



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES

Máster en Ingeniería Industrial

MASTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

TRABAJO FIN DE MÁSTER

CARACTERIZACIÓN DEL GAS DE GASIFICACIÓN DE BIOMASA LIGNOCELULÓSICA EN UNA BOMBA DE COMBUSTIÓN CON ACCESO ÓPTICO PARA VISUALIZACIÓN USANDO SCHLIEREN

Autor: Dña. Leyre Sancho Cambeses
Tutor: Dña. Miriam Reyes Serrano

Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica

Valladolid, septiembre de 2020

CARACTERIZACIÓN DEL GAS DE GASIFICACIÓN DE BIOMASA LIGNOCELULÓSICA EN UNA BOMBA DE COMBUSTIÓN
CON ACCESO ÓPTICO PARA VISUALIZACIÓN USANDO SCHLIEREN

RESUMEN BREVE

La preocupación por la salud pública debido a la inhalación de humo con sustancias nocivas provenientes de la cocina en abierto en las zonas más aisladas de Colombia, ha motivado el desarrollo de este trabajo en colaboración con el doctor Juan Fernando Pérez de la Universidad de Antioquia, Colombia.

Este trabajo se basa en la caracterización del proceso de combustión del gas obtenido tras la gasificación de las especies de biomasa más abundantes en la región colombiana. Esta caracterización se desarrolla en una bomba de combustión cilíndrica a volumen constante, ubicada en el laboratorio de motores y máquinas térmicas del departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica de la universidad de Valladolid. Con el fin de conocer el comportamiento del gas en la bomba de combustión, se realizan varios experimentos en condiciones estequiométricas variando los parámetros de entrada de presión y temperatura. Finalmente se exponen los resultados obtenidos por medio tanto del modelo de diagnóstico de dos zonas como por la visualización de la combustión mediante la técnica óptica Schlieren extrayendo así la morfología y comportamiento del frente de llama.

Palabras clave: Combustión, biomasa, gasificación, gas pobre, bomba de combustión

ABSTRACT

The concern for public health due to the inhalation of smoke with harmful substances coming from open kitchens in the most isolated areas of Colombia, has motivated the development of this work in collaboration with Dr. Juan Fernando Pérez from the University of Antioquia, Colombia.

This work is based on the characterization of the gas combustion process obtained after the gasification of the most abundant biomass species in the Colombian region. This characterization is developed in a constant volume cylindrical combustion pump, located in the laboratory of engines and thermal machines of the Energy Engineering and Fluidomechanics department at the University of Valladolid. In order to know the behavior of the gas in the combustion pump, several experiments are carried out under stoichiometric conditions, by varying the input parameters of pressure and temperature. Finally, the results obtained by the two-zone diagnostic model and the combustion visualization using the Schlieren optical technique are presented, thus extracting the morphology and behavior of the flame front.

Keywords: Combustion, biomass, gasification, lean gas, combustion pump

Agradecimientos

A mi tutora *Miriam Reyes* por haberme ofrecido esta gran oportunidad para ampliar mis conocimientos gracias a su fuerte constancia, implicación y ganas de enseñar.

A *Alexandra* por la ayuda prestada.

A mi familia, mis padres *Eugenio* y *María José* y mi hermana *Lidia* por acompañarme durante esta etapa con su apoyo incondicional, sin ellos no hubiese sido posible.

ÍNDICE

CAPÍTULO 1.- INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS	1
1.1 Introducción y antecedentes.....	3
1.2 Objetivos.....	5
CAPÍTULO 2.- ESTADO DEL ARTE	7
2.1 Comparación entre el panorama energético de Colombia y España.....	8
2.2 Biomasa	10
2.2.1 Concepto de biomasa	10
2.2.2 Clasificación de la biomasa	11
2.2.3 Parámetros físicos, químicos y energéticos de la biomasa	11
2.2.4 Ventajas y desventajas de la biomasa	12
2.2.5 Disponibilidad y consumo de biomasa en Colombia	13
2.3 Gasificación.....	15
2.3.1 Definición y etapas.....	15
2.3.2 Tecnologías y reactores de gasificación.....	17
2.3.2.1 Gasificadores de lecho fijo/móvil.....	17
2.3.2.2 Gasificadores de lecho fluidizado	18
2.3.2.3 Gasificadores con arrastre	19
2.3.2.4 Estufa de tiro ascendente iluminada superior (TLUD).....	19
2.3.3 Parámetros de gasificación.....	20
2.4 Gas pobre.....	23
2.5 Aplicaciones de los subproductos de gasificación.....	25
2.5.1 Caracterización del biochar como enmienda del suelo.....	25
2.5.2 Caracterización del biochar como combustible sólido	26
2.6 Combustión en MEP	28
2.6.1 Combustión normal	28
2.6.2 Combustión anormal	29
2.6.2.1 Combustión con autoinflamación	30
2.6.2.2 Encendido superficial.....	31
2.6.3 Emisiones contaminantes.....	32
2.6.3.1 Métodos de reducción de emisiones contaminantes.....	33
2.7 Parámetros de estudio de la combustión.....	34
2.7.1 Velocidad de combustión laminar	34
2.7.2 Inestabilidades del frente de llama: Celularidad	35

2.7.3	Tasa de stretch.....	38
CAPÍTULO 3.- PARTE EXPERIMENTAL		41
3.1	Descripción de la instalación	42
3.2	Metodología experimental	47
3.2.1	Parámetros experimentales.....	48
3.2.2	Preparación de la bomba.....	48
3.2.3	Llenado de la bomba.....	48
3.2.4	Homogeneización de la mezcla	49
3.2.5	Combustión.....	49
3.3	Cálculo teórico de las presiones de llenado de la bomba	50
3.4	Cálculo real de los parámetros tras el llenado de la bomba	54
3.5	Adquisición de datos	56
3.6	Tratamiento de datos	57
CAPÍTULO 4.- RESULTADOS SOBRE GAS POBRE OBTENIDO DE LA GASIFICACIÓN DE PINUS PATULA.....		61
4.1	Estudio paramétrico de la presión	62
4.1.1	Estudio paramétrico de la presión a 92 °C.....	63
4.1.2	Estudio paramétrico de la presión a 110°C	72
4.2	Estudio paramétrico de la temperatura	77
CAPÍTULO 5.- RESULTADOS SOBRE GAS POBRE OBTENIDO DE LA GASIFICACIÓN DE CORDIA ALLIODORA		83
5.1	Estudio paramétrico de la presión	84
5.1.1	Estudio paramétrico de la presión a 90°C.....	84
5.1.2	Estudio paramétrico de la presión a 110°C	89
5.2	Estudio paramétrico de la temperatura	93
5.3	Comparación Pinus patula y Cordia alliodora a 0,8 bar.....	97
5.3.1	Comparativa de las combustiones de gas pobre de cordia alliodora y pinus patula a 90°C de temperatura inicial y 0,8 bar.	97
5.3.2	Comparativa de las combustiones de gas pobre de cordia alliodora y pinus patula a 110°C de temperatura inicial y 0,8 bar.	101
CAPÍTULO 6.- CONCLUSIONES Y APLICACIONES FUTURAS.....		107
6.1	Conclusiones generales:.....	108

6.2 Conclusiones específicas	109
6.3 Futuras líneas de investigación.....	111
6.4 Aportaciones	111
CAPÍTULO 7.- BIBLIOGRAFÍA.....	113
ANEXO I: PARÁMETROS EXPERIMENTALES	119

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Consumo de combustible por región en 2018 (Porcentaje) (Imagen adaptada de [8]).....	8
Figura 2. Consumo de combustible en 2018 de Colombia y España (millones de toneladas) (imagen adaptada de [8]).....	9
Figura 3. Evolución del consumo de energía primaria en Colombia y España (imagen adaptada de [1]).....	10
Figura 4. Regiones de Colombia estudiadas.[6]	13
Figura 5. Etapas que conforma una estufa TLUD de cocción operando bajo gasificación de biomasa.....	16
Figura 6. Flujo ascendente (a) y descendente (b) [18].....	17
Figura 7. Gasificadores de lecho fluidizado, burbujeante (a), con recirculación (b) [18]	18
Figura 8. Estufa de tiro ascendente iluminada superior (TLUD)	19
Figura 9. Efecto de la máxima temperatura medida dentro del reactor en el rendimiento en masa de biochar en función del tipo de materia prima y la tasa de flujo de aire.[15]	28
Figura 10. Avance del frente de llama en un MEP [25].....	29
Figura 11. Evolución de la curva de presión con la aparición del autoencendido(izquierda). Efecto aparente de la autoinflamación sobre la fracción de calor liberado (FQL) y su derivada (DFQL) (derecha) [25]......	30
Figura 12. Evolución de las emisiones en función del dosado [25]......	32
Figura 13. Evolución temporal de una perturbación del frente de llama en función de Le [22]	37
Figura 14. Bomba de combustión cilíndrica, cámara de alta velocidad y espejos	42
Figura 15. Sistema de ignición.	43

Figura 16. Combustible en botellas de alta presión	43
Figura 17. Sistema de conductos, válvulas y sensores de presión de suministro de aire y combustible	44
Figura 18. Transductores piezorresistivos y válvulas de cierre.	44
Figura 19. Controlador PID y resistencias	45
Figura 20. Diodo LED, espejos y diafragma obturador	45
Figura 21. Videocámara de alta velocidad Phantom V210.	46
Figura 22. Osciloscopio digital Yokogawa	46
Figura 23. Esquema de la instalación [39].....	47
Figura 24. Extracto de la hoja Excel del cálculo de las presiones requeridas para el llenado de la bomba de combustión.....	51
Figura 25. Resultados de las presiones parciales de llenado de la bomba.....	54
Figura 26. Extracto de la hoja Excel del cálculo de los parámetros reales de llenado de la bomba.....	55
Figura 27. Esquema de adquisición de datos y tratamiento de los resultados experimentales. Adaptada de	57
Figura 28. Interfaz del programa Matlab	58
Figura 29. Evolución temporal de la presión en combustiones de gas pobre de pinus patula en condiciones estequiométricas y a 92 °C de temperatura inicial para diferentes presiones iniciales	63
Figura 30. Evolución temporal de la presión en combustiones de gas pobre de pinus patula en condiciones estequiométricas y a 92 °C de temperatura inicial para presiones de 0,8 a 1,2 bar	64
Figura 31. Rango de validez de las combustiones de gas pobre de pinus patula en condiciones estequiométricas y a 92 °C de temperatura inicial para presiones iniciales de 0,8 a 1,2 bar	64

Figura 32. Evolución de la velocidad de combustión frente a la temperatura de la zona sin quemar en combustiones de gas pobre de pinus patula en condiciones estequiométricas y a 92 °C de temperatura inicial para presiones iniciales de 0,8 a 1,2 bar 65

Figura 33. Evolución temporal de la fracción de masa quemada en combustiones de gas pobre de pinus patula en condiciones estequiométricas y a 92 °C de temperatura inicial para presiones iniciales de 0,8 a 1,2 bar 65

Figura 34. Evolución temporal del radio del frente de llama en combustiones de gas pobre de pinus patula en condiciones estequiométricas y a 92 °C de temperatura inicial para presiones iniciales de 0,8 a 1,2 bar 67

Figura 35. Evolución temporal de la velocidad del frente de llama en combustiones de gas pobre de pinus patula en condiciones estequiométricas y a 92 °C de temperatura inicial para presiones iniciales de 0,8 a 1,2 bar 67

Figura 36. Evolución de la velocidad del frente de llama frente a la tasa de stretch en combustiones de gas pobre de pinus patula en condiciones estequiométricas y a 92 °C de temperatura inicial para presiones iniciales de 0,8 a 1,2 bar..... 68

Figura 37. Evolución temporal de la velocidad de combustión laminar en combustiones de gas pobre de pinus patula en condiciones estequiométricas y a 92 °C de temperatura inicial para presiones iniciales de 0,8 a 1,2 bar 69

Figura 38. Evolución temporal de la presión (i) y velocidad de combustión (ii) respecto a la temperatura de la zona sin quemar de la combustión de gas pobre de pinus patula a 92°C y presiones iniciales de 2 y 3 bar. 71

Figura 39. Evolución temporal de la presión en combustiones de gas pobre de pinus patula en condiciones estequiométricas y a 110 °C de temperatura inicial para diferentes presiones iniciales..... 72

Figura 40. Rango de validez de las combustiones de gas pobre de pinus patula en condiciones estequiométricas y a 110 °C de temperatura inicial para presiones iniciales de 0,8 a 4 bar 74

Figura 41. Evolución de la velocidad de combustión frente a la temperatura de la zona sin quemar en combustiones de gas pobre de pinus patula en condiciones estequiométricas y a 110 °C de temperatura inicial para presiones iniciales de 0,8 a 4 bar. 74

Figura 42. Evoluciones de las combustiones de gas pobre de pinus patula en condiciones estequiométricas, a 110 °C de temperatura inicial para presiones iniciales de 0,8 y 2 bar
76

Figura 43. Comparativa de las combustiones de gas pobre de pinus patula en condiciones estequiométricas, a 92 y 110 °C de temperatura inicial para una presión inicial de 0,8 bar 78

Figura 44. Comparativa de las combustiones de gas pobre de pinus patula en condiciones estequiométricas, a 92 y 110 °C de temperatura inicial para una presión inicial de 2 bar 80

