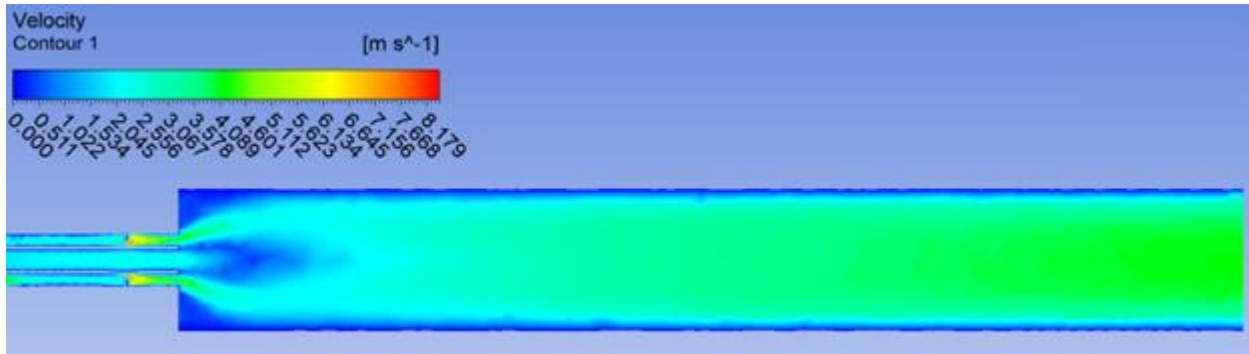


Figura 3.10 Recirculación en el perfil de llama Roback & Johnson [30]

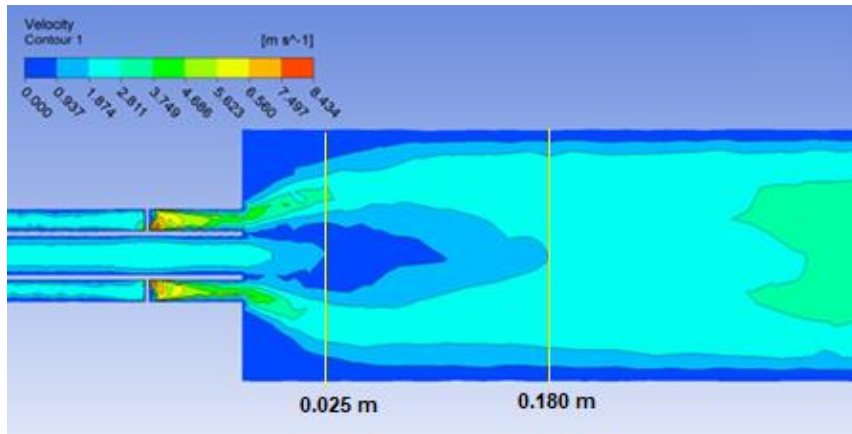
La principal diferencia de este perfil con el de estudio es la no presencia de una zona de recirculación externa debido a la entrada, en este caso, de aire secundario por la corona exterior de la cámara de combustión. Al ser la

velocidad de entrada del aire secundario de 0,45 m/s, este no produce un gran aceleramiento del flujo, pero si es suficiente para impedir la recirculación.

En las *Figuras 3.11 y 3.12* se observa el campo de velocidades para la combustión del gas natural en un plano medio de la cámara de combustión, en la cual se observa una zona desacelerada al comienzo de la cámara de combustión, coincidiendo con la zona de recirculación interna declarada en el estudio llevado a cabo en [30]. Esta comienza a 25 mm de la salida del inyector y finaliza a una distancia de 180mm (estas distancias están señaladas en la *figura 3.12* por dos líneas rectas amarillas paralelas entre sí).

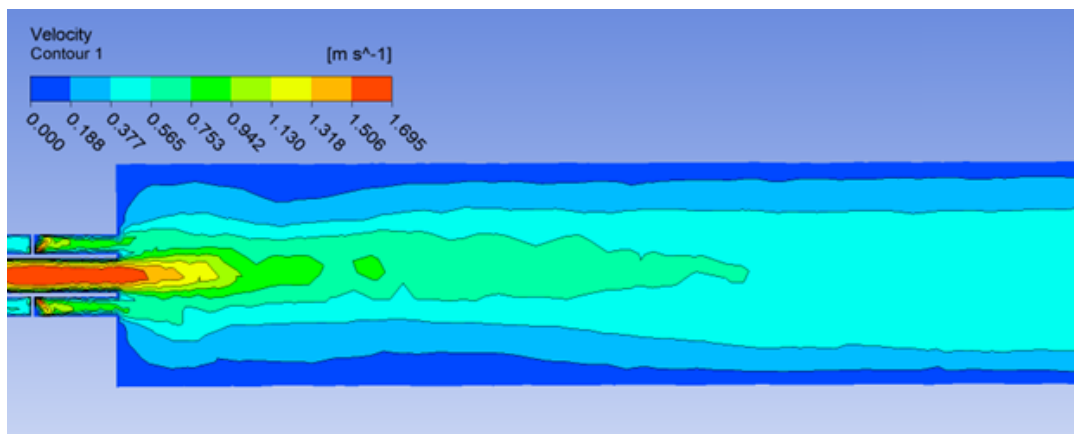


*Figura 3.11* Campo de velocidades en la cámara de combustión del gas natural



*Figura 3.12* detalle del contorno de velocidades a la entrada de la cámara de combustión del gas natural

Por el contrario, en la combustión del gas de síntesis no se aprecia zona de recirculación en el campo de velocidades, se observa una disminución de la velocidad progresiva desde la entrada a la cámara de combustión, hasta que encuentra una velocidad uniforme a los 450 mm, como puede observarse en la *figura 3.13*. Esto es debido a la baja velocidad del aire en la tobera anular que produce un bajo *swirl* o giro del fluido.



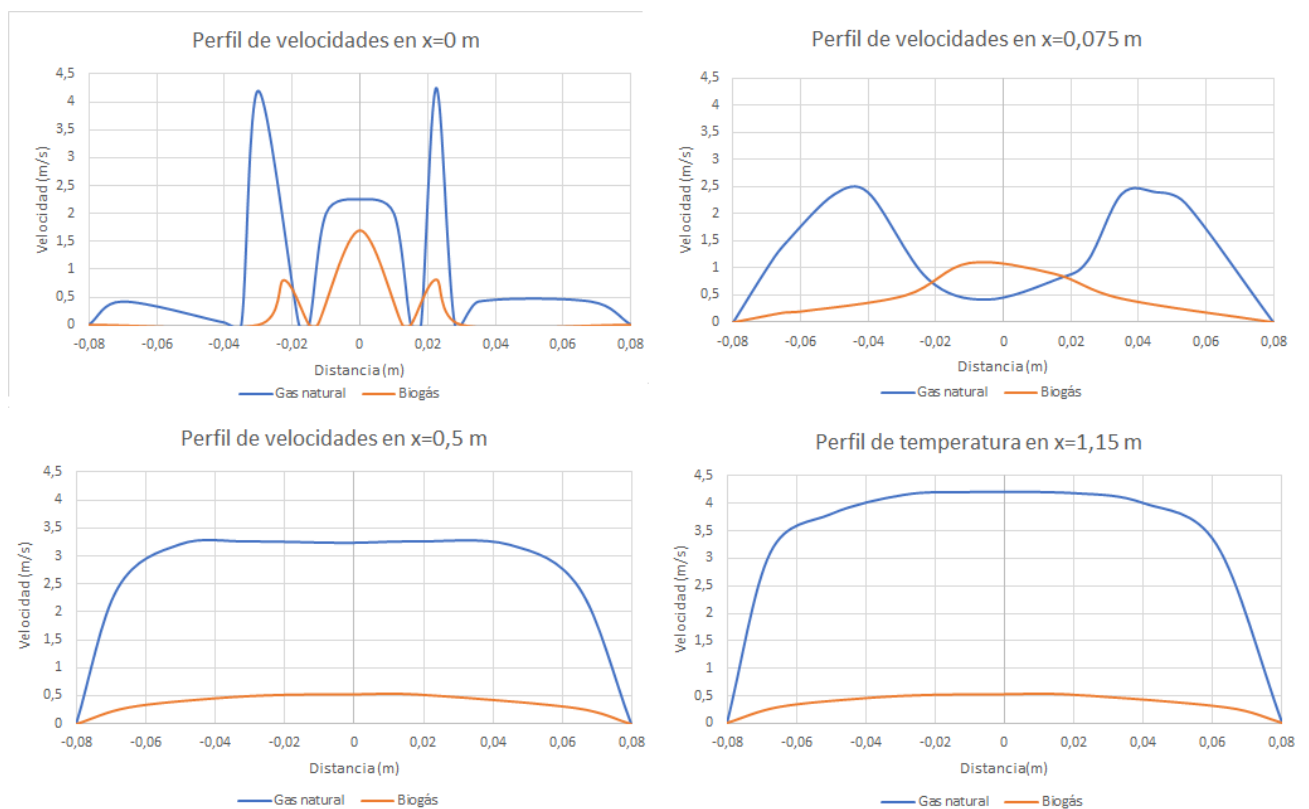
*Figura 3.13* Distribución de velocidades a la entrada de la cámara de combustión del biogás

En la *figura 3.1* se observa los perfiles de velocidades a lo largo de la cámara de combustión del gas natural y biogás, donde el eje de abscisas corresponde al diámetro de la cámara de combustión, en el eje de ordenadas se representa la velocidad del fluido y en la parte superior de la gráfica se especifica la distancia recorrida desde el inicio de la cámara de combustión.

La forma puntiaguda de ambos perfiles a la entrada de la cámara es debido al rozamiento con las paredes de aluminio del quemador que hace que el fluido se frene en las zonas cercanas a la pared.

A la entrada de la cámara de combustión los perfiles de velocidad presentan un comportamiento opuesto. Mientras que para la combustión del gas natural es mucho mayor la velocidad en la zona del comburente que en la zona de entrada del combustible, para la combustión del biogás se refleja lo contrario. Esto es debido al bajo consumo de  $O_2$  por parte del biogás que hace que el caudal de este sea muy inferior al de aire precisado para la quema del gas natural. Otro aspecto destacable es la rapidez con la que el perfil de velocidades para el biogás alcanza un perfil uniforme. Como puede apreciarse en la figura, para una distancia de 0,075 metros de la entrada, los gases del biogás están muy cerca de desarrollar el perfil con el que abandonarían la cámara, sin embargo, para la combustión del gas natural, este perfil no es totalmente alcanzado hasta los 50 centímetros de distancia. No menos importante, se destaca en la figura la diferencia de velocidades con la que abandonan el hogar ambos gases, 8 veces más rápido la salida del gas producto de la combustión del gas natural respecto al gas producto del biogás.

En las *figuras 3.15* y *3.16* se observan las líneas de corriente del combustible para ambos casos. En el caso del gas natural se manifiesta un mayor swirl y mezclado, dado el mayor caudal y velocidad de entrada del comburente. Mientras que los gases de combustión del gas natural siguen un movimiento en espiral desarrollando circunferencias completas, en la combustión del gas de síntesis los gases no llegan a completar una circunferencia, por lo que la salida del gas de la cámara de combustión no es simétrica, esto se aprecia claramente en el campo de temperaturas y concentración másica de los compuestos a lo largo del radio en la salida del hogar, como se verá más adelante.



**Figura 3.14** perfil de velocidades a lo largo de la cámara de combustión en el caso del biogás

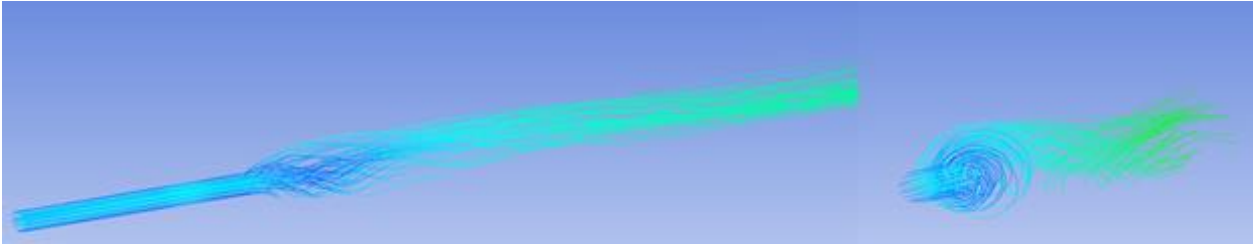


Figura 3.15 líneas de corriente del combustible para la combustión del gas natural

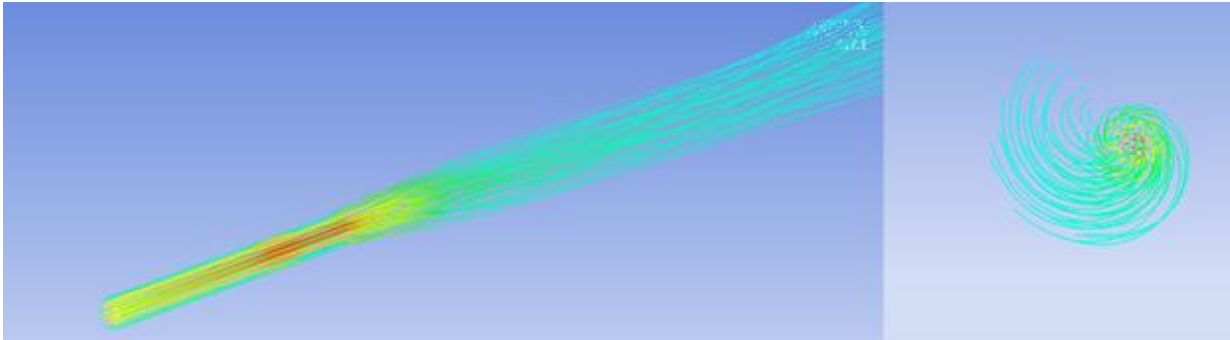


Figura 3.16 líneas de corriente del combustible para la combustión del gas de síntesis

- **CASO 2. Igual capacidad calorífica:**

En la *figura 3.17*, se representa el campo de velocidades que se desarrolla para la combustión del gas natural y el biogás sobre el plano medio de la cámara, donde cada uno manifiesta un comportamiento muy distinto al otro.

En el caso del gas natural, este presenta una frenada a la entrada, produciendo una marcada zona de recirculación, donde se mezcla y combustiona, para luego acelerarse de nuevo y abandonar la cámara a una velocidad de 3,5 m/s (siendo de 1,67 m/s la velocidad de entrada para el combustible). Sin embargo, en el campo de velocidades de la parte inferior, representativo para la combustión del biogás, la velocidad va reduciéndose desde la entrada (12,29 m/s) hasta la salida (4,33 m/s), aunque la mayor bajada de velocidad se presenta a la entrada, por lo que se produce igualmente, una pequeña zona de recirculación y mezclado. Además, esta diferencia en el perfil de velocidades también es debida a que mientras para la combustión del gas natural, la velocidad de entrada del aire es mayor que la del combustible, lo que hace que una vez mezclado, se acelere la velocidad en la línea media, para la combustión del biogás, la velocidad de entrada del combustible es mucho mayor que la velocidad de entrada del comburente, por lo que a medida que se mezcla, la combustión produce una desaceleración del flujo, y este no se recupera. Esto se ve mucho más claro en la *figura 5.17* donde se refleja la evolución de la velocidad a lo largo de la línea media de la cámara de combustión para ambos casos.

En la *figura 3.18* se puede apreciar como la mayor reducción de la velocidad se produce a la entrada de la cámara de combustión donde se produce el mezclado y la mayor parte de la combustión. También es interesante destacar que, en el caso del gas de síntesis, como veremos más adelante, se produce combustión en casi la totalidad de la cámara, lo que se traduce en un perfil de la velocidad muy irregular a lo largo de la línea media. Sin embargo, para el gas natural, la reducción de velocidad está concentrada en la entrada, donde se produce la combustión, para luego acelerar progresivamente los gases producto.

En la *Figura 3.19* se representa las líneas de corriente del combustible para el gas natural y el biogas. Cabe destacar como el movimiento giratorio del comburente saca al flujo combustible de su trayectoria axial, propiciando un gran mezclado a la entrada de la cámara de combustión. Sin embargo, para el caso del biogas se muestra una transferencia del movimiento mucho más pobre.



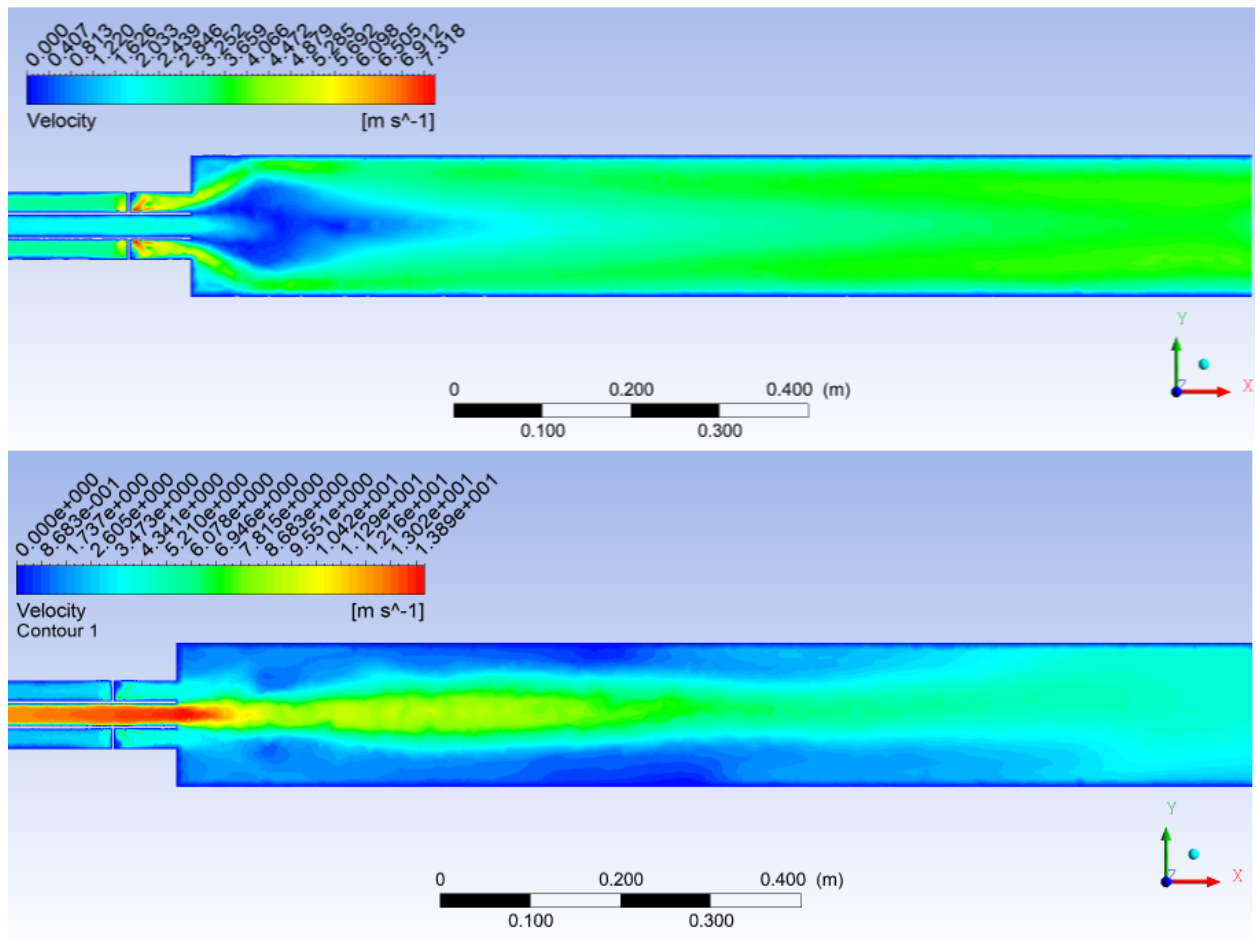


Figura 3.17. Campo de velocidades en la combustión del gas natural (arriba) y biogás (abajo).