Figura 45. Comparación de las evoluciones de las combustiones de gas pobre de pinus patula en condiciones estequiométricas, a 0,8 bar de presión inicial y 90 y 110 °C..... 82

Figura 46. Evolución temporal de la presión en combustiones de gas pobre de cordia alliodora en condiciones estequiométricas y a 90 °C de temperatura inicial para diferentes presiones iniciales..... 85

Figura 47. Rango de validez de las combustiones de gas pobre de cordia alliodora en condiciones estequiométricas y a 90 °C de temperatura inicial para presiones iniciales de 0,8 y 1,5 bar 85

Figura 48. Evolución de la velocidad de combustión frente a la temperatura de la zona sin quemar en combustiones de gas pobre de cordia alliodora en condiciones estequiométricas y a 90 °C de temperatura inicial para presiones iniciales de 0,8 y 1,5 bar 86

Figura 49. Evoluciones de las combustiones de gas pobre de cordia alliodora en condiciones estequiométricas, a 90°C de temperatura inicial para presiones iniciales de 0,8 y 1,5 bar 88

Figura 50. Evolución temporal de la presión en combustiones de gas pobre de cordia alliodora en condiciones estequiométricas y a 110 °C de temperatura inicial para diferentes presiones iniciales..... 89

Figura 51. Rango de validez de las combustiones de gas pobre de cordia alliodora en condiciones estequiométricas y a 110 °C de temperatura inicial para presiones iniciales de 0,8 y 1,5 bar 90

Figura 52. Evolución de la velocidad de combustión frente a la temperatura de la zona sin quemar en combustiones de gas pobre de cordia alliodora en condiciones

estequiométricas y a 110 °C de temperatura inicial para presiones iniciales de 0,8 a 3 bar 90

Figura 53. Evoluciones de las combustiones de gas pobre de cordia alliodora en condiciones estequiométricas, a 110°C de temperatura inicial para presiones iniciales de 0,8 y 1,5 bar 92

Figura 54. Comparativa de las combustiones de gas pobre de cordia alliodora en condiciones estequiométricas, a 90 y 110 °C de temperatura inicial para una presión inicial de 1,5 bar 94

Figura 55. Comparación de las evoluciones de las combustiones de gas pobre de cordia alliodora en condiciones estequiométricas, a 1,5 bar de presión inicial y 90 y 110 °C... 96

Figura 56. Comparativa de las combustiones de gas pobre de pinus patula y cordia alliodora en condiciones estequiométricas, a 90°C de temperatura y una presión inicial de 0,8 bar 98

Figura 57. Evolución temporal de la temperatura de quemados de la combustión de cordia alliodora y pinus patula a la temperatura inicial de 90°C y 0,8 bar 99

Figura 58. Evolución temporal de la temperatura de no quemados de la combustión de cordia alliodora y pinus patula a la temperatura inicial de 90°C y 0,8 bar 99

Figura 59. Comparativa de los resultados de la visualización mediante la técnica óptica de las combustiones de gas pobre de cordia alliodora y pinus patula en condiciones estequiométricas a 90°C y 0,8 bar de presión inicial. 101

Figura 60. Comparativa de las combustiones de gas pobre de pinus patula y cordia alliodora en condiciones estequiométricas, a 110°C de temperatura y una presión inicial de 0,8 bar 102

Figura 61. Evolución temporal de la temperatura de quemados de la combustión de cordia alliodora y pinus patula a la temperatura inicial de 110°C y 0,8 bar 103

Figura 62. Evolución temporal de la temperatura de no quemados de la combustión de cordia alliodora y pinus patula a la temperatura inicial de 110°C y 0,8 bar 104

Figura 63. Comparativa de los resultados de la visualización mediante la técnica óptica de las combustiones de gas pobre de cordia alliodora y pinus patula en condiciones estequiométricas a 110°C y 0,8 bar de presión inicial. 105

INDICE DE TABLAS

Tabla 1. Condiciones socioeconómicas de las regiones estudiadas [4]	4
Tabla 2. Ventajas y desventajas de la biomasa [12]	12
Tabla 3. Caracterización de la materia prima [15]	14
Tabla 4. Parámetros de gasificación en función del tipo de biomasa [15].....	20
Tabla 5. Parámetros de gasificación de la especie Pinus Patula en función de la tasa de flujo de aire [15].....	21
Tabla 6. Análisis de las características de los combustibles [5].....	21
Tabla 7. Resultados del diseño experimental, diámetro de la sección transversal del gasificador 0,054 m y 0,104 m y tipo de biomasa: corteza de pino (H/C = 1,19) y lodos de depuración (H/C = 1,63) [5]	22
Tabla 8. Caracterización del biochar como enmienda del suelo [15]	25
Tabla 9. Propiedades fisicoquímicas del biochar.[15]	27
Tabla 10. Valores de la correlación Metghalchi para Pinus Patula a 92°C	66
Tabla 11. Morfología del frente de llama de Pinus patula en condiciones estequiométricas y a 92°C de temperatura inicial para presiones de 0,8-3 bar	70
Tabla 12. Morfología del frente de llama de Pinus patula en condiciones estequiométricas y a 110°C de temperatura inicial para presiones de 0,8, 2 y 4 bar	73
Tabla 13. Valores de la correlación Metghalchi para Pinus Patula a 110°C	75
Tabla 14. Valores de la correlación Metghalchi para Pinus Patula a 92°C y 110°C a 0,8 bar	79
Tabla 15. Morfología del frente de llama de Pinus patula en condiciones estequiométricas, a 0,8 bar y a 90 y 110 °C	82

Tabla 16. Valores de la correlación Metghalchi para Cordia alliodora a 90°C	86
Tabla 17. Morfología del frente de llama de cordia alliodora en condiciones estequiométricas y a 90°C de temperatura inicial para presiones de 0,8, 1,5 y 3 bar....	88
Tabla 18. Valores de la correlación Metghalchi para Cordia alliodora a 110°C	91
Tabla 19. Morfología del frente de llama de cordia alliodora en condiciones estequiométricas y a 110°C de temperatura inicial para presiones de 0,8, 1,5 y 3 bar..	93
Tabla 20. Valores de la correlación Metghalchi para Cordia alliodora a 90°C y 110°C ...	95
Tabla 21. Morfología del frente de llama de cordia alliodora en condiciones estequiométricas, para presiones de 1,5 y 90 y 110°C de temperatura inicial.....	97
Tabla 22. Valores de la correlación Metghalchi para Pinus Patula y Cordia Alliodora a 90°C y 0,8 bar.....	98
Tabla 23. Comparación de la morfología del frente de llama de cordia alliodora y pinus patula en condiciones estequiométricas a 90°C y 0,8 bar	101
Tabla 24. Valores de la correlación Metghalchi para Pinus Patula y Cordia Alliodora a 110°C y 0,8 bar.....	103
Tabla 25. Comparación de la morfología del frente de llama de cordia alliodora y pinus patula en condiciones estequiométricas a 110°C y 0,8 bar	106
Tabla 26. Experimentos realizados con datos reales	120

CAPÍTULO 1.- INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1.1 Introducción y antecedentes

El presente trabajo es una colaboración y parte de un estudio desarrollado por el Profesor Dr. Juan Fernando Pérez de la Universidad de Antioquia, en Medellín, Colombia. Dicho estudio tiene como objetivo final el desarrollo de una estufa de cocción TLUD (estufa de tiro ascendente iluminada superior) para la población más aislada de Colombia que opere bajo gasificación de biomasa lignocelulósica originando un gas de gasificación que combustiónará posteriormente formando una llama sobre la que se llevarán a cabo las labores de cocción. Actualmente, las personas que habitan en las zonas más rurales de Colombia no tienen acceso a la red de gas y su método de cocción es el método prehistórico de 3 piedras creando fuego con leña sobre el propio suelo y cocinando sobre ello. Inhalar las emisiones nocivas que contiene ese humo resulta muy perjudicial para la salud, llegando a cobrar bastantes vidas a lo largo del año. Además, al ser un sistema abierto, la eficiencia de este sistema resulta ser muy baja, entre el 10 y 15 % y la transmisión de calor con el ambiente muy alta, lo que conlleva un mayor consumo de leña, favoreciendo la deforestación y la mala calidad del aire interior. Crear una estufa TLUD que opere bajo gasificación de biomasa minimizará las emisiones de los productos del gas, reduciendo las muertes por dicha causa y optimizará el proceso aumentando su eficiencia y disminuyendo el consumo de biomasa.

Según la OMS, unos 3.000 millones de personas cocinan y calientan sus hogares con fuegos abiertos y cocinas en los que queman biomasa y carbón, afirmando que cada año, más de 4 millones de personas, de los cuales casi 1,2 millones son niños de menos de 5 años [1], mueren prematuramente por enfermedades atribuibles a la contaminación del aire dentro de los hogares como consecuencia del uso de estos combustibles en abierto. Estas enfermedades son en particular, accidente cerebrovascular, cardiopatía isquémica, neumopatía obstructiva crónica y cáncer de pulmón [2]. En ese sentido, esta organización elaboró las “Guías de calidad del aire de la OMS relativas al material particulado, el ozono, el dióxido de nitrógeno y dióxido de azufre” con la finalidad de proteger la salud pública [3].

Los intereses se han dirigido a mejorar el rendimiento de las cocinas de biomasa para mejorar la salud de los usuarios de manera que la cocina se lleve a cabo de una forma más limpia y eficiente, mejorando la calidad de vida de la población rural.

La cocina es una de las actividades principales en la vida de las personas alrededor del mundo. Sin embargo, los problemas relacionados con ella se asocian generalmente a la escasez o costo del combustible particularmente en áreas remotas y rurales. Los hogares cuyos ingresos son mayores utilizan queroseno y GLP, mientras que en las zonas rurales o de difícil acceso predomina el uso de biomasa en forma de leña.

Según un estudio realizado en India, los patrones de consumo de leña están asociados con bajos ingresos, el tiempo medio de recolección de leña, el número de miembros en la familia y las dificultades de obtener acceso a otras formas de abastecimiento más limpias como la electricidad, gas natural y queroseno. En la **Tabla 1** se resumen los factores socioeconómicos influyentes de las zonas rurales de las regiones de Colombia estudiadas. A la cabeza del consumo de leña se sitúa Córdoba, con casi la mitad de la población, debido al alto porcentaje de pobreza e insatisfacción de las necesidades básicas.

Tabla 1. Condiciones socioeconómicas de las regiones estudiadas [4]

Condiciones socioeconómicas	Córdoba	Antioquia	Putumayo
Personas por hogar	3,67	3,14	3,12
Estimación de pobreza (%)	73,5	50,5	39,4
Necesidades básicas insatisfechas (%)	51,65	26,77	27,10
Consumo de leña (% de la población)	48	38	34

El uso de biomasa en países en desarrollo es visto como una manera eficiente de lograr suministro de energía autosuficiente para comunidades pequeñas. La gasificación es uno de los métodos que mejor se adapta a las necesidades de energía anteriormente citadas. La rentabilidad y posibilidad de un uso generalizado de gasificación de biomasa reside tanto en el desarrollo de equipos simples y eficientes que permiten el uso de biomasa con tratamientos mínimos como en la reducción de costos de almacenamiento y transporte al usarse en el mismo lugar donde se genera. El gas productor de la gasificación puede utilizarse como combustible en motores de combustión interna llegando a generar una potencia eléctrica de 1000 kWe [5].

El empleo de leña como combustible en estufas avanzadas permite disminuir el contenido de CO₂, pudiendo un metro cúbico de eucalipto reemplazar 113 litros de queroseno o 120 m³ de gas natural en este tipo de aplicaciones [6].

El presente TFM se encuadra dentro del ámbito del Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica de la Universidad de Valladolid, y del Grupo de Investigación en Motores y Energías Renovables. Este grupo tiene una amplia experiencia en el estudio y caracterización del proceso de gasificación de biomasa lignocelulósica y del estudio del proceso de combustión premezclada de diferentes combustibles gaseosos, debido a la realización de varias Tesis Doctorales y numerosos trabajos TFG y TFM de alumnos. El Dr. Juan Fernando Pérez realizó la Tesis Doctoral [7] en la Universidad de Valladolid, en este Departamento, y desde entonces se tiene una colaboración consistente en la realización de trabajos conjuntos, redes de investigación y estancias entre ambas Universidades.

1.2 Objetivos

El presente trabajo se centra en la última fase de la estufa TLUD como es la combustión del gas de gasificación, caracterizando dicho gas mediante la técnica óptica Schlieren en una bomba de combustión, con el fin de conocer su comportamiento bajo un proceso de combustión convencional, en función de los tipos de biomasa disponibles en Colombia.

Para caracterizar los gases combustibles obtenidos tras la gasificación de biomasa, se emplea una bomba de combustión con geometría cilíndrica equipada con un sistema de diagnóstico óptico Schlieren para visualizar el proceso de combustión y un transductor de presión piezoeléctrico para registrar la presión instantánea. Mediante la visualización del frente de llama se estudiará la velocidad con la que el mismo se propaga por la cámara de combustión. La presión instantánea es la entrada de un modelo de diagnóstico de dos zonas a través del cual se obtienen variables como velocidades de combustión, temperaturas, fracciones de masa quemada, etc, que permiten caracterizar el proceso de combustión de los mencionados gases de gasificación.