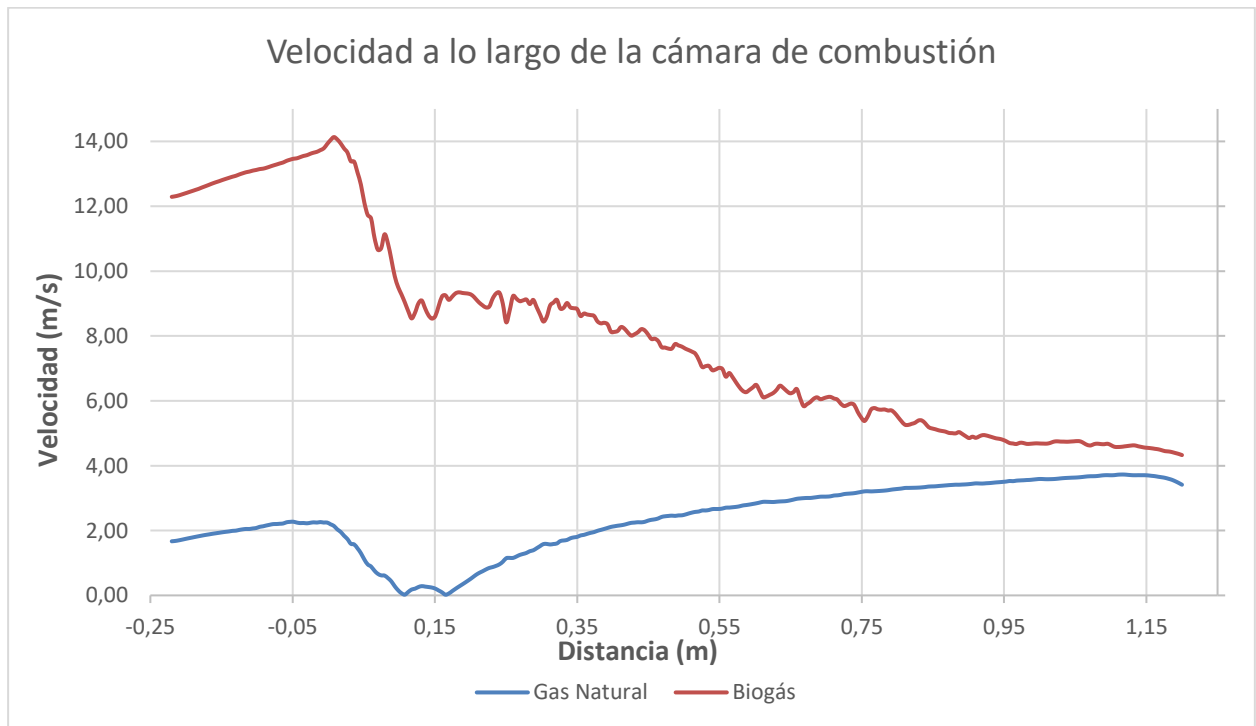


Figura 3.18. Velocidad a lo largo de la cámara de combustión.

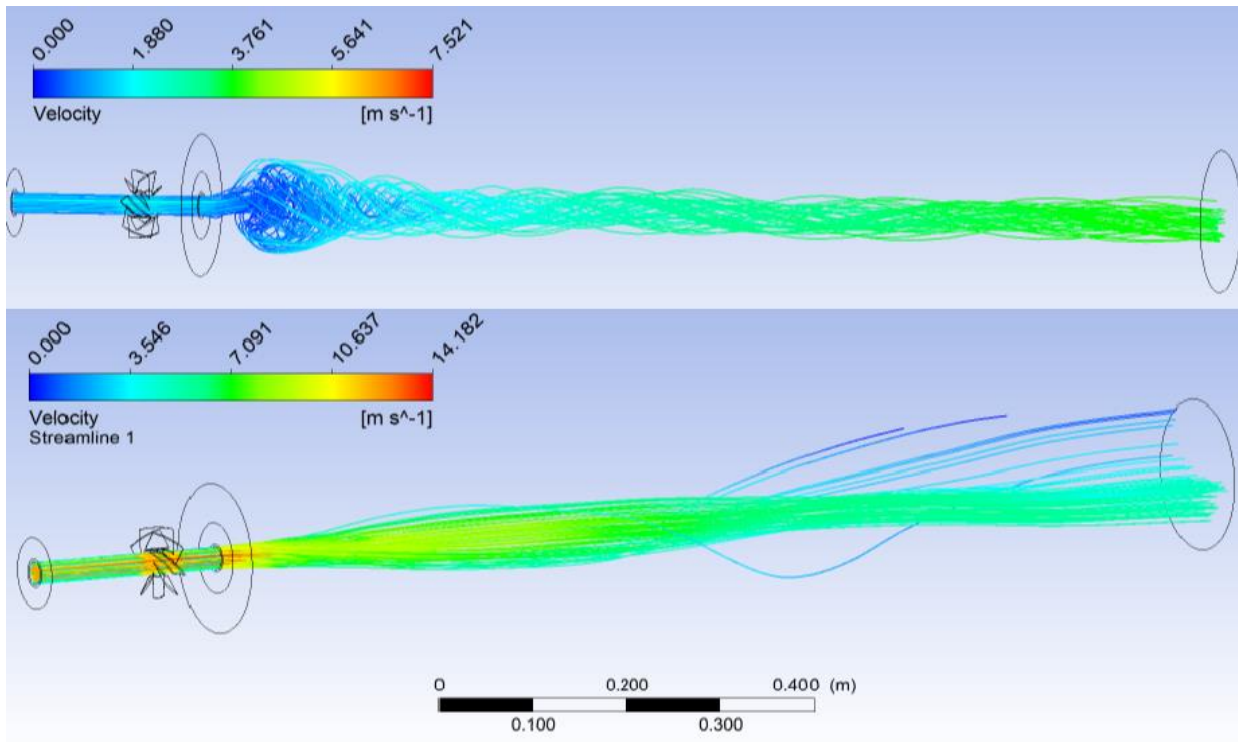


Figura 3.19 Líneas de corriente desde la entrada del quemador para gas natural (arriba) y biogás (abajo)

### 3.4.3. Campo de temperaturas

- CASO 1. Igual caudal de combustible a la entrada:

Para la combustión del gas natural, la temperatura comienza a aumentar rápidamente desde la salida del quemador, como se puede observar en la *figura 3.20*. El campo de temperaturas evoluciona aumentando su temperatura progresivamente hasta alcanzar a la salida una temperatura de 1869 °C en el punto medio, 308 °C inferior a la temperatura adiabática. Sin embargo, la temperatura máxima alcanzada es un tanto mayor (2119 °C) en una zona de recirculación interna a la salida del inyector de aire primario, esta situación podría arreglarse aumentando la presión de alimentación [36]. Para el caso del gas de síntesis la temperatura máxima ocurre a la salida de la cámara, no se produce una realimentación interna a la salida del inyector de aire como se manifiesta en el caso del gas natural, esta temperatura es de 1564° C, 327 °C inferior a la temperatura adiabática de llama. Salvo en algunos detalles, ambos casos presentan un campo de temperaturas similar.

En la *figura 3.21* se representa la evolución de la temperatura en la línea media del hogar para ambas combustiones. Para el caso del gas natural, el mayor gradiente de temperatura ocurre en los primeros 25 centímetros, donde la temperatura aumenta 1300 °C (70% del aumento total) frente a los 600°C que asciende en los 95 centímetros restantes. En cuanto al perfil de temperaturas del biogás, este presenta un comportamiento muy similar al del gas natural, si bien el aumento de la temperatura es mas lento debido a un peor mezclado y por tanto combustión mas lenta, aumentando su temperatura 1000 °C (64% del aumento total) en los primeros 25 cm.

En el apartado de resultados para la concentración másica de las especies, como se puede apreciar en la *figura 3.27*, los mayores gradientes de concentración de metano coinciden con los mayores gradientes de temperatura.

En la *figura 3.22* se resume los distintos perfiles de temperatura que presentan la combustión del gas natural y biogás a lo largo del radio, a medida que se avanza en el hogar de la llama. Comparando los perfiles, lo primero que llama la atención es la alta temperatura con la que el fluido sale de los inyectores de aire primario para el gas natural. Esto es producto de la recirculación, siendo esta mayor a un lado que otro debido a la problemática 3D del estudio, aguas abajo este perfil comienza a ser más simétrico. Por otro lado, debido a la menor velocidad con la que los gases recorren la cámara en la combustión del biogás, este presenta un perfil mas uniforme a la salida, estando el punto central y la periferia en el mismo rango de temperaturas, mientras que, en el caso del gas natural, hay un mayor gradiente entre el punto central y la periferia (~500 °C).



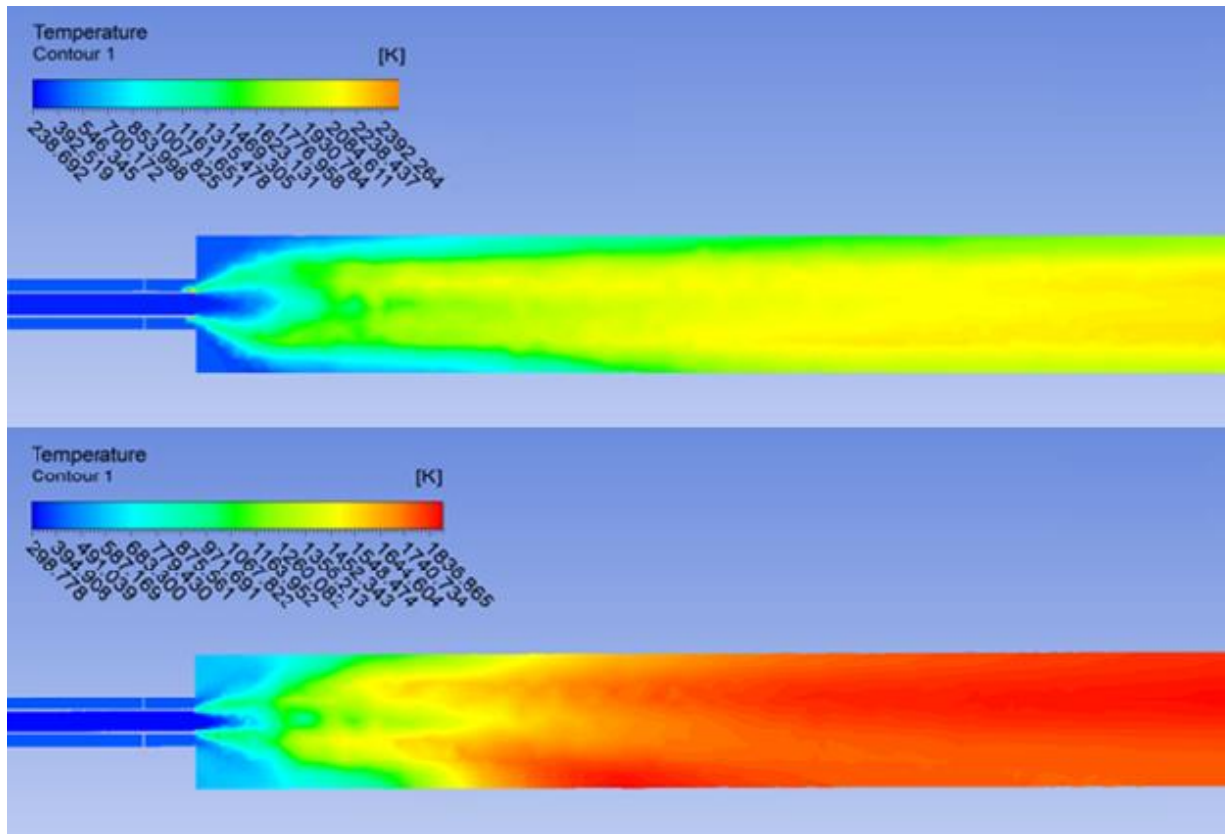


Figura 3.20 Campo de temperaturas en la cámara de combustión para el gas natural (arriba) y biogás (abajo).

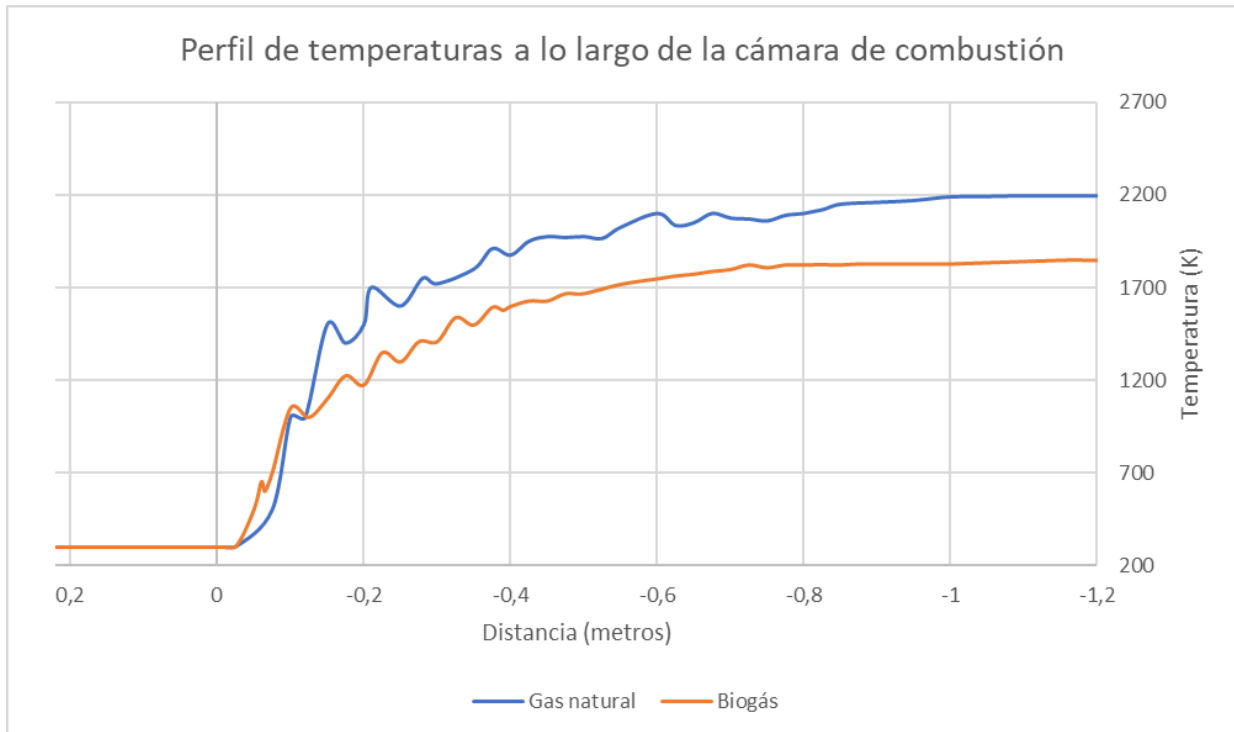


Figura 3.21 Perfil de temperatura en el punto medio a lo largo de la cámara de gas natural y biogás

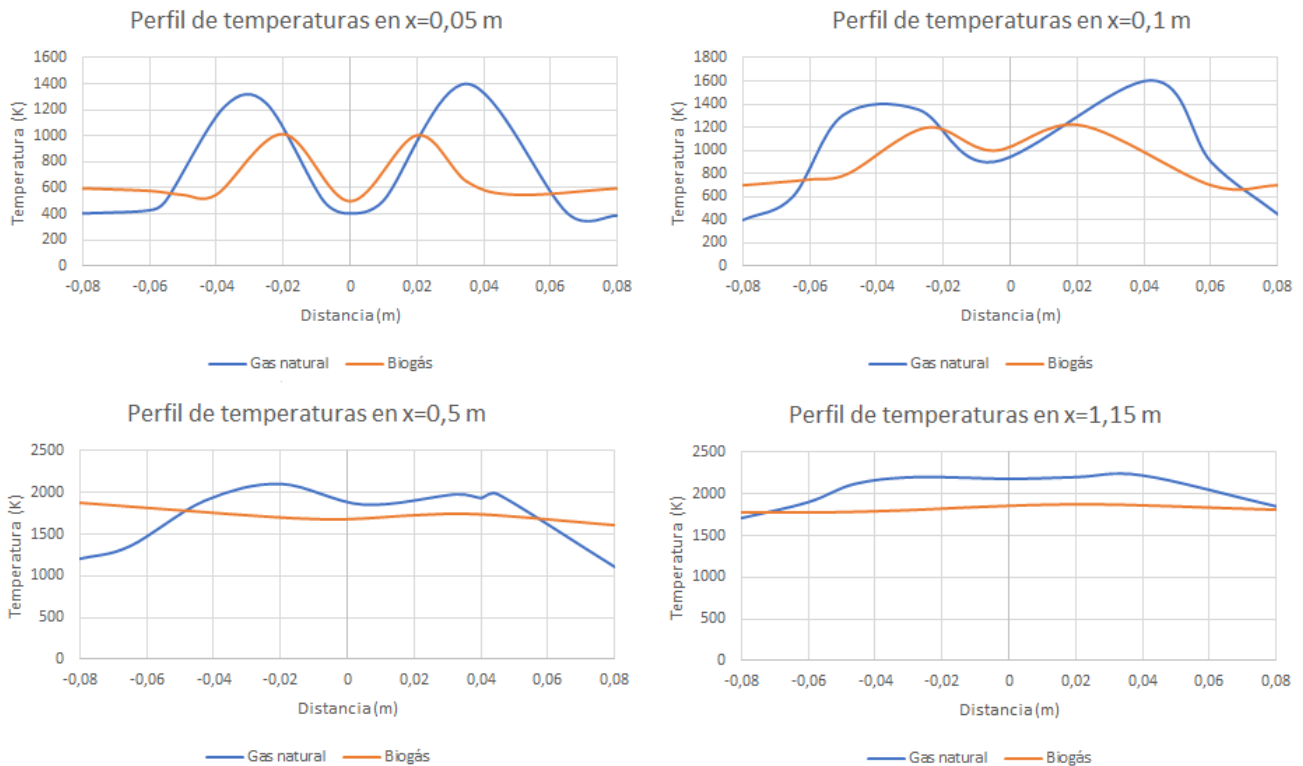


Figura 3.22 Perfil de temperaturas a lo largo del radio para distintas secciones de la cámara de gas natural y biogás

### • CASO 2. Igual capacidad calorífica:

El campo de temperaturas que presenta la combustión del gas natural y el biogás son muy distintos, como puede apreciarse en la figura 3.23. En el caso del gas natural, en la zona central de la cámara, tras unos primeros centímetros de mezclado la temperatura aumenta rápidamente de forma uniforme, mientras que en el caso del biogás el aumento de la temperatura en la zona media es mucho más lento, existiendo un gran gradiente entre esta zona y la periferia. Esta característica permite adelantar que, como veremos en el apartado de las fracciones másicas, mientras que la combustión del gas natural presenta una llama corta y ancha, la llama de biogás es más larga y estrecha. En cuanto a la temperatura máxima registrada, resulta de 1954 °C para la combustión del gas natural y de 1681 °C para el gas de síntesis.