Para conseguir los objetivos anteriormente mencionados, el TFM consta de los siguientes apartados: índices, introducción y objetivos, estado del arte, parte experimental, resultados sobre gas pobre obtenido de la gasificación de pinus patula, resultados sobre gas pobre obtenido de la gasificación de cordia alliodora, conclusiones y aplicaciones futuras y bibliografía. A su vez, el TFM está dividido en dos partes principales, una de estudio teórico y la otra de estudio experimental junto con los resultados.

Como se verá más adelante, el capítulo 2.2.5 se centra en el estudio y disponibilidad de biomasa en la región de Colombia, destacando 4 especies de las que se realiza el estudio. Para la realización de experimentos se han elegido dos de las cuatro especies, Pinus patula y Cordia alliodora, por ser la de menor y mayor poder calorífico respectivamente.

Los experimentos se realizan en una bomba de combustión cilíndrica de volumen constante con encendido provocado a través de una bujía. Los resultados del tratamiento de datos se dividen en dos subapartados: uno referente al modelo de diagnóstico de dos zonas donde se estudia la evolución temporal de la presión, la velocidad de combustión y la fracción de masa quemada y el otro relacionado con la visualización de la combustión mediante la técnica óptica Schlieren en el que se estudia la evolución temporal del radio de frente de llama, la velocidad de propagación del frente frente a la tasa de Stretch y la velocidad de combustión laminar unstretched.

CAPÍTULO 2.- ESTADO DEL ARTE

2.1 Comparación entre el panorama energético de Colombia y España

Según la revisión estadística de BP de la energía mundial [8] realizada en el año 2019, el consumo mundial de energía aumentó en un 2,9% en 2018, último año del que se poseen datos. Este crecimiento fue el más fuerte registrado desde 2010, donde aumentó la demanda de todos los combustibles, destacando el gas (168 mtep, que representa un 43% del aumento global) y las energías renovables (71 mtep, el 18% del total). El combustible dominante en África, Europa y América sigue siendo el petróleo mientras que el gas domina en la comunidad de estados independientes (CEI) y Oriente Medio. Sin embargo, en la zona de Asia Pacífico el combustible predominante es el carbón.

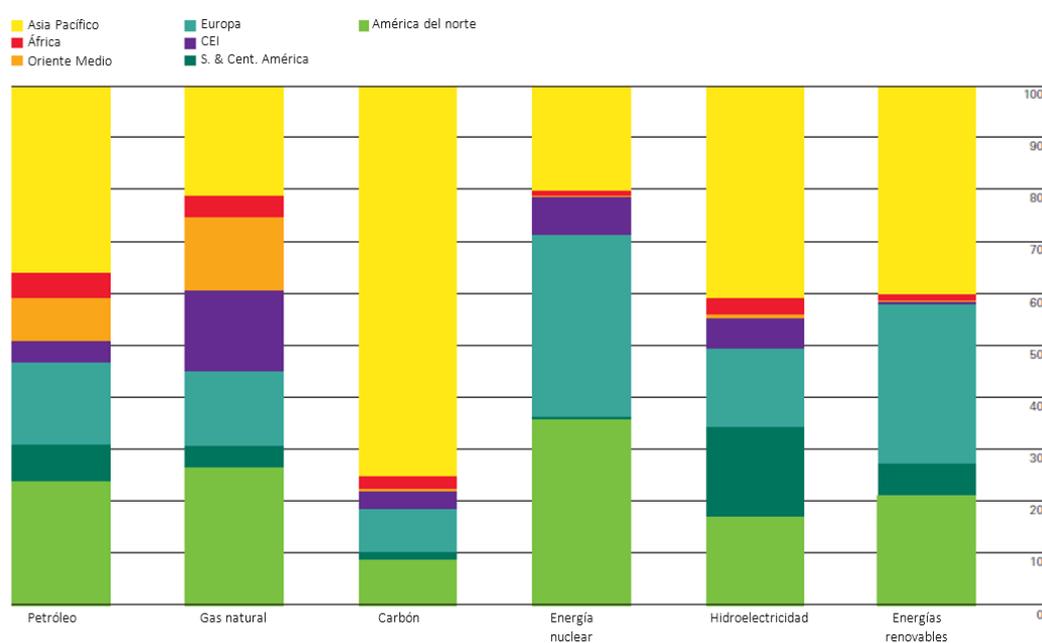


Figura 1. Consumo de combustible por región en 2018 (Porcentaje) (Imagen adaptada de [8])

Esta **Figura 1** muestra que el petróleo es consumido principalmente por Asia Pacífico y América del Norte, representando un 60 % del consumo global. Por otro lado, el consumo de carbón se concentra de una manera muy fuerte en Asia Pacífico como se destacaba antes, mientras que más de dos tercios del consumo nuclear está concentrado en América del Norte y Europa. El 60% del consumo de hidroeléctrica corresponde a Asia Pacífico y América central y del sur, y por último, el 90% del consumo de renovables se haya en Asia Pacífico, Europa y América del Norte.

Dado que nuestro caso de estudio se centra en el país de Colombia, a continuación, se va a hacer una comparativa respecto a los combustibles más usados y la cantidad entre Colombia y España en la **Figura 2**:

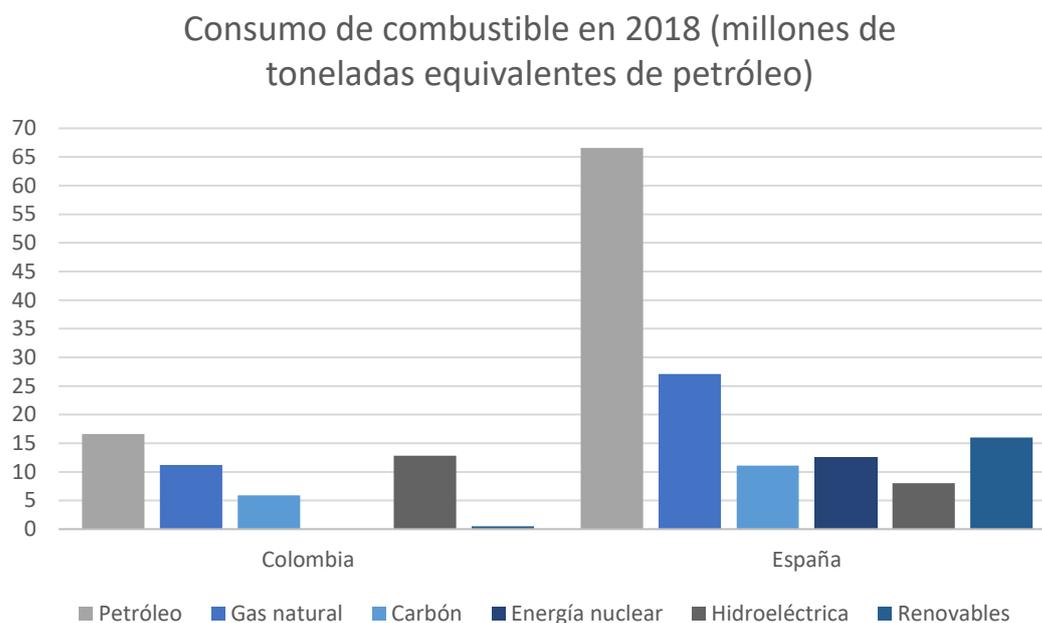


Figura 2. Consumo de combustible en 2018 de Colombia y España (millones de toneladas) (imagen adaptada de [8])

A pesar de que la población de Colombia en 2018 (49,6 millones de habitantes) es bastante parecida a la de España (46,6 millones de habitantes) se ve una clara diferencia en cuanto al consumo de energía. En ambos países el combustible más consumido resulta ser el petróleo mientras que la tendencia se ve modificada a partir del segundo combustible, para España resulta ser el gas natural y para Colombia la hidroeléctrica. Parece notable también, la diferencia en cuanto al uso de energías renovables ya que en Colombia resulta ser prácticamente cero, al igual que ocurre con la energía nuclear. Estas variaciones se ven afectadas por la zona geográfica, la cultura y el nivel de desarrollo de los países junto con el volumen de industrias situadas en la zona.

A partir de los datos obtenidos de la revista de estadística, nos encontramos con una tendencia en cuanto al consumo de energía primaria (petróleo en ambos países) individual durante los años 2008-2018, en el caso de Colombia alcista y poco variable. En Colombia, el sector transporte es el que ocupa un mayor consumo energético con un valor del 39%. El sector residencial es el que se posiciona en segundo lugar con un valor de un 36%, dentro de este sector se encuentra en primer lugar la cocción, seguida de la refrigeración, iluminación, calentamiento de agua, climatización y otros usos. Por último, encontramos el sector industria con un consumo del 25 % donde destaca la importancia del uso térmico asociado al consumo de carbón mineral, derivados del petróleo, gas natural y biomasa que representan cerca del 78% de este sector, así mismo la energía eléctrica representa el 22% restante [9].

En el gráfico representativo de la **Figura 3**, en España llama la atención los picos y los grandes cambios durante esos diez años. El consumo de combustibles en España se ha reducido un 21 % entre 2007 y 2017 debido a políticas ambientales y como consecuencia

de una mayor concienciación hacia la sostenibilidad y el uso de energías renovables. Aunque el año 2018 presenta un ligero repunte en el consumo, no alcanza el valor de antes de la crisis de 2008 [10]

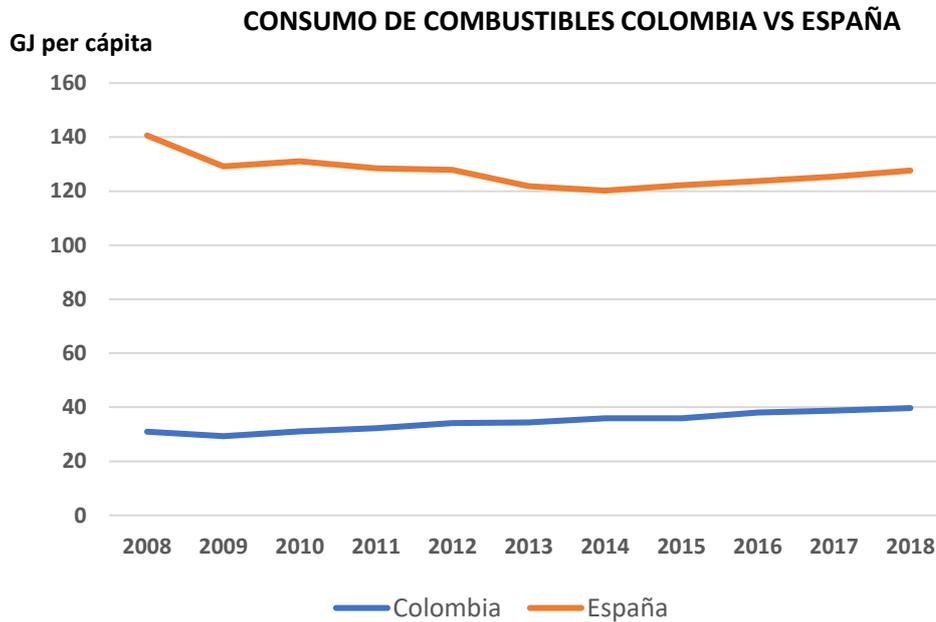


Figura 3. Evolución del consumo de energía primaria en Colombia y España (imagen adaptada de [1])

2.2 Biomasa

2.2.1 Concepto de biomasa

Según la Real Academia de la Lengua Española (RAE) se entiende como biomasa “Materia orgánica originada en un proceso biológico, espontáneo o provocado, utilizable como fuente de energía “ [11]

Otras definiciones en esa misma dirección establecen el término biomasa a cualquier tipo de materia orgánica cuyo origen inmediato sea consecuencia de un proceso biológico como: productos vegetales a partir del proceso de fotosíntesis de las plantas, que liberan oxígeno empleando como fuente de energía la radiación solar y como materias primas CO_2 y H_2O o productos generados por el metabolismo heterótrofo del hombre o animales transformando productos vegetales [12].

2.2.2 Clasificación de la biomasa

Según el origen de la biomasa, ésta se puede clasificar en biomasa primaria o biomasa secundaria. La biomasa primaria es la que se obtiene de forma directa de un ecosistema natural para su posterior uso energético, mientras que la biomasa secundaria o residual, es la obtenida como residuo o subproducto de una actividad humana [13].

Centrándonos en las características físicas podemos clasificar la biomasa en:

- **Sólida:** Las fuentes primarias corresponden a extracciones de ecosistemas naturales. Las fuentes secundarias recaen en los residuos de actividades silvícolas, como la poda y los residuos de las industrias de procesamiento de madera.
 - **Biomasa lignocelulósica:** materia sólida con un bajo contenido de humedad, más comúnmente conocida por “biomasa”
 - **Residuos sólidos urbanos,** teniendo en cuenta sólo la fracción orgánica
- **Líquida:** Con un alto contenido en humedad
 - **Residuos líquidos:** aguas residuales
 - **Biocombustibles:** combustibles líquidos obtenidos a partir de aceites, alcoholes, biomasa o una fracción degradable de residuos
- **Gaseosa:**
 - **Biogás:** gas obtenido por una fermentación anaerobia de biomasa o de una fracción degradable de los residuos
 - **Gas de gasificación:** obtenido a través de un proceso termoquímico a partir de biomasa lignocelulósica [12]

2.2.3 Parámetros físicos, químicos y energéticos de la biomasa

Es necesario conocer la composición de la biomasa para lograr una optimización de su aprovechamiento.