En la figura 3.24 se compara la evolución de la temperatura en la línea media de la cámara para la combustión del gas natural y el biogás. Cabe destacar como, debido al costoso mezclado para el caso del gas de síntesis, aunque al comienzo de la cámara el gradiente de temperatura para este sea mayor, una vez ha combustionado el primer contacto entre combustible y comburente, la combustión se frena, resultando en un perfil de temperaturas que avanza mucho más lento hacia el equilibrio, mientras que para el gas natural la temperatura sigue aumentando de manera exponencial hasta alcanzar aproximadamente los 1400 °C a los 15 cm, lugar donde empieza a disminuir drásticamente su pendiente.

En la figura 3.25 se discirne de forma más clara el mezclado y rápida combustión que sufre el flujo gas natural-aire, aunque a la entrada del hogar ( $x=0,025$  m) hay un mayor gradiente de temperatura entre el punto medio y la periferia que en el caso del gas de síntesis, pasados unos centímetros, este gradiente se hace menor que para el caso del biogás.

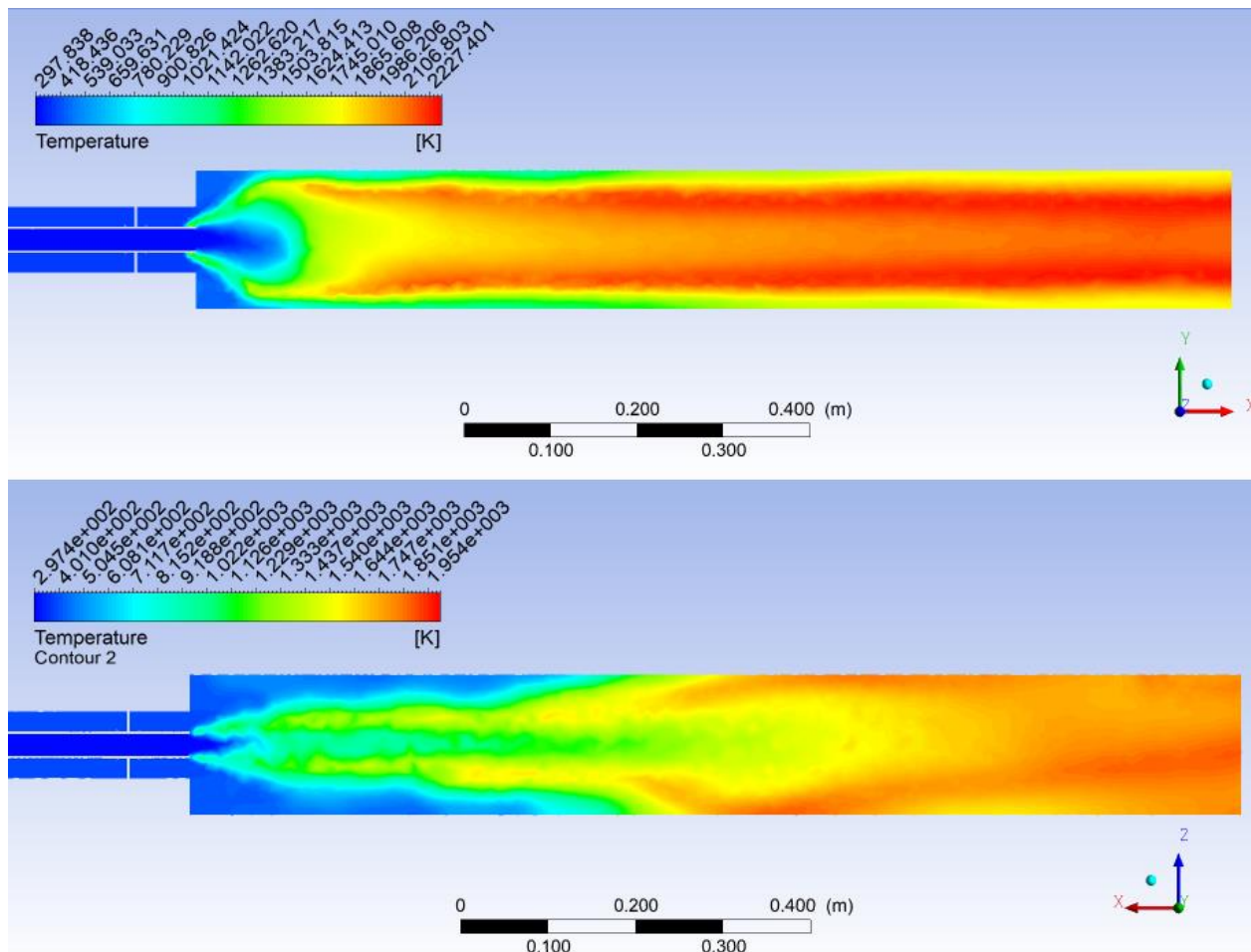


Figura 3.23. Campo de temperaturas a lo largo de la cámara de combustión para el gas natural y el biogás

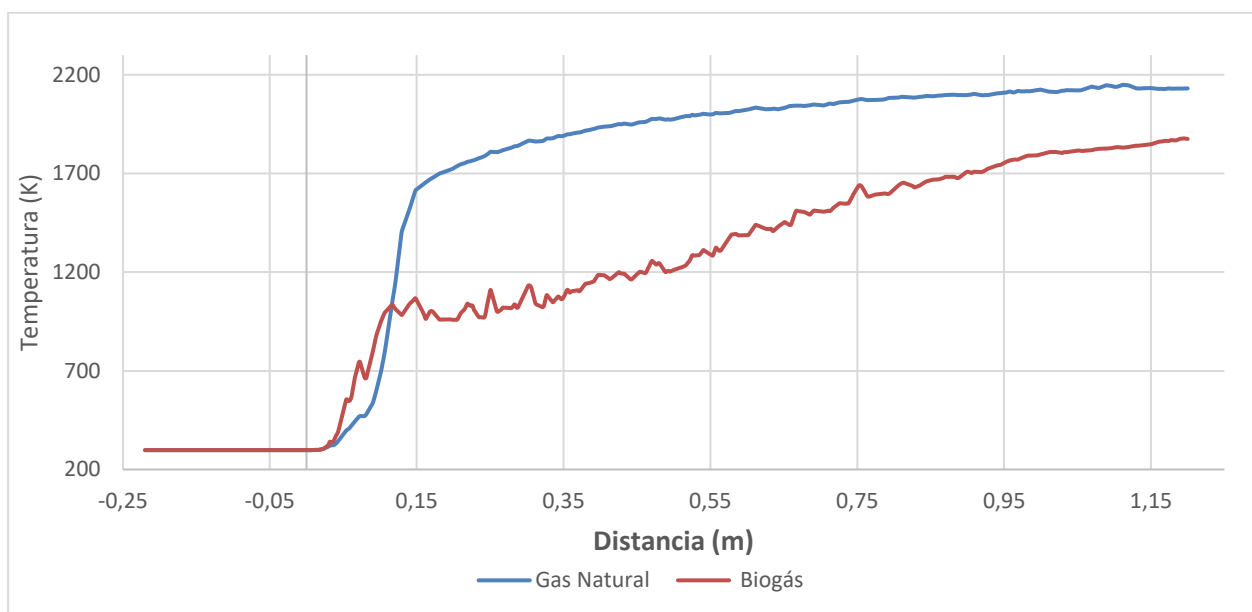


Figura 3.24. Evolución de la temperatura a lo largo de la línea media

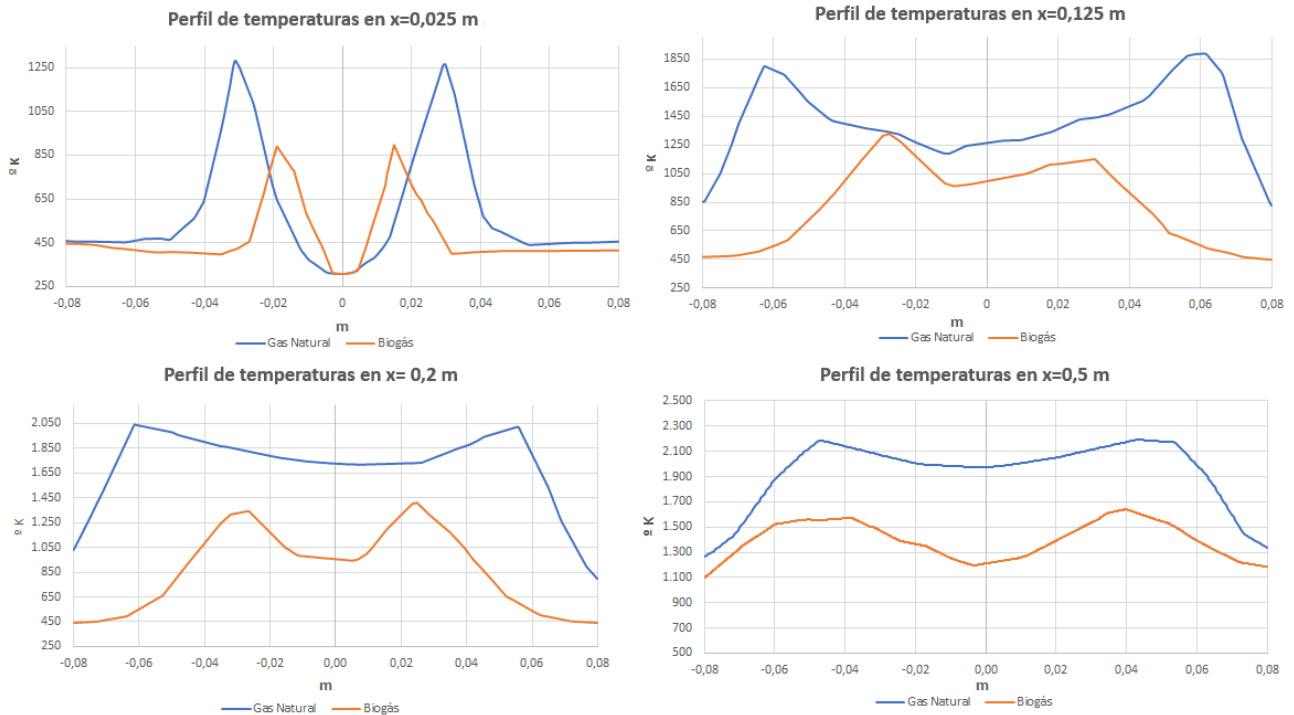


Figura 3.25 Perfil de temperatura a distintas secciones de la cámara

### 3.4.4. Fracción másica

El estudio del contorno de la fracción másica en un plano longitudinal en el punto medio del cilindro es muy útil, ya que define el contorno de la llama junto con el de temperatura. Este describe gráficamente la evolución de la fracción másica del combustible, y, por lo tanto, del desarrollo del proceso de combustión.

- **CASO 1. Igual caudal a la entrada:**

Como puede observarse en la *figura 3.26* y *figura 3.27*, mientras que para el caso del gas natural las reacciones producen una llama delgada, alargada y centrada, en el caso del gas de síntesis, como se ha descrito anteriormente en el apartado dedicado a la velocidad, el bajo efecto de giro a lo largo de la cámara de combustión produce un agolpamiento del flujo de combustible a un lado de la cámara en la zona cercana a la salida, por lo que agota todo el oxígeno presente en esta zona de la cámara, quedando un porcentaje de combustible sin quemar.

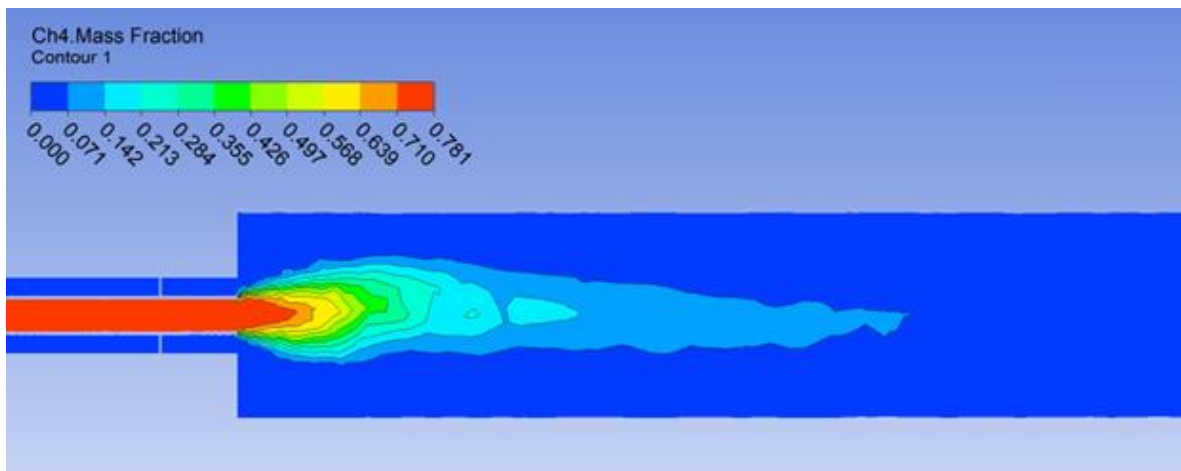


Figura 3.26 Contorno de la fracción másica de  $CH_4$  en la cámara de combustión de gas natural

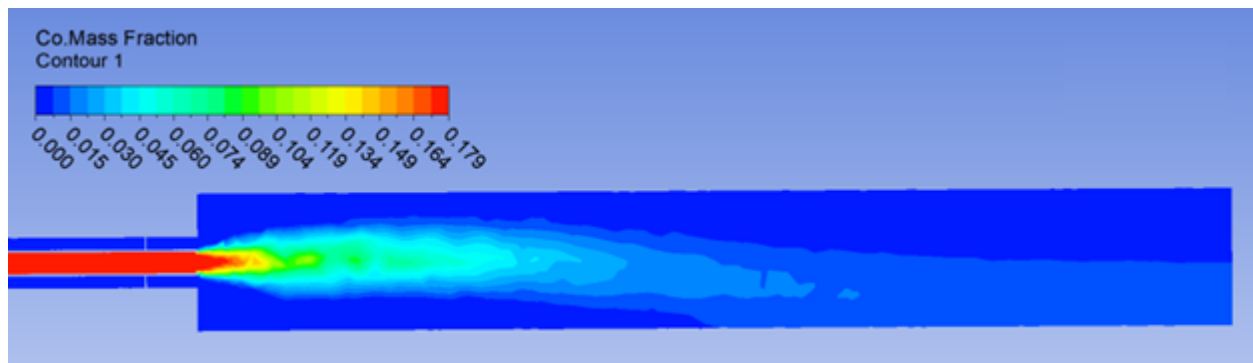


Figura 3.27 Contorno de la fracción másica de CO en la cámara de combustión de biogás

Si se representa en una gráfica la progresión de la fracción másica de metano (figura 3.28), siendo este el componente principal del gas y mas representativo, se observa un gran gradiente en los primeros 0,2 metros del hogar, reduciéndose desde un valor inicial de casi un 80% de la composición másica hasta un 14%, siendo en estos centímetros donde se da la mayor parte del proceso exotérmico de la combustión. A partir de aquí el gradiente se va reduciendo quedando una combustión residual y secundaria, hasta que alcanza un valor de 2,5% de  $\text{CH}_4$  a la salida. En la misma figura, a la derecha, se encuentra el perfil de la fracción másica de CO a lo largo de la cámara para el caso del gas natural. Esta combustión se produce mas lentamente, si representamos el perfil de consumo de CO, ya que es el compuesto a oxidar que se encuentra en mayor proporción y por lo tanto mas representativo, aunque al principio de la cámara de combustión presenta un gradiente importante, el 75% del combustible en el punto medio es consumido a los 30 cm del inyector mientras que en el caso del gas natural ocurre a los 15 cm.