Las propiedades físicas son las que determinarán la selección de los equipos de tratamientos, mientras que las químicas liderarán el comportamiento de la biomasa durante los procesos de mantenimiento. Durante este proceso, se liberará una determinada cantidad de energía aprovechable que dependerá de los parámetros energéticos.

Dentro de las propiedades físicas cabe destacar:

- **Densidad real y aparente:** Se entiende como densidad real a la de la materia propia mientras que densidad aparente corresponde a la relación entre la masa y el volumen ocupado teniendo en cuenta el de los huecos, como se aprecia en la ecuación (2.1). Esta densidad aparente varía en función del grado de

compactación, compresibilidad y humedad. Desde el punto de vista del transporte, es recomendable una materia con una densidad aparente alta.

$$\rho_{aparente} = \frac{\text{masa de materia}}{\text{volumen de materia} + \text{volumen de aire en huecos}} \quad (2.1)$$

- **Humedad:** Se define como la cantidad de agua presente en la masa total. La humedad en la superficie de la biomasa se puede eliminar por secado al aire y la forma en que ésta se presenta repercute en la velocidad de pérdida de la humedad.

Formando parte de los parámetros químicos podemos encontrar, por un lado, la composición de la biomasa, formada principalmente por carbono, nitrógeno, hidrógeno, oxígeno y azufre. Por el otro, los componentes moleculares como la lignina, celulosa y hemicelulosa presentes en la estructura molecular de los vegetales.

Por último, tenemos las propiedades energéticas o también conocido como poder calorífico, usualmente expresado en kJ/Kg para combustibles sólidos y determinado mediante una bomba calorimétrica. El poder calorífico se puede definir como la parte de la energía química del combustible que, por medio de un proceso termoquímico, puede ser transformada en energía térmica [13] o el calor liberado cuando el combustible se quema con aire [7].

2.2.4 Ventajas y desventajas de la biomasa

Tabla 2. Ventajas y desventajas de la biomasa [12]

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> - El balance para el CO₂ resultante de la combustión es neutro - Energía renovable con disminución de la dependencia energética - Permite valorizar residuos contaminantes - Escaso contenido en azufre - Bajo/medio contenido de cenizas 	<ul style="list-style-type: none"> - Baja densidad en superficie de terreno (alto coste de transporte) - Alto contenido de humedad (bajo poder calorífico) - Necesidad de pretratamiento para su adecuación - Producción estacional y con variabilidad del precio - Contenido en metales alcalinos corrosivos

2.2.5 Disponibilidad y consumo de biomasa en Colombia

En este trabajo nos vamos a centrar en la caracterización del gas combustible (gas pobre de gasificación) producido por la gasificación la biomasa lignocelulósica de las especies más representativas de la región Colombia.

Las regiones estudiadas, que corresponden con zonas aisladas, requieren soluciones para el aprovechamiento sostenible de la biomasa ya que, la población rural que se encuentra en éstas, la utiliza como fuente de energía para la cocción. Debido a la poca densidad de población y a la geografía que estas regiones presentan, el trabajo se ha centrado en el aprovechamiento de las especies abundantes en estas regiones para evitar su transporte.

A partir de los datos de consumo de leña y condiciones socioeconómicas definidas por el gobierno y agencias no gubernamentales, se seleccionaron las 3 regiones a estudiar: El valle de Sibundoy (Estado de Putumayo); Rionegro (Estado de Antioquia); y Sahagún y Ciénaga de Oro (Estado de Córdoba) representadas en la figura y con una extensión de 93, 196, 751, y 977 km² respectivamente y un total de habitantes en las zonas rurales de 3.895, 40.651, 33.338 y 42.330 respectivamente.

Aristizabal et al.[14] establece el consumo de leña per capita en las zonas rurales de Colombia en 2,9 Kg/día.



Figura 4. Regiones de Colombia estudiadas.[6]

Dentro de estas regiones, se seleccionaron como especies más representativas *Cordia alliodora*, *Guazuma ulmifolia*, *Eucalyptus grandis* y *Pinus patula* a partir de información secundaria por su adecuación para el proceso de gasificación debido a su alta contenido de materia volátil (>80 %) y su bajo contenido en cenizas (< 1,8%)[6].

Un estudio realizado por Hernán E. Díez and Juan F. Pérez [15] nos revela la caracterización de la materia prima, tal y como se recoge en la **Tabla 3**.

Tabla 3. Caracterización de la materia prima [15]

	<i>Guazuma ulmifolia</i>	<i>Cordia alliodora</i>	<i>Eucalyptus grandis</i>	<i>Pinus patula</i>
Materia volátil (wt %)	80,92	81,75	81,66	84,11
Cenizas (wt %)	1,8	1,53	1,17	0,4
Humedad (wt %)	7,99	7,41	10,28	8,55
C (wt %)	49,1	49,2	51,0	47,2
H (wt %)	5,8	5,8	6,1	6,2
N (wt %)	n.d	n.d	n.d	0,3
O (wt %)	45,1	45,0	42,9	46,3
Propiedades energéticas				
FVI (MJ/cm ³)	1,62	2,72	3,28	9,89
Poder calorífico (kJ/kg)	16.819	18.157	17.795	17.646
Propiedades físicas				
Densidad aparente (kg/m ³)	138,26	169,70	221,83	196,42
Superficie de área (m ² /g)	2,1286	1,6960	1,7003	1,3489

* n.d : No detectado

Donde FVI (Fuel Value Index) cuantifica la calidad de la madera como un biocombustible sólido. Para definir este término nos basamos en la descripción proporcionada por un estudio sobre el valor calorífico de las especies de leña en poblaciones rurales de la Patagonia [16] :

$$FVI = \frac{\text{Poder calorífico} \left(\frac{kJ}{kg} \right) \cdot \text{densidad} \left(\frac{kg}{m^3} \right)}{\% \text{ Humedad} \cdot \% \text{ Cenizas}} \quad (2.2)$$

El contenido de carbono de *Eucalyptus* es significativamente mayor que en las otras tres especies, y el contenido de hidrógeno es similar para todas las muestras. *Pinus Patula* destaca por su contenido de oxígeno (46,3 %) y todas las especies presentan un contenido muy bajo de nitrógeno, por debajo del 0,6 %, lo que las hace adecuadas para su uso como materia prima para propósitos energéticos [6].

Por lo tanto, todas las especies estudiadas son adecuadas para el proceso de gasificación al contener alrededor de un 6% de hidrógeno, un contenido de oxígeno entre el 40 y el 51% y una humedad inferior al 25% [17].

Es de interés destacar, por un lado, que las diferencias entre el contenido de cenizas de las diferentes especies pueden ser debidas al clima, el suelo, el crecimiento y la edad de cada una de las especies, matizando el bajo valor de las cenizas de la especie *Pinus Patula* (0,4 %), lo que minimizará las posibilidades de deposición de cenizas en el gasificador. Y, por otro lado, todas las especies presentan un contenido de materia volátil superior al 80%, lo que lleva a una disminución de la temperatura de encendido de éstas lo que hace que la leña sea más reactiva en el proceso termoquímico.

Además, *Pinus Patula* destaca por su alto FVI debido a su bajo contenido en cenizas lo que demuestra que es la especie con mayor potencial como combustible para cocinar. Sin embargo, para el resto de las especies, su valor de FVI difiere más que el de *pinus patula* debido a los contenidos de cenizas y el valor de la densidad aparente.

2.3 Gasificación

2.3.1 Definición y etapas

La gasificación es una combustión parcial de un combustible sólido a temperaturas intermedias (700-1100°C) con un defecto de oxígeno que genera unos gases combustibles (CO, CO₂, CH₄, H₂, N₂), gas pobre por su bajo poder calorífico y unos residuos (alquitranes y cenizas). La composición y poder calorífico de los gases combustibles varía en función del agente de gasificación, la composición de la biomasa, temperatura, presión de operación y la relación estequiométrica establecida.

La combustión del gas pobre obtenido tras la gasificación se completa mediante un segundo dispositivo: MCIA, cámaras de combustión donde se mete aire adicional para generar la combustión.

El proceso de gasificación puede definirse como una consecución de varias etapas: secado, descomposición térmica o pirólisis, oxidación y reducción en las que se obtiene como producto final el gas de gasificación o comúnmente llamado gas pobre, que es una mezcla de CO, CO₂, CH₄, H₂, N₂, así como biochar y alquitranes como subproductos. Sin embargo, dependiendo del tipo de reactor y la composición de la biomasa, el gas producido puede contener impurezas como NH₃, H₂S, HCL, material particulado y alquitranes. [18]

Con el objetivo de maximizar el rendimiento del proceso es recomendable que la biomasa a gasificar esté seca y fragmentada. El poder calorífico del proceso varía de 4-6 MJ/m³N si el agente gasificante es aire, 10-20 MJ/m³N si se realiza con oxígeno y > 30 MJ/m³N si se gasifica con hidrógeno [7].

Las etapas que comprende la gasificación se describen como [19][20]:

- *Secado*: En esta etapa el agua obtenida en la biomasa se elimina a una temperatura superior a 100°C
- *Pirólisis*: La biomasa percibe una descomposición térmica en ausencia de oxígeno a una temperatura entre 200-500°C, produciendo gases volátiles y carbón en fase sólida.
- *Oxidación*: Se introduce aire y se mezcla con los gases volátiles y el carbón generando la combustión parcial de éstos a una temperatura entre 700-2000°C y liberando energía que contribuye con el mantenimiento de la pirólisis. En caso de que todos los volátiles se consuman en la fase gaseosa y siga habiendo oxígeno disponible (exceso de aire), se oxidará el carbón vegetal pasando a fase gaseosa en forma de dióxido de carbono.
- *Reducción*: Se presentan numerosas reacciones químicas como la reducción de dióxido de carbono y vapor de agua para formar monóxido de carbono e hidrógeno, además de otras más complejas como la formación de metano a partir de agua y carbón. Todas estas reacciones son endotérmicas sólido-gas o gas-gas, realizadas a alta temperatura, que darán como producto el gas pobre y consumen la energía térmica producida en los procesos donde reacciona el oxígeno.

Las reacciones que se dan durante todo el proceso de gasificación se pueden apreciar en la siguiente figura:

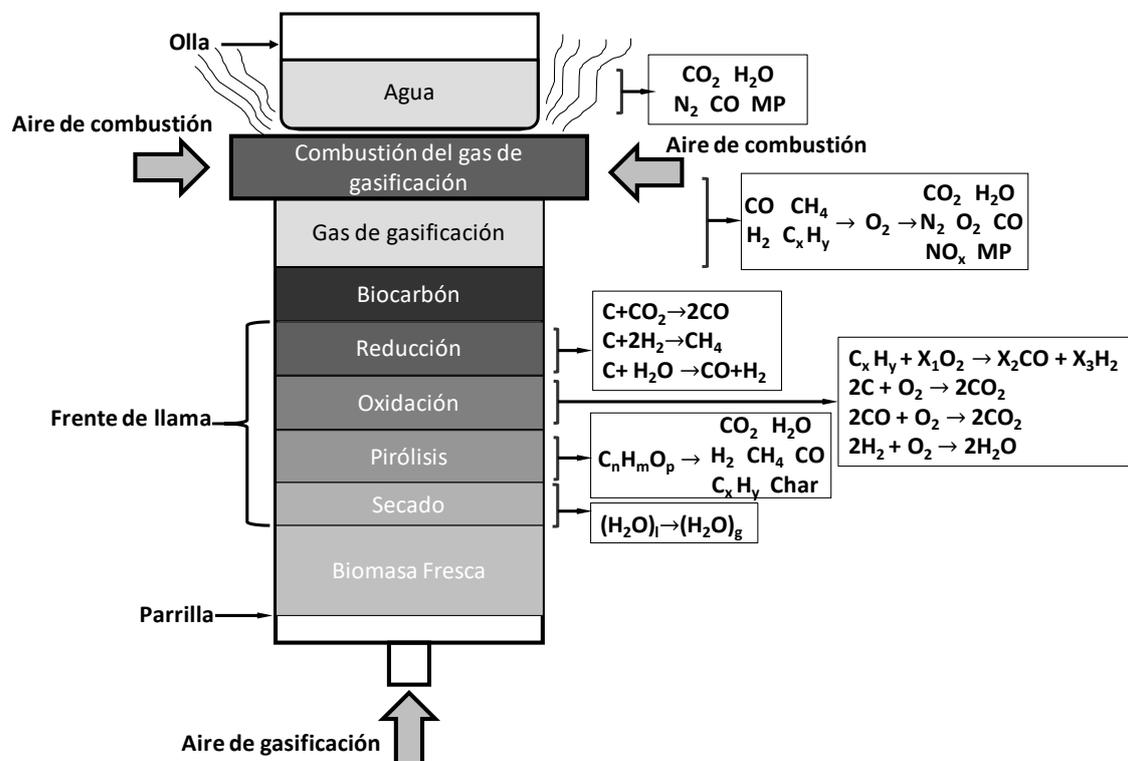


Figura 5. Etapas que conforma una estufa TLUD de cocción operando bajo gasificación de biomasa.

Tras la gasificación, obtenemos como productos biochar y gas de gasificación (gas pobre). La siguiente etapa será la combustión del gas de gasificación para obtener la energía necesaria para las labores de cocción. Este trabajo se centra en la caracterización de los parámetros de esta etapa.

2.3.2 Tecnologías y reactores de gasificación

El gasificador es el dispositivo principal del proceso ya que permite obtener la composición del gas deseado. Los gasificadores se clasifican en función del método de contacto entre la fase sólida (biomasa) y la fase gaseosa (agente oxidante) agrupándose en tres tipos:

2.3.2.1 Gasificadores de lecho fijo/móvil

En este tipo de reactores la biomasa se mueve lentamente mientras se pone en contacto con un agente oxidante. En función de la dirección del flujo de biomasa, estos reactores se clasifican como flujo ascendente, descendente o cruzado, variando la capacidad desde 10 kW hasta 10 MW. Su eficiencia de gas caliente es de 75-95 % y el tamaño de las partículas varía de 1 hasta 100 mm. Su principal desventaja es la baja eficiencia de transferencia de calor.

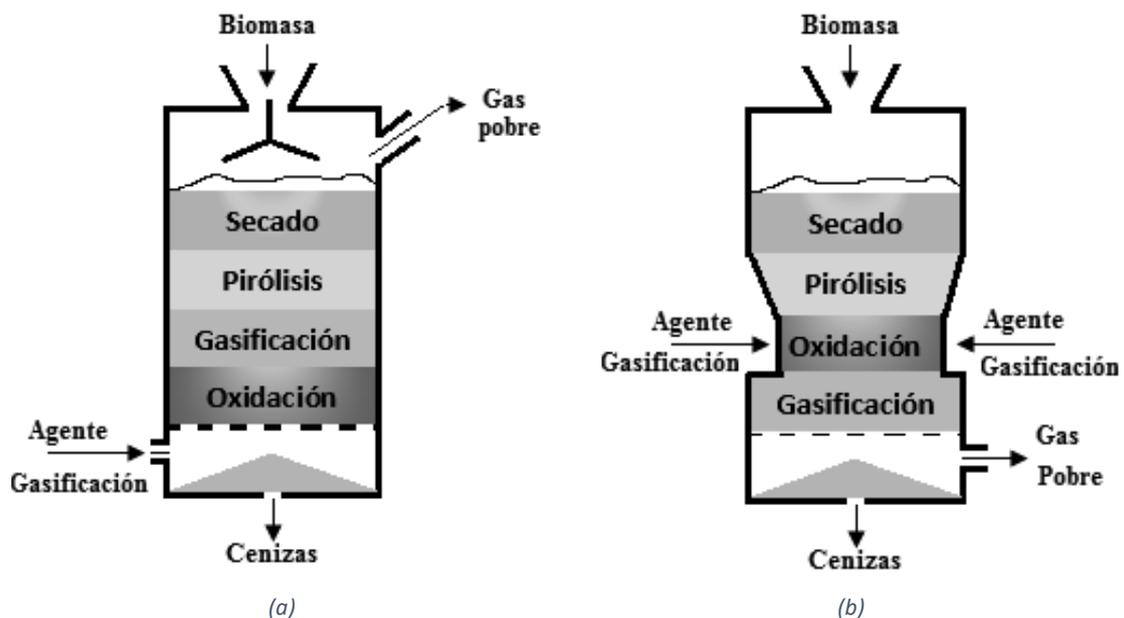


Figura 6. Flujo ascendente (a) y descendente (b) [18]

En el caso del reactor de lecho fijo ascendente, la biomasa se alimenta por arriba y el agente oxidante por el fondo, de manera que la primera fase de contacto son las cenizas y carbón no convertido y posteriormente la pirólisis, gasificación y por último el secado de la biomasa. Los gases abandonan el reactor por la parte superior[18].

2.3.2.2 Gasificadores de lecho fluidizado

Este tipo de gasificadores presentan una mezcla uniforme entre las fases y su lecho está formado por un material granular que puede ser inerte o con propiedades catalíticas. El agente gasificante mantiene en suspensión a un inerte y al combustible hasta que las partículas de éste se gasifican y convierten en cenizas volátiles y son arrastradas por la corriente del gas de gasificación.

Presentan una ventaja a la hora de convertir biomasa ya que la producción de alquitranes se encuentra entre 1 y 50 g/Nm³.

Hay dos tipos de gasificadores dentro de éste fundamentalmente: burbujeante y con recirculación, descritos en la figura.

En los reactores de lecho burbujeante la biomasa se pone en contacto con un lecho calentado previamente, lo que provoca un secado rápido y pirólisis. En este equipo la conversión no es completa por lo que los sólidos parcialmente convertidos se reutilizan como fuente de calor del proceso. Se utiliza en aplicaciones de < 25 MW en un intervalo de temperaturas (800-1000°C) y a altas presiones (10 bar).

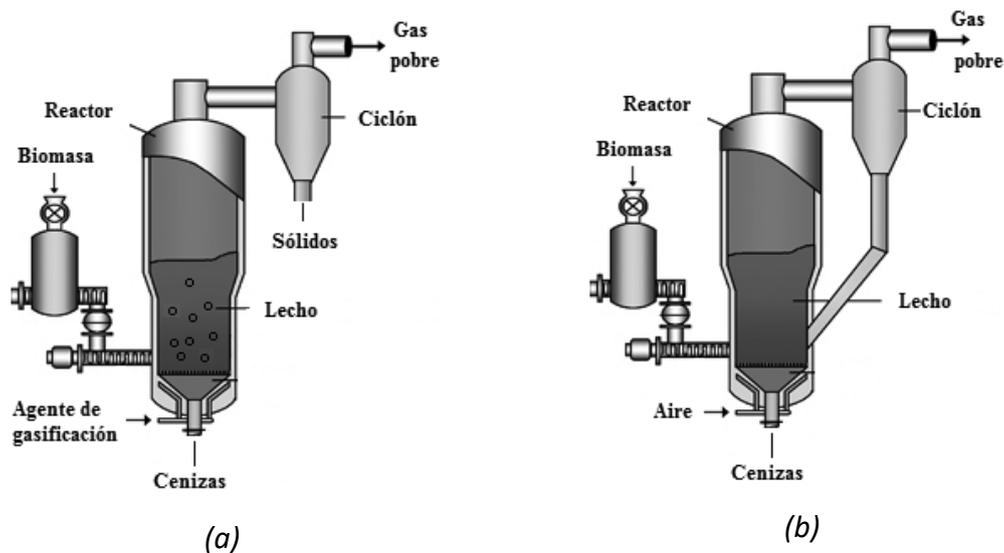


Figura 7. Gasificadores de lecho fluidizado, burbujeante (a), con recirculación (b) [18]

Los gasificadores con lecho circulante se componen de un lecho para la conversión de biomasa, un ciclón y la recirculación de sólidos. La escala de aplicación es mayor que en el caso del lecho burbujeante (60 MW) y sus velocidades de fluidización (3,5-5,5 m/s) son mayores que en el caso de los burbujeantes (1 m/s) mientras que el intervalo de temperaturas de operación es similar [18].

2.3.2.3 Gasificadores con arrastre

Este tipo de reactor se utiliza en ciclos combinados operando a unas temperaturas de 1400°C y presiones de 20-70 bar.

El material pulverizado y mezclado con agua anteriormente se introduce junto con el agente oxidante dentro de la cámara. El gas adquiere una velocidad tal que se facilita la transferencia de masa.

No resulta muy factible su uso para tratar biomasa debido a que provocan fusión de la ceniza con álcali [18].

2.3.2.4 Estufa de tiro ascendente iluminada superior (TLUD)

Esta estufa es un gasificador que ha sido clasificada como TLUD (tiro ascendente iluminada superior) en función de la dirección del flujo de aire de admisión.

El proceso de gasificación es el siguiente: el lecho de combustible se enciende en la parte superior y desciende. El aire necesario para la gasificación entra a través de la entrada de aire primario desde el fondo mientras que el aire secundario para quemar los gases combustibles producidos a través del proceso de gasificación entra por la entrada de aire secundario con aberturas de entrada por encima de la cámara de gasificación. El aire calentado es parcialmente calentado por las paredes de la estufa a medida que fluye hacia arriba antes de mezclarse con los gases combustibles. Esto ayuda a la mezcla del aire con los gases, mejorar la eficiencia de la combustión y reducir las emisiones.[1]

Las partes de la estufa pueden verse en la siguiente figura:

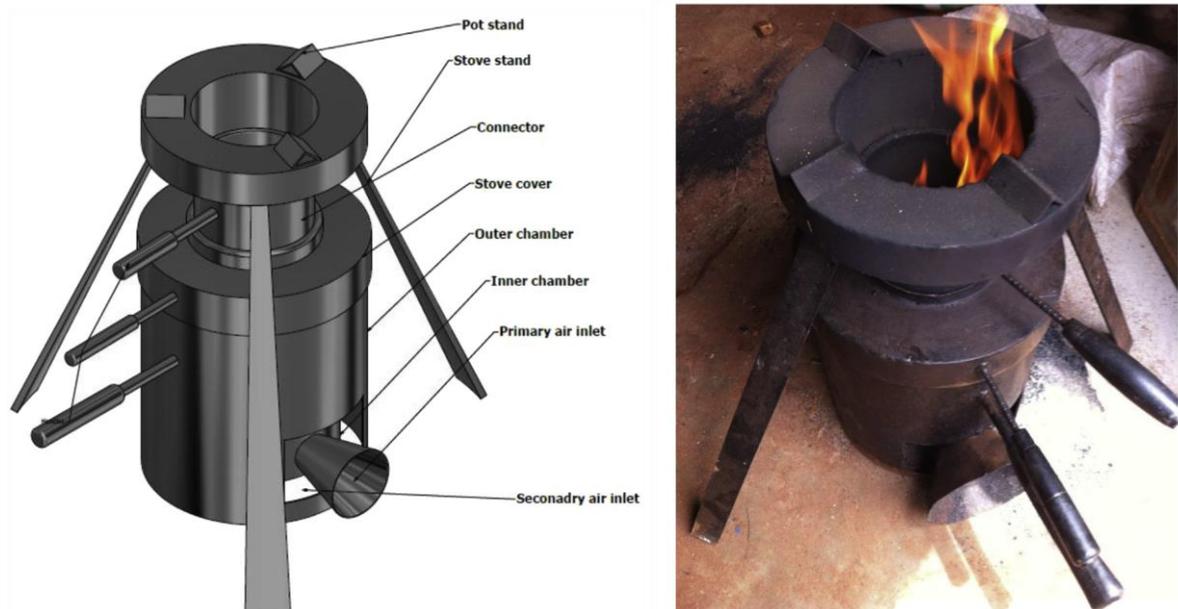


Figura 8. Estufa de tiro ascendente iluminada superior (TLUD)

Para usar la estufa, la cubierta se quita y se carga la cámara de combustión con el combustible de biomasa deseado, se enciende y se deja que el fuego se estabilice, a continuación, se coloca de nuevo la cubierta y más tarde la olla.

2.3.3 Parámetros de gasificación

El rendimiento del gas dependerá del diseño y configuración del reactor principalmente. Sin embargo, hay unos parámetros de proceso que afectan al rendimiento del gas como el tipo de biomasa, la temperatura de reacción, presión y tiempo de residencia entre otros [15].

En este apartado se van a resumir los parámetros del gas de gasificación obtenido en un gasificador TLUD (estufa de gasificación de corriente ascendente) en función de la especie de biomasa recogidos de un estudio mencionado anteriormente (meter apartado) donde se registra la velocidad del frente de llama (V_{ff}), temperatura de reacción (T_{max}), Dosado relativo (F_{rel}) y la composición del gas pobre producido

Este experimento se llevó a cabo para determinar el efecto del tipo de materia prima en las propiedades de biochar utilizando una tasa de flujo de aire fija de 30 L/min.

Obteniendo como resultados, los parámetros y la composición del gas de gasificación que encontramos a continuación:

Tabla 4. Parámetros de gasificación en función del tipo de biomasa [15]

	<i>Guazuma ulmifolia</i>	<i>Cordia alliodora</i>	<i>Eucalyptus grandis</i>	<i>Pinus patula</i>
T_{max} (°C)	769,4	798,4	816,3	785,5
$F_{relativo}$	2,68	2,69	2,95	2,75
V_{ff} (mm/min)	14,8	12,1	9,5	11
Composición del gas en base seca (% volumen)				
CO	11,5	11,7	12,9	12,3
CO ₂	16,5	15,9	15,2	15,4
CH ₄	1,7	1,7	1,6	1,6
H ₂	7,1	7,3	6,0	6,1
N ₂	63,2	63,4	64,3	64,6
Poder calorífico (MJ/Nm ³)	2,81	2,87	2,86	2,79

Tal y como puede apreciarse, la composición de CO del gas es aproximadamente 13%, de CO₂ (~16%vol), CH₄ (~2%vol), H₂ (~7%vol), N₂ (~64%vol).

El mayor valor de poder calorífico lo encontramos para la especie *Cordia alliodora*. La temperatura máxima medida dentro del reactor corresponde con el uso de biomasa de la especie *Eucalyptus grandis* junto con el mayor dosado relativo requerido.

Este estudio también se realizó para la especie *Pinus Patula* y la variación de la tasa de flujo de aire de 20,30 y 40 l/min.