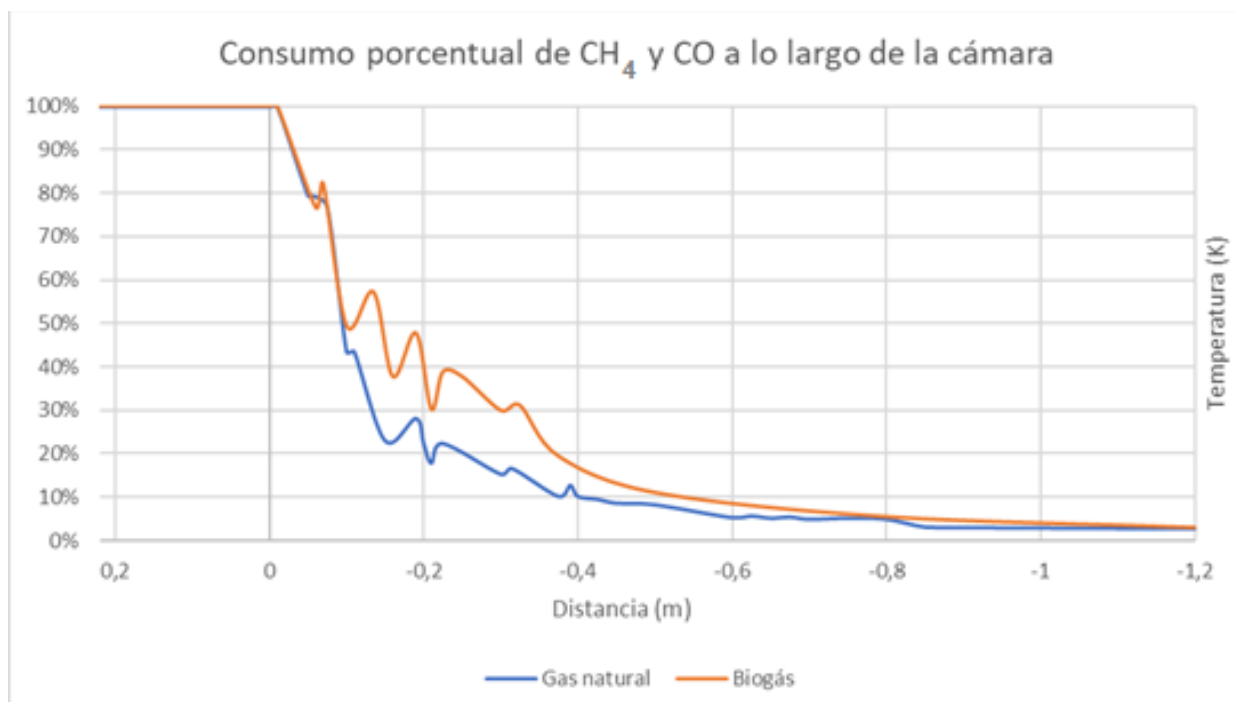


Figura 3.28 Perfil de fracción másica de  $\text{CH}_4$  y CO en el punto medio a lo largo de la cámara de combustión

Si representamos el perfil de la fracción másica de metano y monóxido de carbono para distintas secciones a lo largo de la cámara de combustión (figuras 3.29), este reafirma todo lo dicho anteriormente. Ambos presentan un perfil similar a lo largo de la cámara de combustión, si bien para el caso del gas natural se produce una reducción de la fracción masica mas rápido. En cuanto al perfil que sigue a lo largo de la cámara de combustión la fracción másica de monóxido de carbono, a diferencia del gas natural, es interesante destacar como debido al giro del fluido que lo desplaza hacia la perifería, aunque en la sección de 0,2 metros hay una gran simetría, a partir de aquí a medida que se va consumiendo comienza a desviarse, quedando para la salida a una cara de la cámara un 1,5% de CO restante y nada en la otra.

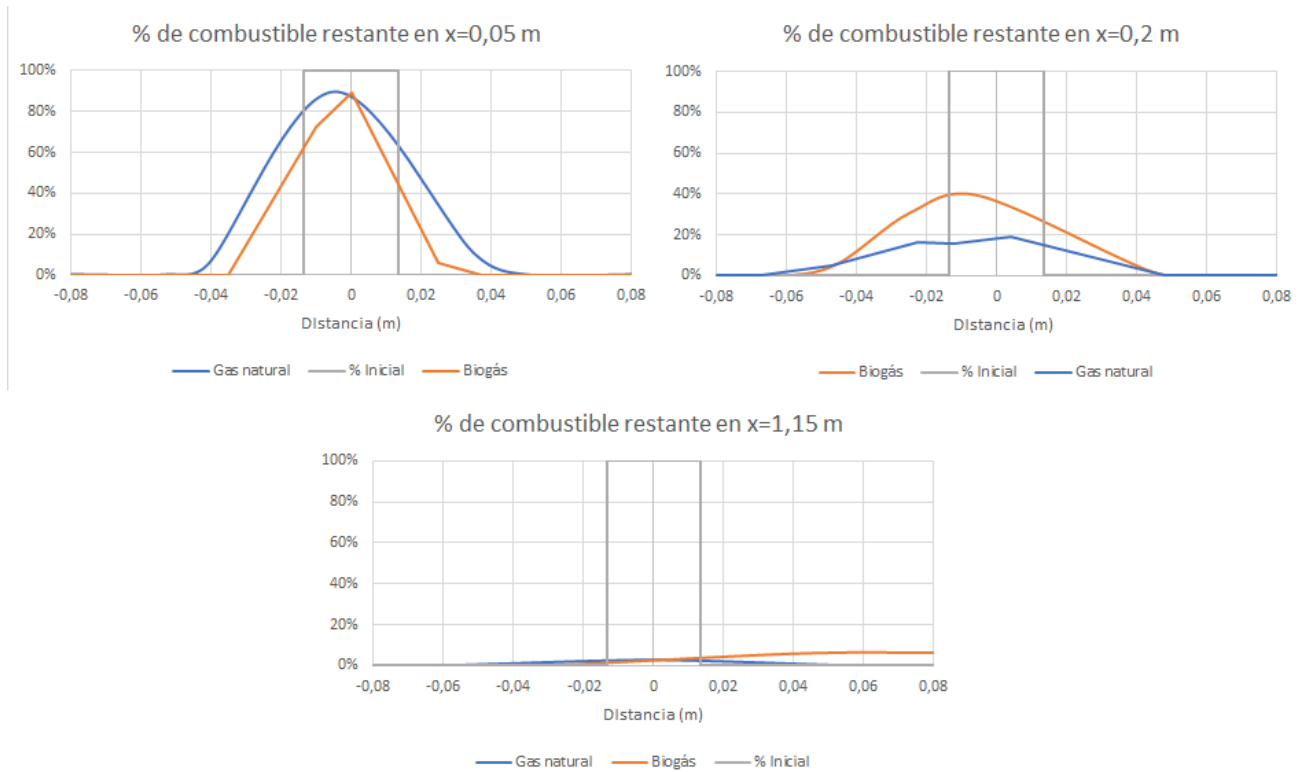


Figura 3.29 Perfil de fracciones máxicas de  $CH_4$  y  $CO$  a lo largo del radio para distintas secciones de la cámara

Es interesante igualmente representar en una sección transversal de la cámara los contornos de fracción máxica de  $O_2$ . En la figura 3.30 se presenta la evolución de la fracción masica de  $O_2$  para la combustión del gas natural en la parte superior de la imagen, dejando el campo de fracciones máxicas de  $O_2$  para la combustión del gas de síntesis en la parte inferior. Para la combustión del gas natural, la entrada de aire primario se consume rápidamente, al ser el que toma un primer contacto con el combustible, este baja de una concentración del 23% inicial al 1% en tan solo 5 cm, el aire secundario se consume de una forma mas lenta, reduciendo su fracción hasta alcanzar un valor constante de 5,5% en la zona adyacente a la pared del hogar al metro de distancia. En cuanto a la evolución de la fracción máxica de oxígeno para el gas de síntesis, ya que, como se ha comentado anteriormente, el bajo giro del fluido ocasiona un agolpamiento del combustible en una de las caras, esto hace que se agote antes en esta zona, quedando oxígeno residual por combustionar en la cara opuesta (2%).

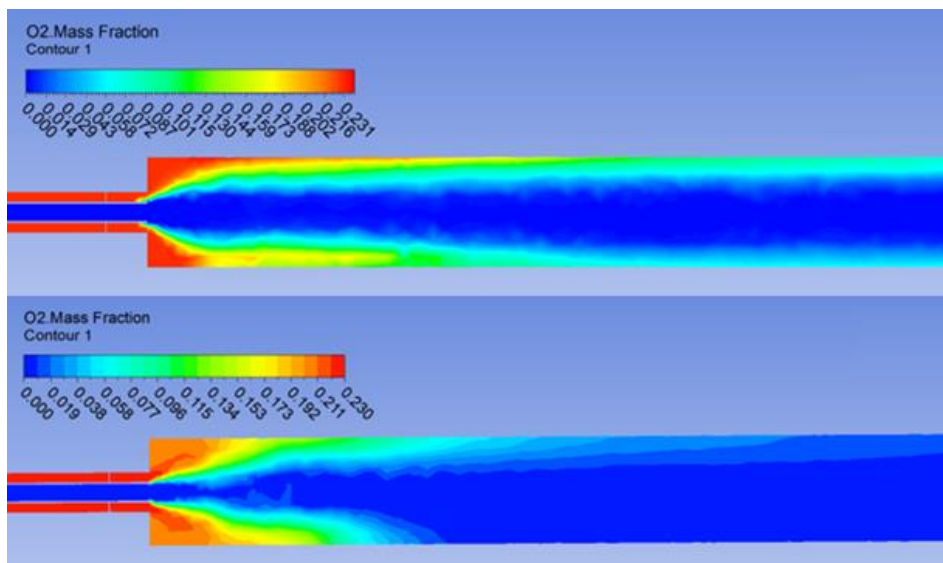


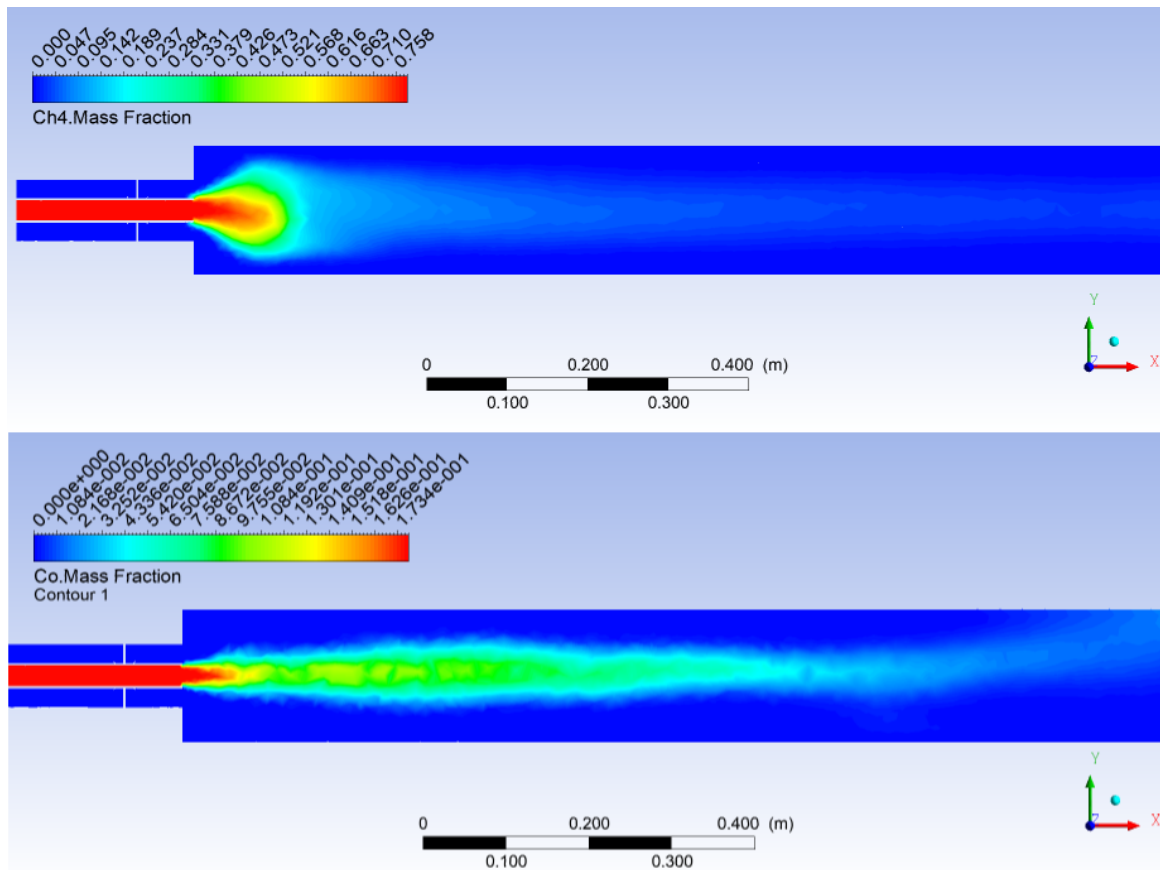
Figura 3.30 Contorno de la fracción máxica de  $O_2$  en la cámara de combustión del gas natural (arriba) y biogás (abajo)



Mediante las concentraciones de combustible se puede obtener la longitud de la llama situándose en el caso del gas natural en 475 mm y para el caso del gas de síntesis en 575 mm.

- **CASO 2. Igual potencia calorífica:**

El campo de la fracción másica de metano como representativo de la combustión del gas natural presenta un comportamiento muy distinto al de monóxido de carbono, representativo de la combustión del biogás, como puede observarse en la *figura 3.31*. En el caso del gas natural, como se ha estudiado en apartados anteriores, debido a la baja velocidad del combustible a la entrada, sumado a un mayor giro del comburente hace que la reducción de la fracción de  $\text{CH}_4$  sea exponencial en los primeros centímetros de la cámara, como ocurre con el aumento de la temperatura. Esto hace que la llama presente un perfil corto y ancho. Por otro lado, la gran velocidad de entrada del biogás en la cámara respecto a la velocidad de entrada del aire hace que el desarrollo de la llama sea mucho mas lento e irregular, formando un perfil de la llama mucho mas estrecho y largo.



*Figura 3.31. Campo de fracciones másicas de metano (arriba) y monóxido de carbono (abajo).*

Es interesante representar en una gráfica el consumo en porcentaje de ambos combustibles respecto al porcentaje presente inicial a lo largo de la línea media de la cámara de combustión (ver figura 3.35), de esta forma se puede comparar ambos consumos para un mismo orden de magnitud. Aquí se pone de manifiesto lo comentado anteriormente, aunque a la entrada de la cámara de combustión la reducción de CO es más rápida que la de  $\text{CH}_4$  (esto es debido a que la combustión del metano tiene muchas mas reacciones intermedias elementales que la oxidación del CO), ya que el mezclado en el biogás es mucho mas pobre, una vez se ha consumido en torno al 50% de combustible, precisa de mucha mas distancia para llegar a un porcentaje residual (1%), mientras que en la combustión del gas natural la composición de metano baja exponencialmente hasta un 18% en los primeros 15 cm de la cámara, presentando el monóxido una composición del 52% a esta altura en la línea media.

Como se puede ver en la *figura 3.33*, donde se representa el porcentaje de combustible remanente respecto el total inicial para dos secciones del cilindro, a 0,075 m del quemador la gráfica de la izquierda y a 0,15 m la gráfica de la derecha. A través de esta gráfica se observa con mas detalle la reducción en la velocidad de combustión que sufre el biogás, como a 0,075 m del inicio ha reducido su presencia en mayor medida que el gas natural, dejando un resultado totalmente opuesto 0,075m aguas mas abajo.