Tabla 5. Parámetros de gasificación de la especie *Pinus Patula* en función de la tasa de flujo de aire [15]

	<i>Pat-20</i>	<i>Pat-30</i>	<i>Pat-40</i>
T_{max} (°C)	724,9	785,5	838,3
$F_{relativo}$	3,13	2,75	2,45
V_{ff} (mm/min)	7,9	11	12,3
Composición del gas en base seca (% volumen)			
CO	12,9	12,3	11,3
CO ₂	15,6	15,4	15,6
CH ₄	1,8	1,6	1,3
H ₂	5,7	6,1	6,0
N ₂	64	64,6	65,8
Poder calorífico (MJ/Nm ³)	2,89	2,79	2,54

El aumento de la tasa de flujo de aire afecta proporcionalmente al valor de la temperatura máxima junto con la velocidad del frente de llama y es inversamente proporcional al dosado relativo y el poder calorífico. La composición del gas no presenta grandes fluctuaciones al variar la tasa de aire.

En otro estudio experimental realizado en un reactor de tiro descendente de lecho fijo, se discute el efecto de los parámetros operativos y de diseño sobre el proceso de gasificación/combustión de biomasa residual.

Para estos experimentos se utilizó como combustibles corteza de pino (*Pinus Pinaster*) y lodos de depuradora. Se realizó un análisis de las principales características de ambos quedando recogidas en la siguiente tabla:

Tabla 6. Análisis de las características de los combustibles [5]

Parámetros	Biomasa	
	Corteza de pino	Lodos de depuradora
Análisis final (% en peso base seca)		
C	55,49	33,65
H	5,56	4,61
O	37,74	18,71
N	0,17	4,92
S	0,09	1,33
Análisis aproximado (% peso en base seca)		
Carbono fijo	28,27	6,26
Materia volátil	70,18	56,42
Ceniza	0,95	37,32
Poder calorífico (kJ/kg)	19,987	13,400
Relación estequiométrica combustible/aire	0,1496	0,1336
Densidad aparente (kg/m ³)	189,6	729,6

Uno de los experimentos realizados fue para ver el efecto del contenido de humedad, el tamaño de biomasa y la velocidad del aire superficial en la gasificación de biomasa [5]. Se vio que, para una misma velocidad de aire superficial, el tamaño de partícula aumentaba con el contenido en humedad y el combustible que presentaba un valor de contenido en cenizas más bajo era la corteza de pino lo que podría aumentar su valor de calentamiento y por lo tanto, la velocidad frontal de la llama.

Los resultados del gas de gasificación para un reactor de 0,054 m y otro de 0,104 m de diámetro fueron los siguientes:

Tabla 7. Resultados del diseño experimental, diámetro de la sección transversal del gasificador 0,054 m y 0,104 m y tipo de biomasa: corteza de pino ($H/C = 1,19$) y lodos de depuración ($H/C = 1,63$) [5]

Parámetros	Gasificador		Lodos de depuradora
	Biomasa		
	Corteza de pino		
V_{ff} (mm/min)	G54	18,35	4,35
	G104	19,03	5,55
F_r	G54	1,97	2,15
	G104	2,01	2,68
\dot{m} (kg/s/m ²)	G54	0,052	0,051
	G104	0,054	0,064
T_{max}	G54	1363,25	1540,15
	G104	1435,95	1456,75
Poder calorífico (MJ/N m ³)	G54	1,48	1,15
	G104	1,86	1,92
Contenido de alquitrán (g/N m ³)	G54	6,45	5,40
	G104	5,56	6,26
CO ₂ (% vol)	G54	15,95	14,17
	G104	15,67	12,74
H ₂ (% vol)	G54	3,58	2,74
	G104	5,33	5,44
CO (% vol)	G54	8,73	6,46
	G104	9,55	10,14
CH ₄ (% vol)	G54	0,00	0,13
	G104	0,24	0,19
O ₂ (% vol)	G54	0,00	0,52
	G104	0,38	0,00

A partir de los datos obtenidos se puede ver que a medida que aumenta la velocidad superficial del aire, la relación combustible/aire disminuye. Cuando el diámetro del reactor aumenta, la calidad del gas productor aumenta (mayor valor de poder calorífico) como consecuencia de un aumento en H₂, CO y CH₄. En cuanto al tipo de biomasa, es previsible que se puede llegar a generar una cantidad mayor de energía si el gasificador se alimenta con corteza de pino, obteniendo una mayor velocidad frontal de la llama. Aunque, el tipo de biomasa condicione en gran medida las especificaciones del proceso no es un factor controlable ya que depende de la disponibilidad como fuente de energía.

Al finalizar el experimento se determinó que las condiciones de gasificación óptimas se obtuvieron con las condiciones de entrada siguientes: velocidad del aire superficial de 0,06 m/s, tamaño de las partículas de biomasa entre 2 y 6 mm y contenido de humedad de la biomasa de 10,62 %. En consecuencia, las variables de respuesta fueron: velocidad frontal de la llama de 11 mm/ min, relación combustible/aire de 3,2, poder calorífico de 2965,6 kJ/N m³, concentración de alquitrán de 7,73 g/ N m³ y una composición de 8,0% H₂, 13,0% CO, 1,4% CH₄, 14,9% CO₂ y 62,7 % N₂.

2.4 Gas pobre

El uso de biomasa lignocelulósica como fuente de energía por medio de un proceso de gasificación presenta un gran potencial al tratarse de un recurso renovable donde el balance de emisiones de CO₂ es muy bajo. Además, la producción y la utilización de biomasa pueden fomentar el desarrollo de zonas remotas [21].

Mediante el proceso de gasificación, la biomasa sólida es transformada en un combustible gaseoso o comúnmente conocido como gas pobre, caracterizado por su bajo poder calorífico (4-7 MJ/Nm³). Este combustible está compuesto principalmente por CO, H₂, CO₂, CH₄, H₂O y N₂ cuando se utiliza aire como agente gasificante. El rendimiento del proceso de gasificación varía en función de la tecnología, el combustible y el agente gasificante, teniendo este último un efecto importante en el poder calorífico final del combustible ya que es el que aporta calor para iniciar las reacciones. De este modo, si en vez de usar aire, usásemos solamente oxígeno, el poder calorífico aumentaría a un valor entre 10 y 28 MJ/Nm³, formando un gas compuesto de CO, H₂, CO₂, CH₄ y H₂O [22]. El presente trabajo se centra en la caracterización de la combustión del gas pobre originado mediante la gasificación de biomasa colombiana, brindando una oportunidad al abundante recurso que se encuentra en estas regiones y mejorando la calidad de su cocina y de vida. En la **Tabla 4** puede verse el dosado necesario y la composición del gas pobre generado por la gasificación de las cuatro especies de biomasa colombiana seleccionadas.

Además de sustituir a combustibles ligeros de origen fósil, la gasificación puede permitir rendimientos eléctricos de hasta un 30-32% (< 500 kW), mediante el uso de motogeneradores accionados por gas pobre, mientras que en un ciclo Rankine convencional, el rendimiento eléctrico disminuye hasta un 22% [23]. Además, la viabilidad del proceso de gasificación depende también de la simplicidad y precisión del equipo y de la posibilidad de utilizar la biomasa en el mismo lugar que se genera para reducir los costos de transporte.

Según la institución IDAE [23], las tecnologías comerciales de gasificación permiten procesar casi todo tipo de combustibles de origen biomásico siempre y cuando la densidad supere los 200-250 kg/m³ y su tamaño sea homogéneo y estable en el tiempo. Un tamaño de partícula excesivamente pequeño puede hacer que la biomasa se quede

atascada en los conductos o sea arrastrada junto con las cenizas al exterior del reactor antes de tiempo. De este modo, se establece que una partícula de tamaño no menor a 2-3 mm es adecuada para el proceso.

En cuanto a la humedad de la materia prima, debe encontrarse en valores entre el 10-15% ya que el secado de la biomasa resulta costoso tanto en términos energéticos como en económicos. Por norma general, la humedad facilita la formación de hidrógeno pero reduce la eficiencia térmica.

Aunque la gasificación está tomando gran auge en todo el mundo, incluida España por su capacidad de producir combustibles aptos para MCIAs y turbinas, es en la zona de Escandinavia principalmente, donde existen plantas para la producción de gas pobre destinado a combustión (poco exigente en alquitranes y partículas).

Dentro del territorio español, la empresa ENAMORA ha desarrollado una tecnología que dispone de una instalación completa de gasificación y generación eléctrica a partir del gas pobre en un motoalternador. Esta planta es flexible de forma que se adapta a un combustible y sirve para poner a punto las consignas de operación de los proyectos encargados, además debido al diseño del gasificador, el gas pobre está libre de alquitranes. Esta planta piloto está siendo empleada por el CENER (Centro Nacional de Energías Renovables) para la calibración de los equipos de análisis de gases de combustión en MCIAs por su fiabilidad y estabilidad.

Por otro lado, la empresa GUASCOR, situada en Vitoria-Gasteiz, tiene instalada una planta de gasificación de biomasa, en concreto de astillas de madera y residuos forestales con una capacidad de generación de más de 450 kWe. La instalación de la planta de cogeneración basada en MCIAs consta de dos motogeneradores de combustión interna, un ciclo Otto de 330 kWe y otro diésel de 370 kWe. Este sistema está diseñado tanto para trabajar con un solo combustible como con dos distintos y su tecnología se centra en un gasificador de lecho móvil a contracorriente formado por tres reactores.

En tercer lugar, encontramos la tecnología de gasificación de la empresa INERCO basada en un reactor de lecho fluido burbujeante atmosférico con temperaturas de operación de 800 °C que emplea como agente gasificante aire ambiente. Esta planta trabaja con biomasa tipo astilla o pellet consiguiendo una potencia térmica de 3 MWh.

Por último, encontramos la planta TAIM basada en una unidad de gasificación de biomasa (gasificador de corrientes paralelas que opera hasta 1200°C y emplea aire como agente gasificante) para cogeneración con un motor a gas pobre. El tipo de biomasa a utilizar son los residuos agroforestales y madereros, llegando a conseguir al final del proceso, una potencia térmica aprovechable de 1200 kWt.

Cabe destacar que la Universidad de Valladolid dispone de un gasificador de biomasa de lecho fijo propio desarrollado por la empresa Cidaut. A pesar de que a día de hoy no se encuentra en funcionamiento, está conectado a tres motores en línea para el aprovechamiento máximo de la energía de la biomasa mediante cogeneración, generando energía eléctrica y térmica simultáneamente.

2.5 Aplicaciones de los subproductos de gasificación

Un estudio realizado por H.E.Díez y J.F. Pérez [15] discute los efectos del tipo de biomasa colombiana, anteriormente descrita y la tasa de flujo de aire sobre las propiedades del combustible y enmienda del suelo del biochar¹ en estufas TLUD.

2.5.1 Caracterización del biochar como enmienda del suelo

Una de las posibles aplicaciones del biochar es como enmienda del suelo para mejorar su calidad. Los parámetros de calidad del suelo son la retención de agua, la capacidad de conducción, conductividad eléctrica, pH y carbono orgánico. El biochar producido a partir de procesos termoquímicos como pirólisis y gasificación tienen una ventaja en comparación con el abono debido a que el proceso de descomposición del biochar es más lento que el del abono [15].

Según la norma NTC 5167, un material para suelos enmendados debe cumplir las siguientes condiciones: carbono orgánico oxidable superior al 25 %, humedad máxima 20% aproximadamente, CEC² superior a 30 mEq/100 g y metales pesados (As <41 ppm, Cd <39 ppm, Cr <1200 ppm, Hg <17 ppm, Ni <420 ppm y Pb <300 ppm) [24].

En la tabla siguiente se muestran las propiedades de cada tipo de biomasa como enmienda del suelo para un flujo fijo de aire y para uno variable en el caso de la especie *Pinus Patula*.

Tabla 8. Caracterización del biochar como enmienda del suelo [15]

	Gua-30	Cor-30	Euc-30	Pat-30	Pat-20	Pat-30	Pat-40
Carbón orgánico (%)	14,2	15,3	9,33	8,25	3,22	8,25	10,7
Capacidad de retención de agua (%)	438	386	303	303	289	303	311
CEC (mEq/100 g)	18,6	13,1	14,5	13,7	17,1	13,7	13,2
PH (10%)	9,9	10,9	10,5	9,59	9,33	9,59	9,59
Conductividad eléctrica(dS/m)	0,054	0,0421	0,017	0,0092	0,0063	0,0092	0,0124
As (ppm)	n.d						
Cd (ppm)	n.d						
Cr (ppm)	n.d						
Hg (ppm)	n.d						
Ni (ppm)	95,9	263,22	180,60	13,89	24,04	13,89	20,48
Pb (ppm)	n.d						

* n.d: No detectado

¹ Es la biomasa de origen vegetal procesada mediante pirólisis (subproducto sólido de la gasificación) que se emplea como enmienda para el suelo en aplicaciones de agricultura

² La capacidad de intercambio catiónico (CEC) se define como la cantidad de cationes intercambiables como Ca²⁺, Mg²⁺, K⁺ y NH₄.

En vista a los resultados de la **Tabla 8**, los biochar obtenidos y estudiados presentan propiedades como enmienda del suelo con valores inferiores a los especificados en la norma NTC 5761, por lo que se requieren investigaciones futuras enfocadas a mejorar las propiedades para cumplir dicha norma. Por lo tanto, este biochar podría utilizarse como enmienda del suelo, pero requiere tratamientos para mejorar sus propiedades, siendo una posible solución la mezcla de este biochar con abono.

Sin embargo, se puede obtener la conclusión de que las mejores propiedades como enmienda del suelo son alcanzadas por la especie *Guazuma umlifolia* con una tasa de aire de 30 l/min de la manera siguiente: la capacidad de intercambio catiónico (CEC) es el mayor valor con 18,6 mEq/100g, la capacidad de retención del agua es del 438 % y el carbono orgánico total oxidable de 14,2 %.

También podemos observar que, con el aumento en el flujo de aire, el valor del carbón orgánico y la capacidad de retención de agua aumenta, pero no así el CEC, obteniéndose unas mejores propiedades a 40 l /min.

El efecto del flujo de aire en *Pinus Patula* en las características del biochar es el siguiente: el carbono orgánico aumenta de 3,22% a 10,7 % a medida que lo hace la tasa de flujo de aire, favoreciendo la liberación de materia volátil que produce un biochar de mejor calidad como enmienda del suelo. El CEC disminuye de 17,1 mEq/100 g a 13,2 mEq/100g debido al aumento de la temperatura de gasificación que conduce a una reducción de grupos funcionales como hidroxilo, carboxilo y carbonilo, creando estructuras menos estables.[15]

2.5.2 Caracterización del biochar como combustible sólido

En el contexto del hogar rural, otra posible aplicación es como combustible sólido debido a buenas características como un alto poder calorífico (> 25 MJ/kg), un alto nivel de carbono fijo (> 80% en peso) y un bajo contenido de humedad (< 5% en peso). Sin embargo, el valor del poder calorífico disminuye si el contenido de cenizas del biochar aumenta [15].

Se realizó un estudio para ver el efecto del tipo de materia prima en las características fisicoquímicas del biochar. Este estudio se realizó para las 4 especies más abundantes de Colombia utilizando una tasa de aire de 30 l/min y para la especie *Pinus Patula* con una variación de flujo de aire de 20 l/min, 30 l/min y 40 l /min, obteniéndose:

Tabla 9. Propiedades fisicoquímicas del biochar.[15]

	Gua-30	Cor-30	Euc-30	Pat-30	Pat-20	Pat-30	Pat-40
Materia volátil (%peso)	11,96	13,20	7,23	14,25	16,55	14,25	11,46
Carbono fijo(%peso)	78,04	76,10	89,51	84,15	81,22	84,15	86,18
Ceniza(%peso)	10	10,7	3,26	1,60	2,23	1,60	2,36
Humedad (%peso)	7,30	3,30	2,88	3,69	2,86	3,69	4,72
Poder calorífico (MJ/kg)	23,22	23,41	27,49	27,46	27,71	27,46	25,50
FVI (MJ/ cm ³)	0,20	0,52	2,84	4,30	3,20	4,30	1,36
Densidad aparente(kg/m ³)	64,10	77,80	97,14	92,33	91,62	92,33	58,85

Con respecto al efecto del tipo de biomasa sobre las propiedades del biochar como combustible sólido, se encuentra que la biomasa de mayor calidad (FVI) (**Tabla 9**) es la que produce un biochar de mejor calidad, *Pinus Patula*. La calidad del biochar aumenta de 0,2 a 4,3 MJ/cm³ debido al bajo contenido de cenizas (1,6 %) y un mayor poder calorífico (27,46 MJ/kg).

Cuando el flujo de aire aumenta de 20 a 40 l/min, las propiedades de *Pinus Patula* se ven afectadas, un aumento en la temperatura de gasificación hace disminuir el valor de la densidad aparente. La materia volátil disminuye cuando la tasa de aire aumenta mientras que, el contenido de carbono y cenizas tienden a aumentar debido a la alta temperatura de reacción. Además, el aumento del contenido de cenizas afecta al poder calorífico, que disminuye de 27,71 a 25,5 MJ/kg. Por lo tanto, las mejores propiedades de biochar como combustible se alcanzan a 20 l/min debido al alto poder calorífico y FVI.

El rendimiento en masa de biochar para las cuatro especies colombianas elegidas y descritas anteriormente, fue entre 8% y 11%. Este es un término que se refiere a la producción de masa de biochar por cada kilogramo de biomasa estimada mediante la ecuación (2.3):

$$Y_{char} = \frac{m_{char} \cdot (1 - H_{char} - C_{char})}{m_{combustible} \cdot (1 - H_{combustible} - C_{combustible})} \quad (2.3)$$

Donde $m_{char}(kg)$ es la masa de biochar que queda del proceso de gasificación TLUD, $H_{char}(kg)$ la humedad del biochar y $C_{char}(kg)$ el contenido de cenizas. Respectivamente, $m_{combustible}(kg)$ es el peso inicial de la madera (combustible) y $H_{combustible}(kg)$ y $C_{combustible}(kg)$ los contenidos de humedad y cenizas de la madera.[15]

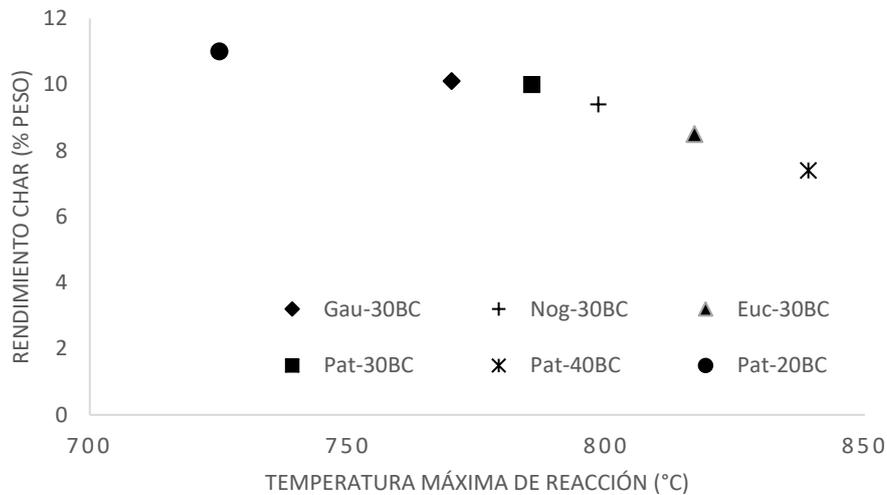


Figura 9. Efecto de la máxima temperatura medida dentro del reactor en el rendimiento en masa de biochar en función del tipo de materia prima y la tasa de flujo de aire.[15]

En base a los parámetros mostrados, la **Figura 9** muestra que un aumento de la temperatura de reacción disminuye la producción de biochar debido a que ésta favorece los mecanismos de reacción en la gasificación que conduce a un aumento en la conversión del carbono.

2.6 Combustión en MEP

En un motor de combustión interna alternativo MEP (Motor de Encendido Provocado), el proceso de combustión se inicia con un aporte local de energía, un arco eléctrico, a una mezcla homogénea de aire-combustible. En este instante comienza la combustión premezclada con una propagación de frente de llama del orden de la velocidad lineal media del pistón. Este tipo de encendido es el que contiene la bomba de combustión en la que se realizarán los experimentos del presente trabajo

2.6.1 Combustión normal

En un motor de encendido provocado en condiciones normales, el proceso de combustión se inicia por un agente externo, una chispa que procede de una bujía, en el interior de la cámara de combustión del motor donde se encuentra la mezcla de combustible. Este proceso consta de tres fases según Tinaut y López [25].

En la *primera fase* de la combustión, la mezcla empieza a quemarse en el punto donde salta la chispa y la frontera de este volumen de mezcla se va propagando hacia el resto de la mezcla sin quemar que la envuelve, como se muestra en la **Figura 10** . Tras un

tiempo, la región quemada ha alcanzado un tamaño importante, de forma que el efecto de la combustión se percibe en la presión registrada en el interior de la cámara de combustión.

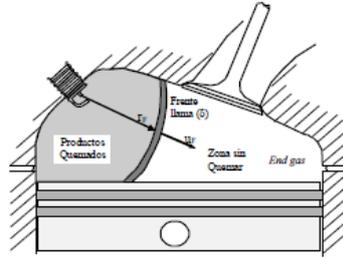


Figura 10. Avance del frente de llama en un MEP [25]

En este momento se inicia la *segunda fase* de combustión, que se caracteriza por ser mucho más rápida debido al efecto combinado de mayor superficie del frente de llama, mayores temperaturas en la mezcla sin quemar e incremento de la velocidad de combustión, de forma que la presión crece de manera muy sensible. En esta fase en donde se quema la mayor parte de la mezcla de la mezcla y finaliza cuando el frente de llama se acerca a las paredes de la cámara de combustión, ralentizando su propagación.

A partir de este punto comienza la *tercera y última fase* del proceso de combustión en la que la temperatura disminuye hasta que finaliza por completo el proceso.

Las dos magnitudes que caracterizan el fluido en el interior de la cámara de combustión son, la presión y la temperatura. Debido a la coexistencia de dos regiones durante la combustión, la región de gases quemados y la mezcla fresca, la temperatura no es uniforme en la cámara por lo que no es factible medirla. Además, debido a la rápida evolución experimentada por la temperatura de combustión, hace que resulte muy complicado diseñar un captador que sea capaz de registrarla. Por ambos motivos, la magnitud que se mide experimentalmente es la presión cuya evolución si es factible registrarla [22]. En este trabajo, se ha utilizado un captador piezoeléctrico para registrar la presión durante los ensayos.

2.6.2 Combustión anormal

En determinadas condiciones pueden aparecer ciertas anomalías en el proceso de combustión que pueden suponer peligros para el motor. Las dos anomalías más importantes son la combustión con autoinflamación y el encendido superficial y se explican a continuación. Cabe destacar que, debido a la peligrosidad de estas anomalías, uno de los principales objetivos del diseño de cámaras de combustión de los MEP es evitar su aparición.

2.6.2.1 Combustión con autoinflamación

Este tipo de combustión tiene lugar cuando parte de la mezcla sin quemar se autoinflama antes de que llegue a ella el frente de llama. Esto suele ocurrir en la fracción final de la mezcla, a la que el frente de llama tarda más en llegar. Esta región se mostró en la **Figura 10** como la más alejada de la bujía (*end gas*).

Asociado a este fenómeno se producen aumentos de presión en determinados puntos de la cámara de combustión que a su vez incrementan la presión y temperatura en el resto de la mezcla sin quemar, incrementando la tasa de masa quemada. Éste es un proceso que se realimenta y que resulta catastrófico para el motor [25].

Las principales consecuencias que presenta la autoinflamación o autoencendido en la parte final de la mezcla en MEP son las siguientes:

- Aparición repentina de un incremento de la temperatura y la presión en la región autoencendida, lo que conlleva a crear una onda expansiva que se propagará violentamente (a la velocidad del sonido) a lo largo de la cámara de combustión.
- La onda expansiva genera un ruido muy característico, comúnmente llamado *picado de biela o knock*. Este ruido lleva consigo un gradiente elevado de presiones que castiga mecánicamente al motor. En la **Figura 11** puede apreciarse el efecto del autoencendido en el incremento de presión, que será mayor cuanto mayor sea la cantidad de mezcla que sufre autoencendido.

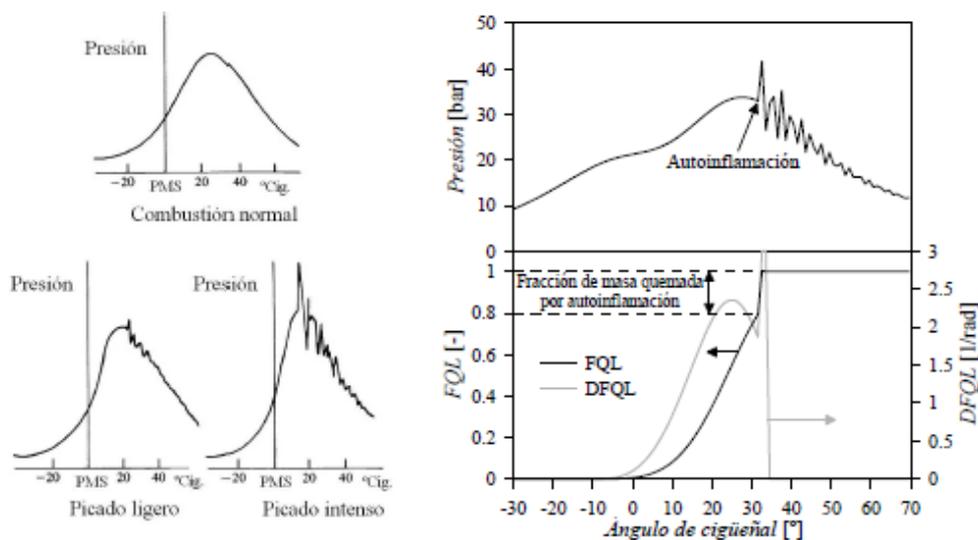


Figura 11. Evolución de la curva de presión con la aparición del autoencendido(izquierda). Efecto aparente de la autoinflamación sobre la fracción de calor liberado (FQL) y su derivada (DFQL) (derecha) [25].

- Otra consecuencia de la onda expansiva es la rotura de la capa límite térmica que existe en las paredes de la cámara de combustión. El hecho de que la capa límite térmica rompa hace que la temperatura del gas del interior de la cámara de combustión, que puede llegar a 2000 K en algún momento, llegue a la superficie

de la pared, causando una fusión del material ya que, la función de esta capa es formar una vía de protección entre ambas superficies.