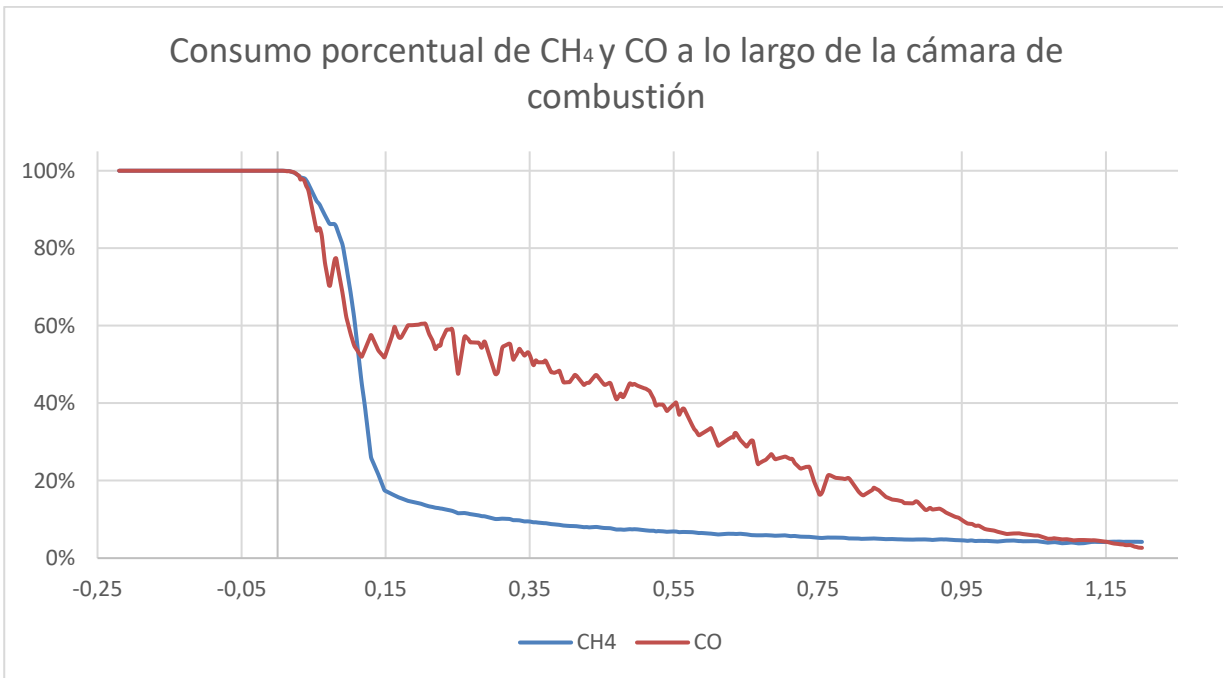


Figura 3.32. Porcentaje de combustible restante a lo largo de la cámara

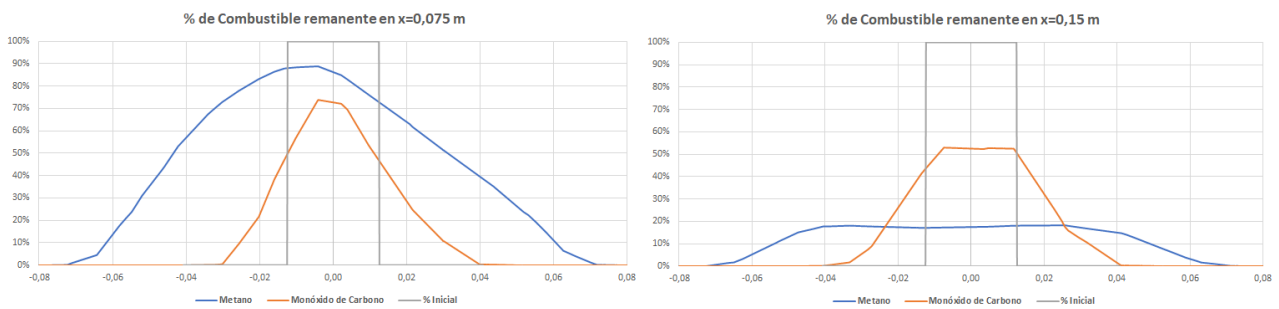


Figura 3.33 Porcentaje restante respecto al inicial a 0,075 m y 0,15m del quemador

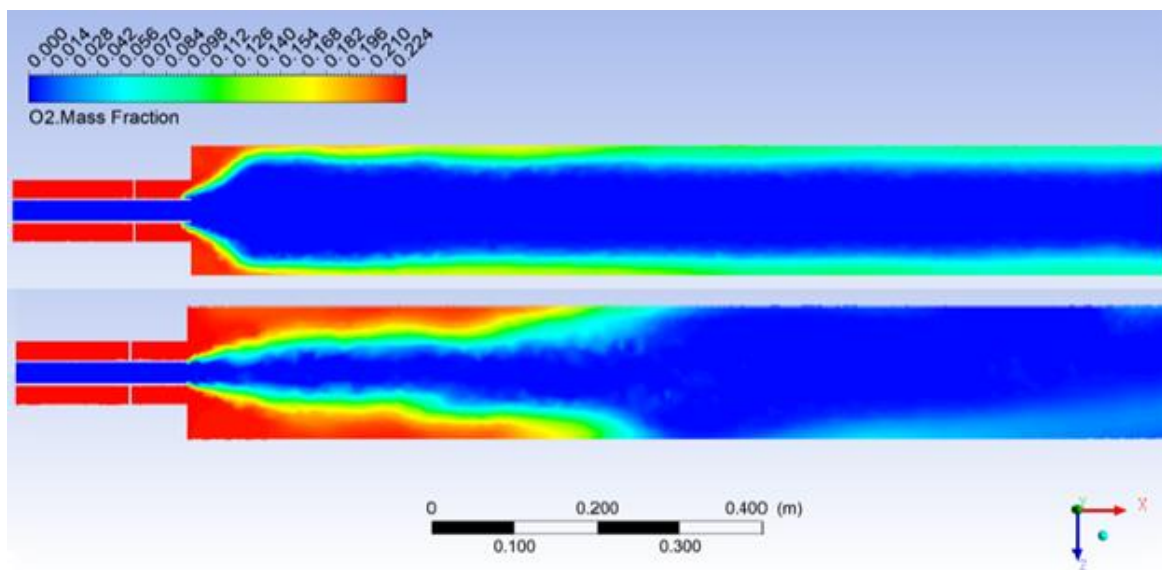


Figura 3.34 Evolución de la fracción másica de oxígeno a lo largo de la cámara el gas natural (arriba) y biogás (abajo)



En la *figura 3.34* se representa la evolución de la fracción másica de oxígeno para la combustión del gas natural arriba y para el biogás abajo. Resultado de la progresiva combustión del biogás a lo largo del cilindro aparece un consumo de oxígeno mas lento que en el caso del gas natural, donde casi la totalidad del  $O_2$  inyectado es consumido en los primeros milímetros de la cámara, quedando una lámina de oxígeno residual sin combustionar en la periferia de la cámara.

### 3.5. Conclusiones

En el apartado anterior se ha llevado a cabo un análisis de la combustión del gas natural y el biogás para dos casuísticas distintas, una primera donde se introduce el mismo caudal de entrada de combustible y una segunda donde la potencia calorífica introducida es la misma para ambas simulaciones. En este estudio se ha destacado y comparado resultados en base a cálculos teóricos y los obtenidos mediante las simulaciones sobre la velocidad, campo de temperaturas y gradiente de fracciones másicas. Esto permite sacar una serie de conclusiones.

Los resultados teóricos resaltados en el *apartado 3.4.1.* sobre el oxígeno teórico necesario para la combustión, la composición de los gases de salida y la temperatura adiabática de llama permiten obtener una serie de conclusiones fundamentales, apoyadas y reafirmadas más adelante por las simulaciones. Además, ya que el cálculo de estos depende de la composición de los reactivos, grado de conversión, presión y temperatura, los resultados son igualmente válidos para ambos casos al mantenerse el valor de estas variables. Las conclusiones son:

- La combustión del gas natural demanda en torno a doce veces mas oxígeno que la combustión del gas de síntesis por unidad de combustible.
- La temperatura de los gases producto es de en torno un 15% mayor en el caso de la combustión del gas natural que en el del biogás.
- La combustión completa de un kg de gas natural produce 2,79 kg de  $CO_2$  (56 g  $CO_2$ /MJ), mientras que la combustión completa del biogás genera 0,6 kg de  $CO_2$  (129 g  $CO_2$ /MJ) y cierra el ciclo del carbono.

Si analizamos los resultados que vierten las simulaciones para ambos casos podemos extraer:

- La mayor velocidad de entrada del comburente en el quemador para el caso del gas natural produce un mayor giro del fluido, lo que se traduce en un mejor mezclado como puede observarse claramente en la *figura 3.19*. Esto propicia una combustión mas regular y rápida.
- La baja intensidad del giro transmitido al aire en el quemador para la combustión del gas de síntesis produce un peor mezclado dificultando el contacto entre oxígeno y combustible.
- Los gases producto de la combustión del gas natural presenta un mayor gradiente de temperaturas a la salida que en el caso del gas de síntesis, sobre todo en las zonas cercanas a las paredes de la cámara.
- Aunque teóricamente la cinética de la combustión del gas de síntesis debiera ser mas rápida que la del gas natural, debido a las dificultades resalta anteriormente en su mezclado, presenta una combustión mas lenta.
- Tanto en la combustión del gas natural como en la del gas procedente de la biomasa ha quedado una pequeña proporción de combustible y oxígeno residual sin quemar habiendo sido alimentado una cantidad estequiométrica de combustible y comburente. Es por esto que en todas las aplicaciones industriales se trabaja con exceso de aire, con el objetivo de asegurar la combustión completa del combustible.

A lo largo de este capítulo se ha examinado con detalle las diferencias que han presentado la combustión del gas natural respecto a la del biogás en un quemador que a priori ha sido diseñado para la combustión del primero y sus respectivas conclusiones. Esta serie de puntos expuestos anteriormente permiten obtener una idea clara sobre las limitaciones que un quemador de gas natural presenta al introducir un gas de síntesis como combustible. Esto permite conocer que aspectos del quemador y hogar diseñados para la quema de gas natural son necesarios cambiar, como mínimo, para garantizar la correcta combustión de un gas de síntesis. Estos son:

- Geometría del quemador: la quema de un kilogramo de biogás demanda mucho menos aire que el necesario para la combustión del gas natural (12.73 veces menos). También, al ser el gas de síntesis un

combustible de mucho menos poder calorífico, para aportar la misma capacidad calorífica que el gas natural, es necesario un aumento considerable del caudal de entrada (10,72 kg Biogás/kg gas natural). Esto significa una reducción de la velocidad de entrada del comburente y un aumento de la velocidad de entrada del combustible. Como se ha advertido en los resultados de las simulaciones, una reducción de la velocidad de entrada del comburente produce que el *swirl* le aporte menor giro al fluido y con ello un peor mezclado, además a esto se le suma una mayor velocidad axial del combustible a su entrada, lo que aumenta la dificultad del mezclado. Por todo ello, si se quiere adaptar un quemador de gas natural para que desarrolle una correcta combustión del biogás aportando la misma capacidad calorífica es necesario reducir las dimensiones de la entrada de comburente, para poder inyectarlo a mayor velocidad, o, si el quemador trabaja a alta presión, bastaría con reducir esta. Cosa similar ocurre con la entrada del combustible, trabajando a igual presión, al ser el caudal del gas de síntesis necesario mucho mayor, con el objetivo de reducir esta velocidad, sería necesario aumentar la sección de entrada del quemador, o bien, aumentar la presión de trabajo.

- 2º paso y siguientes de la caldera: A la hora de diseñar el número y sección de los tubos para los siguientes pasos de la caldera (transferencia convectiva), hay que tener en cuenta que la combustión del biogás genera en torno a un 38% más de gases producto que la quema de gas natural. Si mantenemos el diseño, este aumento del caudal produce una mayor velocidad de paso por los tubos, lo que significa un aumento del coeficiente de película y con ello de la transferencia de calor al fluido caloportador.

La combustión del gas de síntesis trae consigo otros beneficios aparte de la reducción de la contaminación al medio ambiente, ya que, si conseguimos una correcta combustión, propicia un ahorro monetario al aumentar la eficiencia en la transferencia de calor sin precisar de elementos auxiliares que aumenten la velocidad del gas producto.

### 3.6. Estudio Paramétrico

En el apartado anterior se han analizado las diferencias existentes entre la combustión del gas natural y un gas de síntesis, ambos a las mismas condiciones. Esto nos ha permitido obtener una serie de conclusiones sobre el comportamiento del biogás dentro de la cámara de combustión.

La composición del biogás viene definida por el proceso de obtención, en el caso del gas de estudio, como se ha explicado en capítulos anteriores, este ha sido producido en un reactor de lecho fluido burbujeante, usando fragmentos de madera como biomasa de alimentación. Para un caudal de biomasa dado, se pueden definir dos relaciones para el análisis del proceso: la relación estequiométrica (ER), definida como la relación de masa entre la cantidad de oxígeno total suministrada y la cantidad estequiométrica de oxígeno requerida para la combustión, y la relación de vapor a biomasa (SBR), definido como el cociente entre el flujo másico de vapor alimentado al reactor y el flujo másico de la biomasa [33]. Junto con el caudal de biomasa alimentado por m<sup>2</sup> de reactor (*throughput* en inglés), conforman los parámetros característicos del proceso, una variación en alguno de estos produce un cambio en la composición del biogás producto.

En [32] se compara los resultados obtenidos en la composición del gas a través del modelo desarrollado por estos con test empíricos llevados a cabo en trabajos anteriores [33], [37], alcanzando una gran similitud entre ambos. A continuación, se lleva a cabo un estudio paramétrico de la combustión del gas de síntesis para distintas composiciones, variando el ER y SBR de las condiciones de entrada al reactor. Para estas simulaciones se ha optado por elegir el quemador utilizado en la comparación de la combustión del biogás y el gas natural para un mismo caudal de entrada, debido a que al introducirle un caudal más reducido presentó en este caso una combustión más regular y similar a la del gas natural y es más fiel al modelo desarrollado en [30].

#### 3.6.1. Condiciones de contorno

En este apartado se exponen los valores de entrada y condiciones de contorno necesarios para que el programa converja y llegue a una solución. En cuanto al motor de cálculo, este es el mismo que el utilizado en la comparación de la combustión del gas natural y el biogás, La geometría utilizada para el quemador, será igualmente la utilizada en el capítulo anterior y desarrollada por Rockback & Johnson en sus tests [30].

Se han llevado a cabo 4 simulaciones para distintas composiciones del gas combustible, como resultado de variaciones en los parámetros característicos del proceso de gasificación en el reactor de lecho fluido burbujeante. Esto es interesante, ya que permite conocer como afecta la variación de las condiciones de entrada

en el proceso de gasificación en la posterior combustión y comportamiento de la llama.

Las simulaciones del capítulo anterior se han llevado a cabo en un contexto teórico con el objetivo de destacar las diferencias entre el gas natural y el biogás en cuanto a su mezclado y desarrollo de la combustión. En el presente capítulo se lleva a cabo las simulaciones en un contexto mas industrial, que acerque el comportamiento del biogás al que presentaría este en cualquier aplicación industrial. Es por esto que se ha optado por usar una mezcla estequiométrica de combustible-aire en el capítulo anterior, que permitiera observar que combustible se quema mas fácilmente y cual deja mas cantidad de combustible sin quemar, mientras que en este capítulo se ha trabajado con un exceso de aire del 20%, con el objetivo de asegurar la combustión completa del combustible. Además, la temperatura del biogás a la salida del reactor es de en torno a 800 °C mientras que el gas natural llega a los puntos de utilización a una temperatura mucho menor. Se ha considerado que podrían obtenerse conclusiones un tanto confusas si se compara ambos, el gas natural a una temperatura ambiente a la entrada de la cámara de combustión y 800°C para la entrada del biogás, por lo que se introdujeron ambos a una temperatura de 25°C. En estas simulaciones se ha mantenido la temperatura de salida del reactor de 800°C ya que en cualquier aplicación industrial se busca alcanzar las menores pérdidas posibles.

	1		2		3		4	
	Cble.	Aire	Cble.	Aire	Cble.	Aire	Cble.	Aire
ER	0,27	-	0,36	-	0,34	-	0,33	-
SBR	0,23	-	0,32	-	0,56	-	0,57	-
CO (%v/v)	16,6	-	15,2	-	15,1	-	16,4	-
H <sub>2</sub> (%v/v)	14	-	14,7	-	19,7	-	22,2	-
CO <sub>2</sub> (%v/v)	14,1	-	20,1	-	23,2	-	24,6	-
CH <sub>4</sub> (%v/v)	4,9	-	5,2	-	5,9	-	6,1	-
N <sub>2</sub> (%v/v)	50,4	78	44,8	78	36,1	78	30,7	78
O <sub>2</sub> (%v/v)	-	21	-	21	-	21	-	21
T (°C)	800	120	800	120	800	120	800	120
P (KPa)	101,293	101,293	101,293	101,293	101,293	101,293	101,293	101,293
$\rho$ (kg/s)	0,2919	0,8977	0,3002	0,8977	0,2902	0,8977	0,2852	0,8977
$\mu$ (kg/m·s)	$41,41 \cdot 10^{-6}$	$22,64 \cdot 10^{-6}$	$41,58 \cdot 10^{-6}$	$22,64 \cdot 10^{-6}$	$41,53 \cdot 10^{-6}$	$22,64 \cdot 10^{-6}$	$41,50 \cdot 10^{-6}$	$22,64 \cdot 10^{-6}$
$\dot{m}$ (kg/s)	$2,15 \cdot 10^{-4}$	$3,46 \cdot 10^{-4}$	$2,15 \cdot 10^{-4}$	$3,95 \cdot 10^{-4}$	$2,15 \cdot 10^{-4}$	$4,05 \cdot 10^{-4}$	$2,15 \cdot 10^{-4}$	$4,443 \cdot 10^{-4}$
v (m <sup>2</sup> /s)	1,5	0,58	1,46	0,662	1,51	0,679	1,5354	0,7443
l (%)	8	7,4	7	7,2	7	7,2	7	7
$\mu_t/\mu$	1	1,7	2,2	2	2,25	2	2,3	2,2

Tabla 3.9 Condiciones de contorno para el estudio paramétrico

En la *tabla 3.9* se muestra los parámetros característicos del proceso de gasificación seguido de las condiciones de contorno para las cuatro composiciones del gas de entrada.

### 3.6.2. Resultados

En este apartado se destacan los resultados mas relevantes del estudio paramétrico. Se ha simulado cada uno de los cuatro casos bajo las condiciones expuestas en el apartado anterior. Estas simulaciones han convergido correctamente tras 750 iteraciones y han vertido los resultados expuestos en la *tabla 3. 10*. De esta tabla puede extraerse que se ha producido una combustión completa para los cuatro casos.

	1	2	3	4
Composición gases de salida				
CO (%p/p)	0	0	0	0
H <sub>2</sub> (%p/p)	0	0	0	0
CH <sub>4</sub> (%p/p)	0	0	0	0
CO <sub>2</sub> (%p/p)	0,2408	0,2456	0,2728	0,2787
H <sub>2</sub> O (%p/p)	0,0659	0,0623	0,0796	0,08331
N <sub>2</sub> (%p/p)	0,6787	0,6586	0,632	0,622
O <sub>2</sub> (%p/p)	0,01412	0,033	0,01513	0,01552
Temperatura gases de salida (K)	2113	1968	2142	2177
Velocidad gases de salida (m/s)	0,25	0,2497	0,2759	0,2962
Temperatura máxima (k)	2158	2089	2190	2230

Tabla 3.10 Resultados del estudio paramétrico

- **Estudio de la velocidad:**

Como se puede observar en la *figura 3.35* las velocidades de los distintos casos comparten el mismo comportamiento, acelerándose en el interior del quemador y frenándose una vez ha entrado el fluido en la cámara de combustión, hasta pasado los primeros 40 centímetros, donde se produce un cambio de tendencia y aumenta minimamente la velocidad alcanzando a la salida los valores que se encuentran en la *tabla 3.10*.

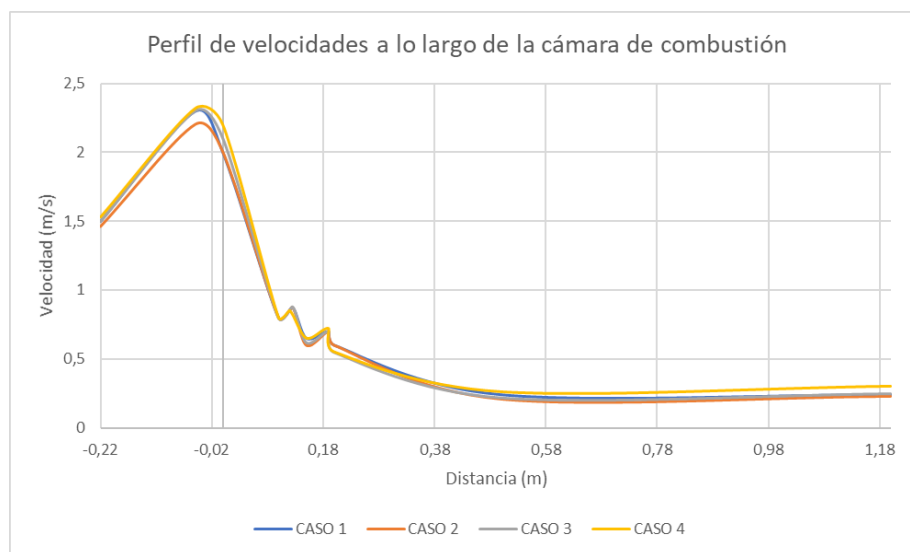


Figura 3.35 Perfil de velocidades en el punto medio a lo largo de la cámara de coombustión

- **Estudio de la temperatura:**

Es interesante extraer en una tabla las temperaturas máximas y de salida (*tabla 3.11*), esto permite observar el caso en el cual la diferencia es mayor y mas desfavorable:

	1	2	3	4
$\Delta T$ (K)	45	121	48	53

Tabla 3.11 Diferencias de temperatura entre la máxima y de salida

En la *figura 3.36* se representa el campo de temperaturas para los cuatro casos. Si se ordenaran los casos de mayor a menor uniformidad respecto a la evolución del campo de temperaturas, quedaría como el primer caso el mas uniforme, seguido del número 3,4 y por último el segundo caso. En el caso n° 4 se puede apreciar que es donde mas distancia se recorre antes de alcanzar la temperatura máxima, sin embargo, en los cuatro se alcanza

en el intervalo comprendido entre los 20 y 30 centímetros. A partir de aquí presenta una pendiente negativa que se mantiene hasta los 40 centímetros aproximadamente, dependiendo del caso, donde la temperatura se reduce unos 20 grados. Pasado este intervalo, esta se mantiene constante hacia la salida.

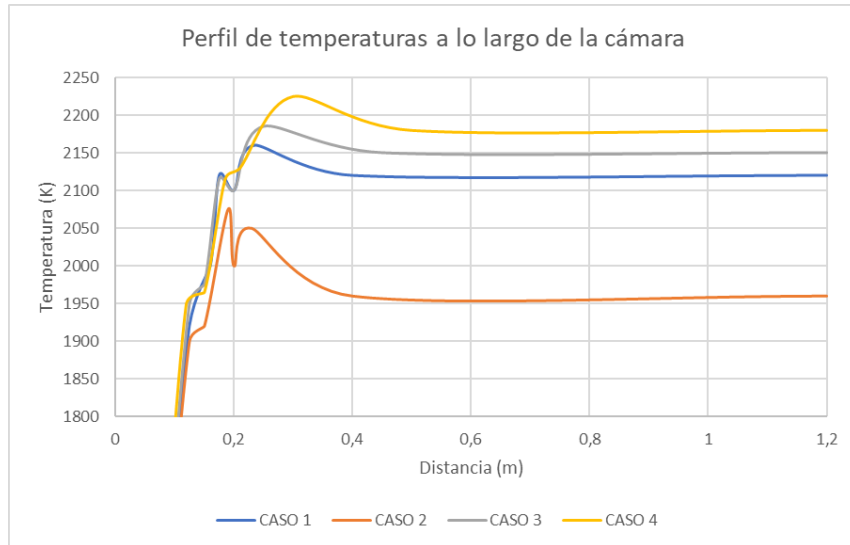


Figura 3.36 Perfil de temperatura en el punto medio del cilindro a lo largo de la cámara

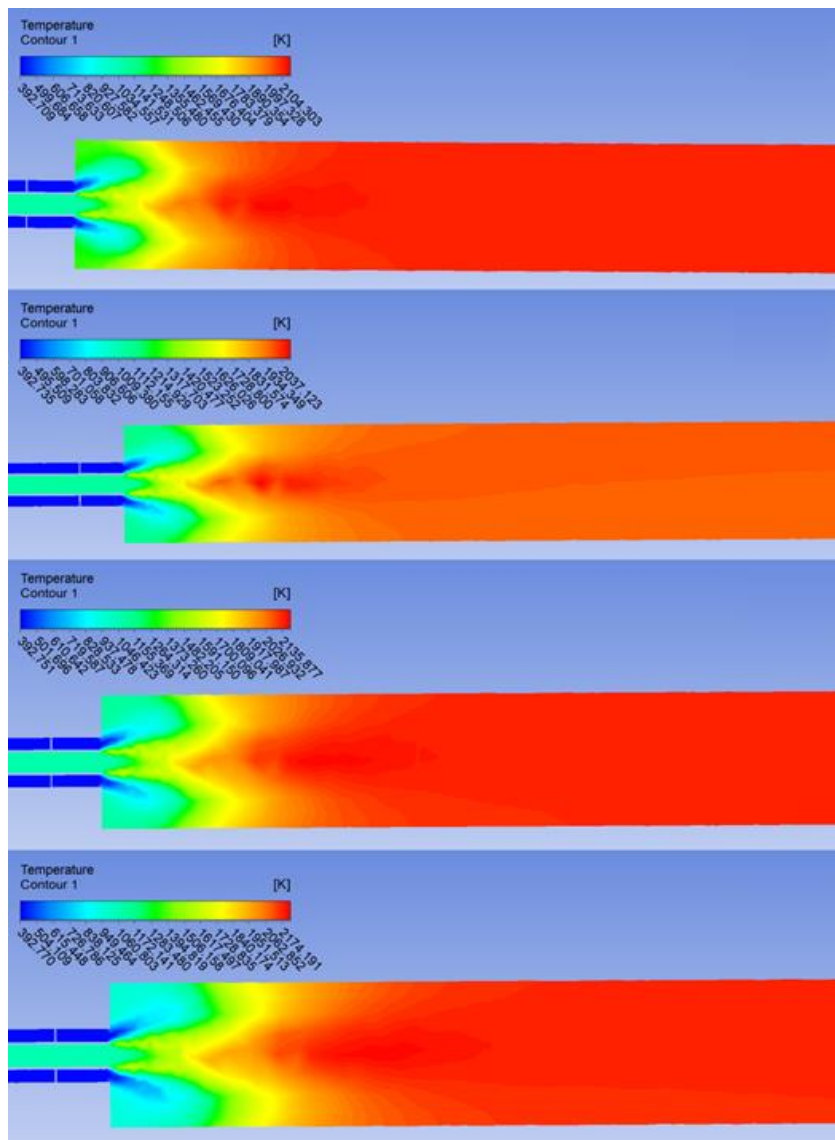
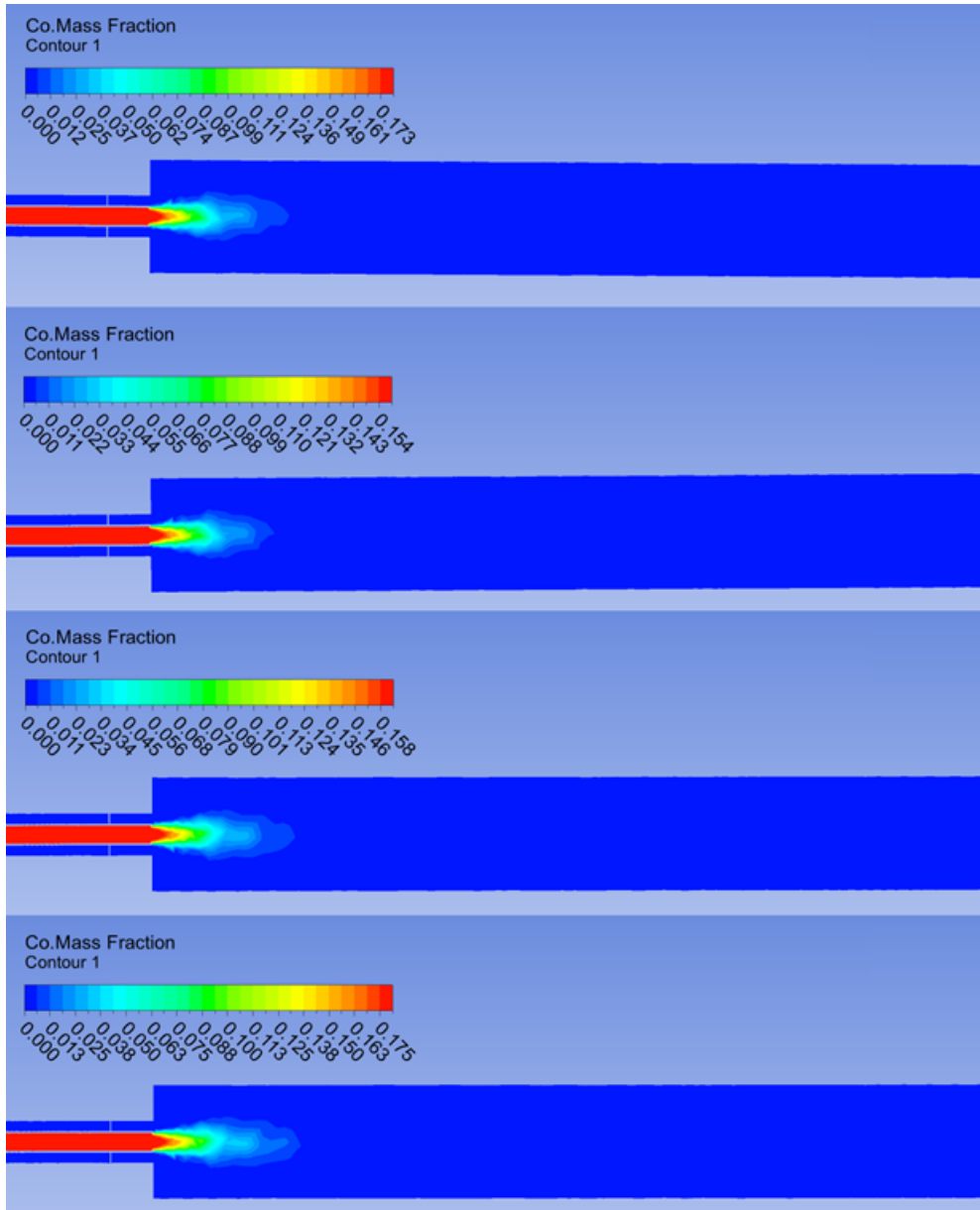


Figura 3.37 Campo de temperaturas del estudio paramétrico

• **Estudio de la evolución la fracción másica de monóxido de carbono:**

debido a la alta temperatura del proceso, la mezcla combustiona rápidamente, produciendo una llama corta y similar para los cuatro casos, como puede apreciarse en la *figura 3.38*. La longitud de la llama, aunque similares, difieren de un caso a otro debido a la diferente composición del gas combustible y sus velocidades de entrada. En la *tabla 3.12* se representa la longitud de llama, considerando esta cuando alcanza una fracción másica residual de CO de 0,007% para cada caso.

En la *figura 3.39* se representa el perfil de fracciones másicas de monóxido de carbono para los 4 casos, donde siguen un comportamiento similar en la combustión, con la principal diferencia de la distancia que se necesita recorrer para alcanzar la combustión completa del monóxido, en torno a 325 milímetros para el cuarto caso y mas desfavorable y 200 milímetros para el primer caso y mas favorable.



*Figura 3.38* Campo de fracciones másicas de CO a lo largo del plano medio de la cámara de combustión

	1	2	3	4
Longitud de llama (mm)	191	159	196	205

*Tabla 3.12* Longitud de llama para los cuatro casos de estudio

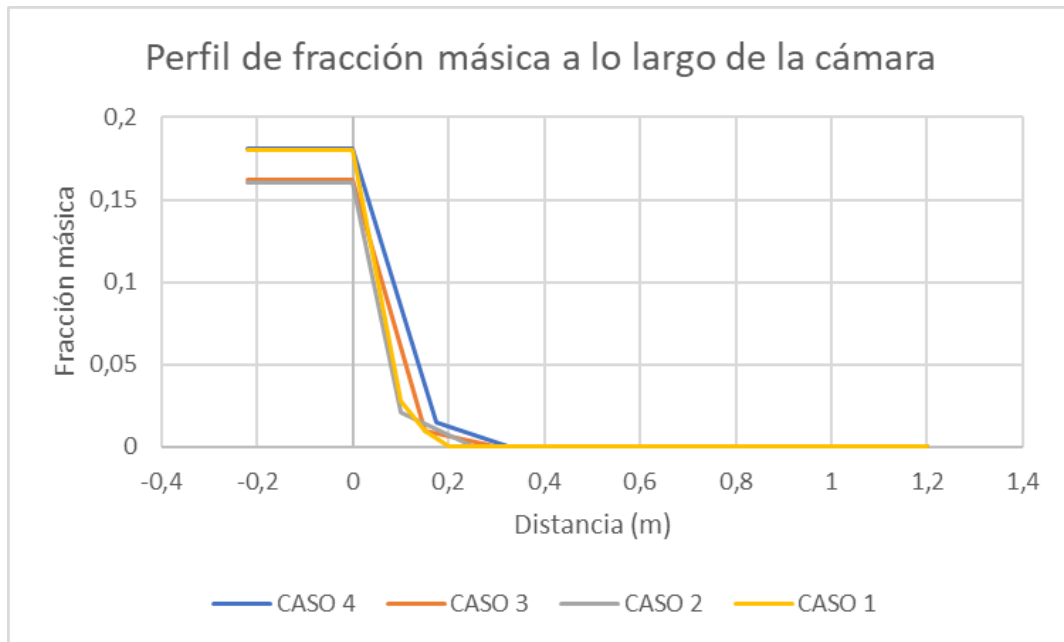


Figura 3.39 Perfil de fracción másica de CO a lo largo de la cámara de combustión para su punto medio

### 3.6.3. Conclusiones del análisis de sensibilidad

En este capítulo se ha llevado a cabo un estudio paramétrico de la combustión para cuatro distintas composiciones de combustible resultado de la modificación de los parámetros característicos en el proceso de la gasificación. Aunque la combustión de estas 4 composiciones es similar, ya que las composiciones del gas combustible difieren escasamente, su estudio permite sacar varias conclusiones.

El caso número dos ha resultado ser el más desfavorable, presentando la menor temperatura de los gases de salida y la mayor diferencia respecto a la temperatura máxima registrada. Puede extraerse de esto que no es tan beneficioso de cara a la posterior combustión un aumento del ER frente al SBR como lo es un aumento mayor del SBR respecto al ER, ya que el segundo caso aumenta en mayor medida el ER que el SBR y en contra partida, los casos tres y cuatro que presentan mejores resultados se han obtenido mediante un aumento bastante más notable del SBR que del ER respecto al caso base número uno.

## 3.7. Trabajos futuros

Debido a las limitaciones temporales este trabajo deja varios puntos abiertos cuyo estudio sería de gran interés. Estos son:

- Realizar simulaciones llevando a cabo las modificaciones propuestas en el apartado 3.5. sobre la geometría del quemador y la presión.
- La precisión de los resultados está muy ligada a la potencia de cálculo. Debido a las limitaciones computacionales, para las simulaciones realizadas en este trabajo se ha utilizado el modelado RANS, explicado en el apartado 3.1.2.1. Sería interesante efectuar estas simulaciones mediante el modelado *Large Eddy Simulation* (LES) que se espera presente mayor precisión que el utilizado.
- Por el mismo motivo que en el punto anterior no ha sido posible trabajar con una malla más refinada, sería interesante llevar a cabo estas simulaciones bajo una malla de mayor calidad y que vertiese los resultados con mayor detalle.
- Tests experimentales que validaran los resultados simulados.

## 4 REFERENCIAS

---

- [1] M. y. M. H. Rodríguez Becerra, de *Cambio climático: lo que está en juego*, 2015, pp. 12,17.
- [2] M. Halbouty, *Giant oil and gas fields of the decade, 1990-1999*, Tulsa: American Association of Petroleum Geologists, 2003.
- [3] N. Unidas, Naciones Unidas, 1998. [En línea]. Available: <https://unfccc.int/resource/docs/convkp/kpspan.pdf>. [Último acceso: 14 Septiembre 2018].
- [4] R. e. d. España, «Ree.es,» 2018. [En línea]. Available: [http://www.ree.es/sites/default/files/11\\_PUBLICACIONES/Documentos/InformesSistemaElectrico/2017/inf\\_sis\\_elec\\_ree\\_2017.pdf](http://www.ree.es/sites/default/files/11_PUBLICACIONES/Documentos/InformesSistemaElectrico/2017/inf_sis_elec_ree_2017.pdf). [Último acceso: 15 Septiembre 2018].
- [5] K. COMPANY, «Clarke Energy,» 2019. [En línea]. Available: <https://www.clarke-energy.com/2013/plessis-gassot-landfill-gas-power-plant/>. [Último acceso: Febrero 2019].
- [6] M. M. Martínez, *Combustión y Quemadores*, España: Marcombo Ediciones Técnicas, 2005.
- [7] J. M. U. y. D. R. Warnatz, *Combustion*, Berlín: Springer, 2006.
- [8] G. Borman y K. Ragland, *Combustion engineering*, Boston: VGM Career Books, 1998.
- [9] H. Pitch, «Combustion Summer School,» Princeton, 2014. [En línea]. Available: [https://cefrc.princeton.edu/sites/cefrc/files/Files/2014%20Lecture%20Notes/Pitsch/Lecture4\\_LamPremKinematics\\_2014.pdf](https://cefrc.princeton.edu/sites/cefrc/files/Files/2014%20Lecture%20Notes/Pitsch/Lecture4_LamPremKinematics_2014.pdf). [Último acceso: 6 Octubre 2018].
- [10] Absorsistem, «Calderas con tubos múltiples de humo-Pirotubulares,» 2018. [En línea]. Available: <https://www.absorsistem.com/tecnologia/calderas/pirotubulares>. [Último acceso: Octubre 2018].
- [11] Absorsistem, «Calderas con tubos múltiples de agua- Acuotubular,» 2018. [En línea]. Available: <https://www.absorsistem.com/tecnologia/calderas/acuotubular>. [Último acceso: 2 Octubre 2018].
- [12] A. Hernandez, «Temarios formativos profesionales,» 2018. [En línea]. Available: <https://temariosformativosprofesionales.files.wordpress.com/2013/01/quemadores-de-gas.pdf>. [Último acceso: 11 Octubre 2018].
- [13] P. Basu, «Boilers and burners,» de *Boilers and burners*, Nueva York, Springer, 2013, pp. 213-215.
- [14] ENAGAS, *La combustión del gas natural en calderas de vapor*, Madrid, 1990.



- [15] M. Kumari, S. Jagruti y A. Mohite, «IJIRSET,» 2014. [En línea]. Available: <http://www.rioi.com/open-access/experimental-analysis-of-flow-throughrotating-swirler-with-effect-of-guide-vane.pdf> . [Último acceso: 15 Octubre 2018].
- [16] Construnario, 2018. [En línea]. Available: <https://www.construnario.com/diccionario/swf/26204/quemadores/accesorios%20quemadores/rampas%20de%20gas/series%20crono-g%20y%20tecno-g.pdf>. [Último acceso: 18 Octubre 2018].
- [17] Herlogas.com, «Hornos industriales Herlo- Herlogas,» 2018. [En línea]. Available: <http://www.herlogas.com/es/quemadores-industriales-rampas-gas-armarios-componentes.php>. [Último acceso: 18 Octubre 2018].
- [18] R. Brown y C. Stevens, *Thermochemical Processing of Biomass: Conversion into Fuels, chemicals*, John Wiley & Sons, 2011.
- [19] A. Damien, *La Biomasa: Fundamentos, Tecnologías y Aplicaciones*, Madrid: AMV, 2010.
- [20] A. Kunegel y Pyrolise, «Thermolyse - mythe ou réalité,» *ASPRODET*, 2003.
- [21] H. Knoef, *Inventory of biomass Gasifier Manufactures and installations*, Final report to European Commision, Contract DIS/1734/98-NL, Enschede: Biomass technology group B.V., University of Twente.
- [22] R. Perry y C. C.H., *Chemical Engineers' Handbook*, Nueva York: McGraw-Hill, 1973.
- [23] S. Stultz y J. Kitto, *Atmospheric pressure fluidized-bed boilers*, in *Steam: Its Generation and Use*, Barberton: Babcock & Wilcox, 1992.
- [24] B. Magnussen y B. Hjertager, «On mathematical models of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion,» *The Combustion Institute*, 1976.
- [25] ANSYS, *ANSYS FLUENT 12.0 theory guide*, ANSYS, Inc., 2009.
- [26] Navier.xyz, «Modelos de turbulencia en CFD,» 2018. [En línea]. Available: <https://naviers.xyz/dinamica-de-fluidos-computacional/modelos-de-turbulencia-en-cfd/>. [Último acceso: 25 Octubre 2018].
- [27] Sharcnet.ca, «2.5. LARGE EDDY SIMULATION THEORY,» 2018. [En línea]. Available: [https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/cfx\\_thry/i1303244.html](https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/cfx_thry/i1303244.html). [Último acceso: 02 2019].
- [28] sharcnet.ca, «REYNOLDS AVERAGING,» 2018. [En línea]. Available: [https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/15.0.7/en-us/help/flu\\_th/flu\\_th\\_sec\\_reynolds\\_averaging.html](https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/15.0.7/en-us/help/flu_th/flu_th_sec_reynolds_averaging.html). [Último acceso: Febrero 2019].
- [29] Sharcnet.ca, «DETACHED EDDY SIMULATION,» 2018. [En línea]. Available: [https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/en-us/help/cfx\\_ref/bp\\_turbu\\_s\\_6.html](https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/en-us/help/cfx_ref/bp_turbu_s_6.html). [Último acceso: Febrero 2019].
- [30] R. Roback y B. Johnson, «Mass and Momentum Turbulent Transport Experiments with Confined Swirling Coaxial Jets,» *NASA Contractor Report (Interim Summary Report)*, nº CR-168252, 1983.
- [31] J. M. Zamora, *Simulación CFD del proceso de combustión de un quemador con prerrotación*, [TFG], 2015.

- [32] A. Gómez-Barea y B. Leckner, «Estimation of gas composition and char conversion in a fluidised bed biomass gasifier.,» *Fuel*, nº 107, pp. 419-431, 2013.
- [33] C. M., G.-B. A., V. A. y O. P., «Air Steam gasification of biomass in a fluidised bed: process optimisation by enriched air.,» *Fuel Processing Technology*, nº 90, pp. 677-685, 2009.
- [34] E. Borrás Brucart, de *Gas natural*, Barcelona, Editores Técnicos Asociados, 1987, p. 9.
- [35] Anónimo, «Los Buhos de Aero,» Octubre 2014. [En línea]. Available: <https://losbuhosdeaero.files.wordpress.com/2014/10/introduccion-a-mecanica-de-fluidos-computacional1.pdf>. [Último acceso: Julio 2019].
- [36] T. Combustion, «thermalcombustion,» 21 Enero 2019. [En línea]. Available: <https://www.thermalcombustion.com/2019/identifica-una-falla-de-flama/>. [Último acceso: Junio 2019].
- [37] C. M., G.-B. A., V. AL. y O. P., «Air-steam gasification of biomass in a fluidized bed under simulated autothermal and adiabatic conditions,» *Ind. Eng. Chem. Res.*, nº 74:5957-65, 2008.

# ANEXOS

## Anexo 1. Cálculo de las condiciones de entrada

Las condiciones de entrada al quemador para la combustión del gas natural y gas de síntesis han sido calculadas desarrollando el conveniente código en la aplicación EES (*Engineering Equation Solver*). A continuación, se detalla dicho código y sus resultados:

- Gas natural:

```
"propiedades gas natural"
```

```
v_ch4=0,87
```

```
v_c2h6=0,13
```

```
x_ch4=v_ch4*rho_ch4/rho_cble
```

```
x_c2h6=v_c2h6*rho_c2h6/rho_cble
```

```
Te=25
```

```
Pe=101,325
```

```
Taire=120
```

```
Paire=Pe
```

```
"densidad compuesto condiciones de entrada"
```

```
rho_ch4=Density(Methane;T=Te;P=Pe)
```

```
rho_c2h6=Density(Ethane;T=Te;P=Pe)
```

```
rho_aire=Density(Air;T=Taire;P=Paire)
```

```
"densidad total del cble a las cond de entrada"
```

```
rho_cble=rho_ch4*v_ch4+rho_c2h6*v_c2h6
```

```
mu_ch4=Viscosity(Methane;T=Te;P=Pe)
```

```
mu_c2h6=Viscosity(Ethane;T=Te;P=Pe)
```

```
mu_aire=Viscosity(Air;T=Taire)
```

```
"Viscosidad total del cble a las cond. de ent."
```

```
mu_cble=mu_ch4*x_ch4+mu_c2h6*x_c2h6
```

```
"datos de entrada"
```

```
m_cble=0,0006
```

```
vol_cble=m_cble/rho_cble
```

```
vol_cble=vel_cble*Ap_cble
```

```
Ap_cble=pi*R_cble^2
```

```
R_cble=0,0125
```

```
D_cble=R_cble*2
```

```
m_aire=0,01028
```

```
vol_aire=m_aire/rho_aire
```

```
vol_aire=vel_aire*Ap_aire
```

```
Ap_aire=(R_ext^2-0,0153^2)*pi
R_ext=0,03806
D_aire=4*Ap_aire/(2*pi*(0,03806+0,0153))
```

#### "propiedades cble"

```
Re_cble=(rho_cble*vel_cble*D_cble)/mu_cble
I_cble=0,16*Re_cble^(-1/8) "initial turbulent intensity (%)"
L_cble=0,07*long_caract_cble "eddy length scale"
long_caract_cble=D_cble
epsilon_cble=(0,09^(3/4))*(K_cble^(3/2))*L_cble^(-1) "turbulent dissipation rate"
K_cble=(3/2)*(vel_cble*I_cble)^2 "turbulent kinetic energy"
w_cble=K_cble^(1/2)/(0,09^(1/4)/L_cble) "Specific dissipation rate"
```

#### "propiedades aire"

```
Re_aire=(rho_aire*vel_aire*D_aire)/mu_aire
I_aire=0,16*Re_aire^(-1/8) "initial turbulent intensity (%)"
L_aire=0,07*long_caract_aire "eddy length scale"
long_caract_aire=D_aire
epsilon_aire=(0,09^(3/4))*(K_aire^(3/2))*L_aire^(-1) "turbulent dissipation rate"
K_aire=(3/2)*(vel_cble*I_aire)^2 "turbulent kinetic energy"
w_aire=K_aire^(1/2)/(0,09^(1/4)/L_aire) "Specific dissipation rate"
```

- Gas de síntesis:

#### "Composicion del gas"

```
v_co2=0,141
v_co=0,166
v_h2=0,14
v_n2=0,504
v_ch4=0,049
```

```
x_co2=v_co2*rho_co2/rho_cble
x_co=v_co*rho_co/rho_cble
x_h2=v_h2*rho_h2/rho_cble
x_n2=v_n2*rho_n2/rho_cble
x_ch4=v_ch4*rho_ch4/rho_cble
```

```
Te=25
Pe=101,325
Taire=120
Paire=Pe
```

#### "Densidad de cada compuesto a las condiciones de entrada"

```
rho_co2=Density(CarbonDioxide;T=Te;P=Pe)
rho_co=Density(CarbonMonoxide;T=Te;P=Pe)
rho_h2=Density(Hydrogen;T=Te;P=Pe)
rho_n2=Density(Nitrogen;T=Te;P=Pe)
rho_ch4=Density(Methane;T=Te;P=Pe)
rho_aire=Density(Air;T=Taire;P=Paire)
```

#### "Densidad total del cble a las cond. de ent."

```
rho_cble=rho_co2*v_co2+rho_co*v_co+rho_n2*v_n2+rho_h2*v_h2+rho_ch4*v_ch4
mu_co2=Viscosity(CarbonDioxide;T=Te;P=Pe)
mu_co=Viscosity(CarbonMonoxide;T=Te;P=Pe)
mu_h2=Viscosity(Hydrogen;T=Te;P=Pe)
mu_n2=Viscosity(Nitrogen;T=Te;P=Pe)
mu_ch4=Viscosity(Methane;T=Te;P=Pe)
```

```
mu_aire=Viscosity(Air;T=Taire)
```

```
"Viscosidad total del cble a las cond. de ent."
```

```
mu_cble=mu_co2*x_co2+mu_co*x_co+mu_n2*x_n2+mu_h2*x_h2+mu_ch4*x_ch4
```

```
"datos de entrada"
```

```
m_cble=0,0064295
```

```
vol_cble=m_cble/rho_cble
```

```
vol_cble=vel_cble*Ap_cble
```

```
Ap_cble=pi*R_cble^2
```

```
R_cble=0,0125
```

```
D_cble=R_cble*2
```

```
m_aire=0,008622
```

```
vol_aire=m_aire/rho_aire
```

```
vol_aire=vel_aire*Ap_aire
```

```
Ap_aire=(R_ext^2-0,0153^2)*pi
```

```
R_ext=0,03806
```

```
D_aire=4*Ap_aire/(2*pi*(0,03806+0,0153))
```

```
"propiedades cble"
```

```
Re_cble=(rho_cble*vel_cble*D_cble)/mu_cble
```

```
I_cble=0,16*Re_cble^(-1/8) "initial turbulent intensity (%)"
```

```
L_cble=0,07*long_caract_cble "eddy length scale"
```

```
long_caract_cble=D_cble
```

```
epsilon_cble=(0,09^(3/4))*(K_cble^(3/2))*L_cble^(-1) "turbulent dissipation rate"
```

```
K_cble=(3/2)*(vel_cble*I_cble)^2 "turbulent kinetic energy"
```

```
w_cble=K_cble^(1/2)/(0,09^(1/4)/L_cble) "Specific dissipation rate"
```

```
"propiedades aire"
```

```
Re_aire=(rho_aire*vel_aire*D_aire)/mu_aire
```

```
I_aire=0,16*Re_aire^(-1/8) "initial turbulent intensity (%)"
```

```
L_aire=0,07*long_caract_aire "eddy length scale"
```

```
long_caract_aire=D_aire
```

```
epsilon_aire=(0,09^(3/4))*(K_aire^(3/2))*L_aire^(-1) "turbulent dissipation rate"
```

```
K_aire=(3/2)*(vel_cble*I_aire)^2 "turbulent kinetic energy"
```

```
w_aire=K_aire^(1/2)/(0,09^(1/4)/L_aire) "Specific dissipation rate"
```

## Anexo 2. Configuración Ansys Fluent

A continuación, se detalla el informe generado por el Software, este define completamente el modelo utilizado para las simulaciones para la combustión del gas natural y el biogás.

### Configuración del modelo

- Gas natural:

Model	Settings
Space	3D
Time	Steady
Viscous	RNG k-epsilon turbulence model
Wall Treatment	Standard Wall Functions
RNG Differential Viscosity Model	Disabled
RNG Swirl Dominated Flow Option	Enabled
Heat Transfer	Enabled
Solidification and Melting	Disabled
Radiation	None
Species	Reacting (7 species)
Coupled Dispersed Phase	Disabled
NOx Pollutants	Disabled
SOx Pollutants	Disabled
Soot	Disabled
Mercury Pollutants	Disabled

- Gas de síntesis:

Model	Settings
Space	3D
Time	Steady
Viscous	RNG k-epsilon turbulence model
Wall Treatment	Standard Wall Functions
RNG Differential Viscosity Model	Disabled
RNG Swirl Dominated Flow Option	Enabled
Heat Transfer	Enabled
Solidification and Melting	Disabled
Radiation	None
Species	Reacting (8 species)
Coupled Dispersed Phase	Disabled
NOx Pollutants	Disabled
SOx Pollutants	Disabled
Soot	Disabled
Mercury Pollutants	Disabled

### Propiedades del material

- Gas natural:

Material Properties

Material: oxygen (fluid)

Property	Units	Method	Value (s)
Density	kg/m <sup>3</sup>	constant	1.2999
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	polynomial	(300-1000: 834.82647 0.29295801 -0.00014956371 3.4138849e-07 -2.2783585e-10) (1000-5000: 960.75234 0.15941258 -3.2708852e-05 4.6127648e-09 -2.9528324e-13)
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	0.0246

Viscosity	kg/m-s	constant	1.919e-05
Molecular Weight	kg/kmol	constant	31.9988
Standard State Enthalpy	j/kgmol	constant	0
Standard State Entropy	j/kgmol-k	constant	205026.86
Reference Temperature	k	constant	298.15
Thermal Expansion Coefficient	1/k	constant	0
Speed of Sound	m/s	none	#f

Material: water-vapor (fluid)

Property	Units	Method	Value (s)
Density	kg/m3	constant	0.5542
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	polynomial	(300-1000: 1563.0767 1.6037546 -0.0029327841 3.2161009e-06 -1.1568268e-09) (1000-5000: 1233.2338 1.4105233 -0.00040291411 5.5427718e-08 -2.949824e-12)
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	0.0261
Viscosity	kg/m-s	constant	1.34e-05
Molecular Weight	kg/kmol	constant	18.01534
Standard State Enthalpy	j/kgmol	constant	-2.418379e+08
Standard State Entropy	j/kgmol-k	constant	188696.44
Reference Temperature	k	constant	298.15
Thermal Expansion Coefficient	1/k	constant	0
Speed of Sound	m/s	none	#f

Material: nitrogen (fluid)

Property	Units	Method	Value (s)
Density	kg/m3	constant	1.138
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	polynomial	(300-1000: 979.04298 0.4179639 -0.0011762792 1.6743943e-06 -7.2562971e-10) (1000-5000: 868.62291 0.44162954 -0.00016872295 2.9967875e-08 -2.0043858e-12)
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	0.0242
Viscosity	kg/m-s	constant	1.663e-05
Molecular Weight	kg/kmol	constant	28.0134
Standard State Enthalpy	j/kgmol	constant	0
Standard State Entropy	j/kgmol-k	constant	191494.78
Reference Temperature	k	constant	298.15
Thermal Expansion Coefficient	1/k	constant	0
Speed of Sound	m/s	none	#f

Material: carbon-dioxide (fluid)

Property	Units	Method	Value (s)
Density	kg/m3	constant	1.7878
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	polynomial	(300-1000: 429.92889 1.8744735 -0.001966485 1.2972514e-06 -3.9999562e-10) (1000-5000: 841.37645 0.59323928 -0.00024151675 4.5227279e-08 -3.1531301e-12)
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	0.0145
Viscosity	kg/m-s	constant	1.37e-05
Molecular Weight	kg/kmol	constant	44.00995
Standard State Enthalpy	j/kgmol	constant	-3.9353235e+08
Standard State Entropy	j/kgmol-k	constant	213720.2
Reference Temperature	k	constant	298.15
Thermal Expansion Coefficient	1/k	constant	0
Speed of Sound	m/s	none	#f

Material: methane (fluid)

Property	Units	Method	Value(s)
Density	kg/m3	constant	0.6679
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	polynomial	(300-1000: 403.5847 9.0573346 -0.014425086 1.5805188e-05 -6.3430511e-09) (1000-5000: 872.46708 5.3054727 -0.002008295 3.5166462e-07 -2.3339102e-11)
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	0.0332
Viscosity	kg/m-s	constant	1.087e-05
Molecular Weight	kg/kmol	constant	16.04303
Standard State Enthalpy	j/kgmol	constant	-74895176
Standard State Entropy	j/kgmol-k	constant	186040.09
Reference Temperature	k	constant	298.15
Thermal Expansion Coefficient	1/k	constant	0
Speed of Sound	m/s	none	#f

Material: ethane (fluid)

Property	Units	Method	Value(s)
Density	kg/m3	constant	1.263
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	polynomial	(300-1000: 404.38961 4.2842506 0.001598301 -3.477885e-06 1.2680955e-09) (1000-4000: 1334.3642 3.8268563 -0.0012600747 1.8594427e-07 -9.9488587e-12)
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	0.0207
Viscosity	kg/m-s	constant	9.29e-06
Molecular Weight	kg/kmol	constant	30.07012
Standard State Enthalpy	j/kgmol	constant	-83863288
Standard State Entropy	j/kgmol-k	constant	228949.31
Reference Temperature	k	constant	298.15
Thermal Expansion Coefficient	1/k	constant	0
Speed of Sound	m/s	none	#f

Material: gas-natural (mixture)

Property	Units	Method	Value(s)
Mixture Species	names		((ch4 o2 co2 h2o n2 c2h6 air) () ())
Reaction	eddy-dissipation		((reaction-1 ((ch4 1 0.2 1) (o2 2 1.3 1)) ((co2 1 0 1) (h2o 2 0 1)) ((n2 0 1) (c2h6 0 1) (air 0 1)) (stoichiometry 1ch4 + 2o2 --> 1co2 + 2h2o) (arrhenius 2.119e+11 2.027e+08 0) (mixing-rate 4 0.5)) (reaction-2 ((c2h6 1 1 1) (o2 3.5 1 1)) ((co2 2 0 1) (h2o 3 0 1)) ((ch4 0 1) (n2 0 1) (air 0 1)) (stoichiometry 1c2h6 + 3.5o2 --> 2co2 + 3h2o) (arrhenius 1e+15 1e+08 0) (mixing-rate 4 0.5)))
Mechanism	reaction-mechs		((mechanism- 1 (reaction-type . all) (reaction-list reaction-2 reaction-1) (site-info)))
Density	kg/m3	incompressible-ideal-gas	#f
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	mixing-law	#f
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	0.0454
Viscosity	kg/m-s	constant	1.72e-05
Mass Diffusivity	m2/s	constant-dilute-appx	(2.88e-05)
Speed of Sound	m/s	none	#f

Material: air (fluid)

Property	Units	Method	Value(s)
Density	kg/m3	constant	1.225
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	constant	1006.43
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	0.0242



Viscosity	kg/m-s	constant	1.7894e-05
Molecular Weight	kg/kmol	constant	28.966
Standard State Enthalpy	j/kgmol	constant	0
Standard State Entropy	j/kgmol-k	constant	194336
Reference Temperature	k	constant	298.15
Thermal Expansion Coefficient	1/k	constant	0
Speed of Sound	m/s	none	#f

Material: aluminum (solid)

Property	Units	Method	Value (s)
Density	kg/m3	constant	2719
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	constant	871
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	202.4

- Gas de síntesis:

Material Properties

Material: oxygen (fluid)

Property	Units	Method	Value (s)
Density	kg/m3	constant	1.2999
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	polynomial	(300-1000: 834.82647 0.29295801 -0.00014956371 3.4138849e-07 -2.2783585e-10) (1000-5000: 960.75234 0.15941258 -3.2708852e-05 4.6127648e-09 -2.9528324e-13)
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	0.0246
Viscosity	kg/m-s	constant	1.919e-05
Molecular Weight	kg/kmol	constant	31.9988
Standard State Enthalpy	j/kgmol	constant	0
Standard State Entropy	j/kgmol-k	constant	205026.86
Reference Temperature	k	constant	298.15
Thermal Expansion Coefficient	1/k	constant	0
Speed of Sound	m/s	none	#f

Material: nitrogen (fluid)

Property	Units	Method	Value (s)
Density	kg/m3	constant	1.138
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	polynomial	(300-1000: 979.04298 0.4179639 -0.0011762792 1.6743943e-06 -7.2562971e-10) (1000-5000: 868.62291 0.44162954 -0.00016872295 2.9967875e-08 -2.0043858e-12)
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	0.0242
Viscosity	kg/m-s	constant	1.663e-05
Molecular Weight	kg/kmol	constant	28.0134
Standard State Enthalpy	j/kgmol	constant	0
Standard State Entropy	j/kgmol-k	constant	191494.78
Reference Temperature	k	constant	298.15
Thermal Expansion Coefficient	1/k	constant	0
Speed of Sound	m/s	none	#f

Material: water-vapor (fluid)

Property	Units	Method	Value (s)
Density	kg/m3	constant	0.5542

Cp (Specific Heat)	j/kg-k	polynomial	(300-1000:
1563.0767 1.6037546 -0.0029327841 3.2161009e-06 -1.1568268e-09)			(1000-5000:
1233.2338 1.4105233 -0.00040291411 5.5427718e-08 -2.949824e-12)			
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	0.0261
Viscosity	kg/m-s	constant	1.34e-05
Molecular Weight	kg/kmol	constant	18.01534
Standard State Enthalpy	j/kgmol	constant	-2.418379e+08
Standard State Entropy	j/kgmol-k	constant	188696.44
Reference Temperature	k	constant	298.15
Thermal Expansion Coefficient	1/k	constant	0
Speed of Sound	m/s	none	#f

Material: hydrogen (fluid)

Property	Units	Method	Value (s)
Density	kg/m3	constant	0.08189
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	polynomial	(300-1000:
13602.452 3.4023168 -0.0033584233 -3.9079528e-07 1.7053451e-09)			(1000-5000:
12337.526 2.8872753 -0.00023235597 -3.8073793e-08 6.5277423e-12)			
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	0.1672
Viscosity	kg/m-s	constant	8.411e-06
Molecular Weight	kg/kmol	constant	2.01594
Standard State Enthalpy	j/kgmol	constant	0
Standard State Entropy	j/kgmol-k	constant	130579.06
Reference Temperature	k	constant	298.15
Thermal Expansion Coefficient	1/k	constant	0
Speed of Sound	m/s	none	#f

Material: carbon-dioxide (fluid)

Property	Units	Method	Value (s)
Density	kg/m3	constant	1.7878
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	polynomial	(300-1000:
429.92889 1.8744735 -0.001966485 1.2972514e-06 -3.9999562e-10)			(1000-5000:
841.37645 0.59323928 -0.00024151675 4.5227279e-08 -3.1531301e-12)			
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	0.0145
Viscosity	kg/m-s	constant	1.37e-05
Molecular Weight	kg/kmol	constant	44.00995
Standard State Enthalpy	j/kgmol	constant	-3.9353235e+08
Standard State Entropy	j/kgmol-k	constant	213720.2
Reference Temperature	k	constant	298.15
Thermal Expansion Coefficient	1/k	constant	0
Speed of Sound	m/s	none	#f

Material: carbon-monoxide (fluid)

Property	Units	Method	Value (s)
Density	kg/m3	constant	1.1233
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	polynomial	(300-1000:
968.38986 0.44878771 -0.0011522171 1.6568822e-06 -7.34637e-10)			(1000-5000:
897.93053 0.42823161 -0.00016713923 3.0234435e-08 -2.05137e-12)			
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	0.025
Viscosity	kg/m-s	constant	1.75e-05
Molecular Weight	kg/kmol	constant	28.01055
Standard State Enthalpy	j/kgmol	constant	-1.1053956e+08
Standard State Entropy	j/kgmol-k	constant	197531.64
Reference Temperature	k	constant	298.15
Thermal Expansion Coefficient	1/k	constant	0
Speed of Sound	m/s	none	#f

Material: methane (fluid)

Property	Units	Method	Value (s)
Density	kg/m3	constant	0.6679
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	polynomial	(300-1000: 403.5847 9.0573346 -0.014425086 1.5805188e-05 -6.3430511e-09) (1000-5000: 872.46708 5.3054727 -0.002008295 3.5166462e-07 -2.3339102e-11)
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	0.0332
Viscosity	kg/m-s	constant	1.087e-05
Molecular Weight	kg/kmol	constant	16.04303
Standard State Enthalpy	j/kgmol	constant	-74895176
Standard State Entropy	j/kgmol-k	constant	186040.09
Reference Temperature	k	constant	298.15
Thermal Expansion Coefficient	1/k	constant	0
Speed of Sound	m/s	none	#f

Material: Syngas (mixture)

Property	Units	Method	Value (s)
Mixture Species	names		((h2o o2 n2 h2 co2 co ch4 air) () ())
Reaction	eddy-dissipation		((reaction-1 (h2 1 1 1) (o2 0.5 1 1)) ((h2o 1 0 1)) ((n2 0 1) (co2 0 1) (co 0 1) (ch4 0 1) (air 0 1)) (stoichiometry 1h2 + 0.5o2 --> 1h2o) (arrhenius 1e+15 100 0) (mixing-rate 4 0.5)) (reaction-2 ((co 1 1 1) (o2 0.5 0.25 1)) ((co2 1 0 1)) (h2o 0 1) (n2 0 1) (h2 0 1) (ch4 0 1) (air 0 1)) (stoichiometry 1co + 0.5o2 --> 1co2) (arrhenius 1e+15 1e+08 0) (mixing-rate 4 0.5)) (reaction-3 ((ch4 1 0.2 1) (o2 2 1.3 1)) ((co2 1 0 1) (h2o 2 0 1)) ((n2 0 1) (h2 0 1) (co 0 1) (air 0 1)) (stoichiometry 1ch4 + 2o2 --> 1co2 + 2h2o) (arrhenius 1e+15 1e+08 0) (mixing-rate 4 0.5)))
Mechanism	reaction-mechs		((mechanism- 1 (reaction-type . all) (reaction-list reaction-1 reaction-2 reaction-3) (site-info))
Density	kg/m3	incompressible-ideal-gas	#f
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	mixing-law	#f
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	0.0454
Viscosity	kg/m-s	constant	1.72e-05
Mass Diffusivity	m2/s	constant-dilute-appx	(2.88e-05)
Speed of Sound	m/s	none	#f

Material: air (fluid)

Property	Units	Method	Value (s)
Density	kg/m3	constant	1.225
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	constant	1006.43
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	0.0242
Viscosity	kg/m-s	constant	1.7894e-05
Molecular Weight	kg/kmol	constant	28.966
Standard State Enthalpy	j/kgmol	constant	0
Standard State Entropy	j/kgmol-k	constant	194336
Reference Temperature	k	constant	298.15
Thermal Expansion Coefficient	1/k	constant	0
Speed of Sound	m/s	none	#f

Material: aluminum (solid)

Property	Units	Method	Value(s)
Density	kg/m3	constant	2719
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	constant	871
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	202.4

## Condiciones de contorno

- Gas natural:

Cell Zone Conditions

-----

Zones

name	id	type
fluid	3	fluid

Setup Conditions

fluid

Condition	Value
Frame Motion?	no

Boundary Conditions

-----

Zones

name	id	type
wall-fluid	1	wall
wall	6	wall
fuel_inlet	7	velocity-inlet
air_inlet	8	velocity-inlet
outlet	9	pressure-outlet

Setup Conditions

wall-fluid

Condition	Value
Thermal BC Type	1
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0

wall

Condition	Value
-----	-----

```

Thermal BC Type          1
Wall Motion              0
Shear Boundary Condition 0

```

fuel\_inlet

Condition	Value
Velocity Magnitude (m/s)	1.669
Temperature (k)	298
Turbulent Specification Method	1
Turbulent Intensity (%)	5.9
Turbulent Length Scale (m)	0.00175
Specify Species in Mole Fractions?	yes
	((constant . 0.87) (profile )) ((constant . 0) (profile )) ((constant . 0) (profile )) ((constant . 0) (profile )) ((constant . 0) (profile )) ((constant . 0.13) (profile ))

air\_inlet

Condition	Value
Velocity Magnitude (m/s)	3
Temperature (k)	393
Turbulent Specification Method	1
Turbulent Intensity (%)	5.46
Turbulent Length Scale (m)	0.003186
	((constant . 0) (profile )) ((constant . 0.23) (profile )) ((constant . 0) (profile )) ((constant . 0) (profile )) ((constant . 0.77) (profile )) ((constant . 0) (profile ))

outlet

Condition	Value
Backflow	((constant . 0) (profile )) ((constant . 0) (profile )) ((constant . 0) (profile )) ((constant . 0) (profile )) ((constant . 0) (profile )) ((constant . 0) (profile ))

- Gas de síntesis:

Cell Zone Conditions

Zones

name	id	type
fluid	3	fluid

Setup Conditions

fluid

Condition	Value
Frame Motion?	no

## Boundary Conditions

-----

## Zones

name	id	type
wall-fluid	1	wall
wall	6	wall
fuel_inlet	7	velocity-inlet
air_inlet	8	velocity-inlet
outlet	9	pressure-outlet

## Setup Conditions

## wall-fluid

Condition	Value
Thermal BC Type	1
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0

## wall

Condition	Value
Thermal BC Type	1
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0

## fuel\_inlet

Condition	Value
Velocity Magnitude (m/s)	12.29
Temperature (k)	298
Turbulent Specification Method	1
Turbulent Intensity (%)	4.55
Turbulent Length Scale (m)	0.00175
Specify Species in Mole Fractions?	yes
	((constant . 0) (profile ))
	((constant . 0) (profile )) ((constant . 0.504) (profile )) ((constant . 0.14) (profile )) ((constant . 0.141) (profile )) ((constant . 0.166) (profile )) ((constant . 0.049) (profile ))

## air\_inlet

Condition	Value
Velocity Magnitude (m/s)	2.517
Temperature (k)	393
Turbulent Specification Method	1
Turbulent Intensity (%)	5.58
Turbulent Length Scale (m)	0.00319
	((constant . 0) (profile ))
	((constant . 0.23) (profile )) ((constant . 0.77) (profile )) ((constant . 0) (profile )) ((constant . 0) (profile )) ((constant . 0) (profile )) ((constant . 0) (profile ))

## outlet

```

Condition      Value
-----
Backflow      (((constant . 0) (profile )) ((constant . 0) (profile
)) ((constant . 0) (profile )) ((constant . 0) (profile )) ((constant . 0)
(profile )) ((constant . 0) (profile )) ((constant . 0) (profile )))

```

### Opciones de resolución

- Gas natural:

Solver Settings

Equations

Equation	Solved
Flow	yes
Turbulence	yes
ch4	yes
o2	yes
co2	yes
h2o	yes
n2	yes
c2h6	yes
Energy	yes

Numerics

Numeric	Enabled
Absolute Velocity Formulation	yes

Relaxation

Variable	Relaxation Factor
Pressure	0.3
Density	1
Body Forces	1
Momentum	0.7
Turbulent Kinetic Energy	0.8
Turbulent Dissipation Rate	0.8
Turbulent Viscosity	0.89999998
ch4	0.89999998
o2	0.89999998
co2	0.89999998
h2o	0.89999998
n2	1
c2h6	0.89999998
Energy	0.89999998

Linear Solver

Reduction	Solver	Termination	Residual
Variable	Type	Criterion	Tolerance
Pressure	V-Cycle	0.1	

X-Momentum	Flexible	0.1	0.7
Y-Momentum	Flexible	0.1	0.7
Z-Momentum	Flexible	0.1	0.7
Turbulent Kinetic Energy	Flexible	0.1	0.7
Turbulent Dissipation Rate	Flexible	0.1	0.7
ch4	Flexible	0.1	0.7
o2	Flexible	0.1	0.7
co2	Flexible	0.1	0.7
h2o	Flexible	0.1	0.7
n2	Flexible	0.1	0.7
c2h6	Flexible	0.1	0.7
Energy	F-Cycle	0.1	

#### Pressure-Velocity Coupling

Parameter	Value
-----	
Type	SIMPLE

#### Discretization Scheme

Variable	Scheme
-----	
Pressure	Second Order
Momentum	Second Order Upwind
Turbulent Kinetic Energy	First Order Upwind
Turbulent Dissipation Rate	First Order Upwind
ch4	Second Order Upwind
o2	Second Order Upwind
co2	Second Order Upwind
h2o	Second Order Upwind
n2	Second Order Upwind
c2h6	Second Order Upwind
Energy	Second Order Upwind

#### Solution Limits

Quantity	Limit
-----	
Minimum Absolute Pressure	1
Maximum Absolute Pressure	5e+10
Minimum Temperature	1
Maximum Temperature	5000
Minimum Turb. Kinetic Energy	1e-14
Minimum Turb. Dissipation Rate	1e-20
Maximum Turb. Viscosity Ratio	100000

- **Gas de síntesis:**

#### Solver Settings

-----

#### Equations

Equation	Solved
-----	
Flow	yes
Turbulence	yes
h2o	yes
o2	yes
n2	yes
h2	yes



```

co2      yes
co       yes
ch4     yes
Energy  yes
    
```

Numerics

```

Numeric                               Enabled
-----
Absolute Velocity Formulation        yes
    
```

Relaxation

```

Variable                               Relaxation Factor
-----
Pressure                               0.3
Density                               1
Body Forces                            1
Momentum                              0.7
Turbulent Kinetic Energy               0.8
Turbulent Dissipation Rate             0.8
Turbulent Viscosity                    1
h2o                                     0.89999998
o2                                      0.89999998
n2                                      0.89999998
h2                                      0.89999998
co2                                     0.89999998
co                                      0.89999998
ch4                                    0.89999998
Energy                                  0.89999998
    
```

Linear Solver

Reduction Variable	Solver Type	Termination Criterion	Residual Tolerance
Pressure	V-Cycle	0.1	
X-Momentum	Flexible	0.1	0.7
Y-Momentum	Flexible	0.1	0.7
Z-Momentum	Flexible	0.1	0.7
Turbulent Kinetic Energy	Flexible	0.1	0.7
Turbulent Dissipation Rate	Flexible	0.1	0.7
h2o	Flexible	0.1	0.7
o2	Flexible	0.1	0.7
n2	Flexible	0.1	0.7
h2	Flexible	0.1	0.7
co2	Flexible	0.1	0.7
co	Flexible	0.1	0.7
ch4	Flexible	0.1	0.7
Energy	F-Cycle	0.1	

Pressure-Velocity Coupling

```

Parameter  Value
-----
Type       SIMPLE
    
```

Discretization Scheme

```

Variable                               Scheme
    
```

-----	
Pressure	Second Order
Momentum	Second Order Upwind
Turbulent Kinetic Energy	First Order Upwind
Turbulent Dissipation Rate	First Order Upwind
h2o	Second Order Upwind
o2	Second Order Upwind
n2	Second Order Upwind
h2	Second Order Upwind
co2	Second Order Upwind
co	Second Order Upwind
ch4	Second Order Upwind
Energy	Second Order Upwind

## Solution Limits

Quantity	Limit
-----	
Minimum Absolute Pressure	1
Maximum Absolute Pressure	5e+10
Minimum Temperature	1
Maximum Temperature	5000
Minimum Turb. Kinetic Energy	1e-14
Minimum Turb. Dissipation Rate	1e-20
Maximum Turb. Viscosity Ratio	100000