Una vez ya se ha dado luz a las consecuencias y efectos más perjudiciales del autoencendido en un MEP, se sigue a introducir los parámetros de operación que afectan a la aparición o no de dicho fenómeno:

- **Grado de carga:** Cuanto mayor es, mayor es la temperatura en la cámara y la pureza de la mezcla ya que quedan menos residuales del ciclo anterior. Aumenta el riesgo de que aparezca autoinflamación en la combustión.
- **Régimen de giro:** Cuando éste aumenta, aumenta también la temperatura de la mezcla por disponerse de menos tiempo para que se produzcan las pérdidas de calor, favoreciendo el autoencendido. Por otro lado, la velocidad de combustión crece con el régimen de giro, reduciendo el riesgo de aparición. Consecuentemente, a efectos globales al aumentar el régimen de giro disminuye el riesgo de autoencendido dado que el efecto causado por el aumento de la velocidad de combustión es mayor que el del incremento de temperatura.
- **Dosado:** El mayor riesgo de autoencendido se produce cuando el dosado es estequiométrico. Por esto, una de las estrategias más comunes para reducir el riesgo es enriquecer la mezcla.
- **Avance del encendido:** El incremento del avance hace que tanto la presión como la temperatura crezcan, aumentando el riesgo de autoencendido.
- **Temperatura del refrigerante:** El riesgo de autoencendido crece proporcionalmente con la temperatura.
- **Condiciones ambientales:** Un aumento en la presión y temperatura ambiente, así como una disminución de la humedad conducen a incrementar el riesgo de autoencendido.
- **Relación de compresión:** Al aumentar la relación de compresión, la presión y temperaturas máximas incrementan también, de modo que aumenta el riesgo de autoencendido.
- **Recorrido del frente de llama:** Cuanto menor es el recorrido, menor es el riesgo de autoencendido. Algunas acciones durante el diseño como centrar la bujía o reducir el diámetro del pistón, ayudarán a minimizar el riesgo.
- **Pérdidas de calor:** La evacuación de calor en la cámara de combustión reduce el riesgo de autoencendido.

2.6.2.2 Encendido superficial

Con encendido superficial nos referimos al inicio de un frente de llama en algún punto caliente de la cámara de combustión, ya sea el electrodo de la bujía, los depósitos carbonosos sobre la superficie de la cámara de combustión o cualquier otro medio distinto de la descarga normal de la chispa.

Este fenómeno puede aparecer antes o después del salto de la chispa, dando lugar al *preencendido* o al *postencendido*. La situación mas peligrosa reside en el preencendido, ya que implica una combustión antes de lo normal. En cambio, el postencendido,

conlleva únicamente un incremento en el gradiente de presión, que tiende a convertirse en preencendido a medida que el motor sigue operando, volviendo la situación peligrosa.

Una de las causas más habituales del preencendido superficial es la combustión con autoinflamación que, como se citó anteriormente, conduce a grandes aumentos de la temperatura de las paredes de la cámara de combustión.

2.6.3 Emisiones contaminantes

La contaminación química es la que más condiciona el diseño de los motores actualmente. En este apartado se detallarán las sustancias contaminantes más comunes y las estrategias más utilizadas para eliminarlas.

En el caso de los MEP, son tres las sustancias contaminantes más relevantes, CO, NO_x y HC (hidrocarburos no quemados). A continuación, se muestra la evolución de las emisiones en el escape de un MEP con el dosado.

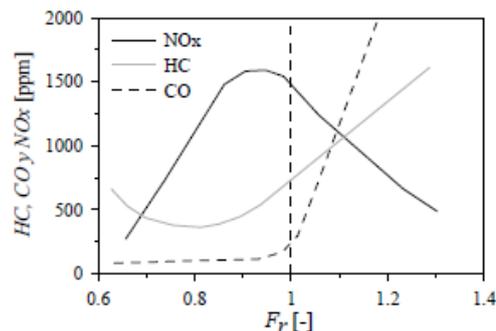


Figura 12. Evolución de las emisiones en función del dosado [25].

- **CO:** Este contaminante aparece cuando la mezcla es rica y está asociado a la combustión incompleta. En las mezclas ricas es donde escasea el O₂ que impide la conversión completa a CO₂.
- **NO_x:** Para la formación de NO_x hace falta oxígeno y una temperatura elevada. Las máximas temperaturas de combustión se dan en torno al estequiométrico y el oxígeno es más abundante cuanto más pobre es la mezcla. En base a esto, las mayores emisiones de NO_x se producirán en dosados pobres cercanos al estequiométrico.
- **HC:** Los hidrocarburos sin quemar también son una señal de una combustión incompleta pudiéndose dar en dos situaciones: en *dosado rico* (no existe suficiente oxígeno para oxidar todo el combustible) y en *dosado pobre*, cercano al límite de inflamabilidad (las dificultades en la propagación del frente de llama pueden provocar que algunas partes queden sin quemar al apagarse la llama).

2.6.3.1 Métodos de reducción de emisiones contaminantes

Existen dos formas de reducir las emisiones contaminantes para lograr cumplir la normativa anticontaminante vigente: las *soluciones activas* (evitan la formación de emisiones contaminantes) y las *soluciones pasivas* (las eliminan una vez han sido formadas). Ambas medidas influyen en el diseño del motor.

En el caso de MEP de inyección indirecta, en los que se busca que la mezcla de aire combustible sea homogénea en todo el volumen de la cámara de combustión, una de las medidas tomadas para la reducción de las emisiones es la instalación de un *catalizador de tres vías* que es capaz de actuar contra las tres sustancias descritas anteriormente. Para que este elemento funcione de forma correcta es necesario que el motor funcione con mezcla estequiométrica, lo que conlleva a que el motor no podrá maximizar el rendimiento (el dosado para lograr el máximo rendimiento debe ser ligeramente pobre) ni la potencia (el dosado para lograr la máxima potencia es ligeramente rico). Además, el catalizador solo cumplirá su función cuando se haya alcanzado la temperatura suficiente, para ello se recurre a otra serie de medidas para disminuir el tiempo de puesta en marcha como el retraso del encendido para aumentar la temperatura de escape, inyección de aire secundario en el escape para provocar una postcombustión que aumente la temperatura en el escape, etc.

Otra de las medidas es el uso de *EGR (recirculación de los gases de escape)* no para reducir las emisiones NO_x , cuyo problema quedaría solventado con el catalizador, sino para mejorar el rendimiento a baja carga. Al recircular los gases de escape es necesario abrir más la mariposa para que entre una mayor cantidad de mezcla al motor para lograr la potencia necesaria. La apertura de la mariposa reduce el trabajo de bombeo y aumenta el rendimiento efectivo del motor. Por otro lado, la EGR también reduce las temperaturas de combustión, lo que conlleva a disminuir las pérdidas de calor en el cilindro y el aumento del rendimiento del motor.

En el caso de motores de inyección directa, en el que el combustible se inyecta directamente a la cámara de combustión permitiendo que la distribución espacial de la mezcla aire combustible sea diferente en función de si el motor está trabajando a plena carga o a cargas parciales y la mezcla es estratificada y en general, pobre, el catalizador de tres vías es capaz de oxidar el CO y HC, pero no de reducir los NO_x . La solución más adoptada es, aparte del uso de EGR para reducir las emisiones de NO_x , es el uso de “trampas de NO_x ”, un filtro químico capaz de almacenar los NO_x que no puede eliminar el catalizador. Cuando se satura el contenido de NO_x es necesario operar con un dosado rico durante cierto tiempo para que los NO_x se liberen y se reduzcan en el catalizador.

Para concluir, cabe destacar la importancia de los sistemas de reducción y eliminación de emisiones contaminantes para poder cumplir con las normativas anticontaminantes. Estos sistemas de postratamiento son costosos y suelen acarrear averías y mantenimiento periódico. Por ello, resulta necesario resaltar la importancia del

desarrollo de combustibles alternativos que ayuden a contribuir con la reducción de la contaminación derivada del transporte [25].

2.7 Parámetros de estudio de la combustión

2.7.1 Velocidad de combustión laminar

La velocidad de combustión laminar de una mezcla gaseosa (combustible), premezclada y homogénea para unas determinadas condiciones de presión y temperatura se define como la velocidad de propagación del frente de llama de la zona de combustión respecto a la mezcla sin quemar y corresponde a uno de los parámetros más importantes a estudiar ya que ofrece información sobre la reactividad, exotermia y difusividad del combustible [26][27].

En el presente trabajo aparecen dos tipos de velocidades en el frente de llama, la velocidad de propagación y la velocidad de combustión laminar. La velocidad de propagación se define como una tasa de crecimiento del frente de llama y se formula mediante la ecuación (2.4) [28] .

$$S_l = \frac{dR}{dt} \quad (2.4)$$

Dicha llama unidimensional no es realista, ya que ésta presenta una curvatura que tiende a deformar y estirar la llama, un fenómeno conocido como *stretch* y que se comentará más adelante [22].

La velocidad de la combustión de una mezcla de combustible y aire está definida por la temperatura y los gradientes de concentración de especies entre la llama y la mezcla. Esta velocidad puede formularse como:

$$C_c = \frac{dm_q/dt}{A_f \cdot \rho_{sq}} \quad (2.5)$$

Donde dm_q/dt es la tasa de quemado del combustible, A_f el área del frente de llama y ρ_{sq} la densidad del combustible sin quemar. Debido a que en las condiciones de operación de un motor la llama tiene un espesor de 0,2 mm aproximadamente, un valor mucho menor que las dimensiones de donde ésta se expande, el espesor de la llama puede tratarse como despreciable [29].

Existen diferentes correlaciones empíricas para expresar la velocidad de combustión laminar, destacando la correlación de Metghalchi y Keck [30]:

$$C_c = C_{c,0} \cdot \left(\frac{T_{sq}}{T_{sq,0}} \right)^\alpha \cdot \left(\frac{p}{p_0} \right)^\beta \quad (2.6)$$

Donde C_c es la velocidad de la combustión, $C_{c,0}$ es la velocidad de combustión laminar en las condiciones de referencia $T_{sq,0}$ y p_0 , consideradas normalmente 300 K y 1 bar respectivamente. El exponente α presenta valores positivos entre $1 < \alpha < 2,5$ para los combustibles más habituales y es función del tipo de mezcla y dosado. El exponente respecto a la presión β suele presentar valores negativos entre $-0,5 < \beta < 0$ y su valor también depende del tipo de mezcla y dosado [31] , [34].

En vista de la Ecuación (2.6), los parámetros más importantes de los que depende la velocidad de combustión laminar son, según A.S Calvete [27]:

- *Presión de la mezcla (p)*: Cuanto mayor es la presión de la mezcla menor es la velocidad de combustión debido a que el aumento de presión aumenta la densidad de la mezcla, lo que provoca una disminución de la difusividad y un aumento del tiempo de reacción característico.
- *Temperatura de la mezcla sin quemar (T_{sq})*: El efecto de la temperatura con la velocidad de combustión suele ser lineal y es debido a un aumento de la temperatura de llama provocado por un efecto de precalentamiento. Cabe destacar que un aumento en la temperatura de llama o de los quemados también hace aumentar la velocidad de combustión debido al aumento de difusión y la tasa de reacción.
- *Dosado de la mezcla (F)*: Expresa la relación entre la masa de combustible y la masa de aire de la mezcla. El dosado relativo (F_r) expresa la relación entre el dosado (F) y el dosado estequiométrico (F_e). Este último es el dosado que contiene la masa de aire estequiométrica necesaria para quemar completamente el combustible. La velocidad de combustión es máxima para el dosado estequiométrico o por encima de éste para la mayoría de los combustibles.

2.7.2 Inestabilidades del frente de llama: Celularidad

Además de la velocidad de combustión laminar de las llamas premezcladas es necesario estudiar también el inicio y propagación de las inestabilidades presentes en el frente de llama ya que tienen efecto en la velocidad de combustión, modificándola.

La celularidad es uno de los fenómenos más estudiados por investigadores en los últimos años. Nos referimos como células a las secciones arrugadas que aparecen en el frente de llama, también conocidas como inestabilidades o irregularidades que provocan que el frente de llama se arrugue y su turbulencia gracias al gradiente de velocidad de combustión del proceso [28].

Estas inestabilidades son causadas por tres fenómenos: debido a las fuerzas de volumen, al origen hidrodinámico y al origen térmico-difusivo.

El primer fenómeno, *inestabilidad de fuerzas de volumen*, se conoce como “Rayleigh-Taylor”, motivada por la diferencia de densidades entre la mezcla fresca (sin quemar) y los gases de quemado (masa quemada).

La segunda, *inestabilidad por origen hidrodinámico*, se conoce como “Darrieus y Landau” y se debe a la expansión sufrida por los gases al atravesar el frente de llama. Esta inestabilidad está presente en todas las llamas y es responsable tanto de la rugosidad presente en el frente de llama, como de su arrugamiento continuo [34].

Por último, encontramos las *inestabilidades de origen térmico-difusivo* y su efecto se debe a la relación entre la difusividad térmica de la mezcla y la difusividad másica del reactivo en defecto de la mezcla [22], [28]. El número de Lewis (Le) es un parámetro adimensional que caracteriza el efecto de la inestabilidad térmica-difusiva, representado como:

$$Le = \frac{\alpha}{D_{def}} \quad (2.7)$$

Donde α es la difusividad térmica de la mezcla y D_{def} la difusividad másica del reactivo en efecto.

El efecto térmico-difusivo puede generar una estabilización de la llama o generar inestabilidades en función del número de Lewis. En la *Figura 13* se muestra como el fenómeno termo-difusivo tiene un efecto estabilizados de llama cuando $Le > 1$ mientras que tiene un carácter inestable para mezclas con $Le < 1$.

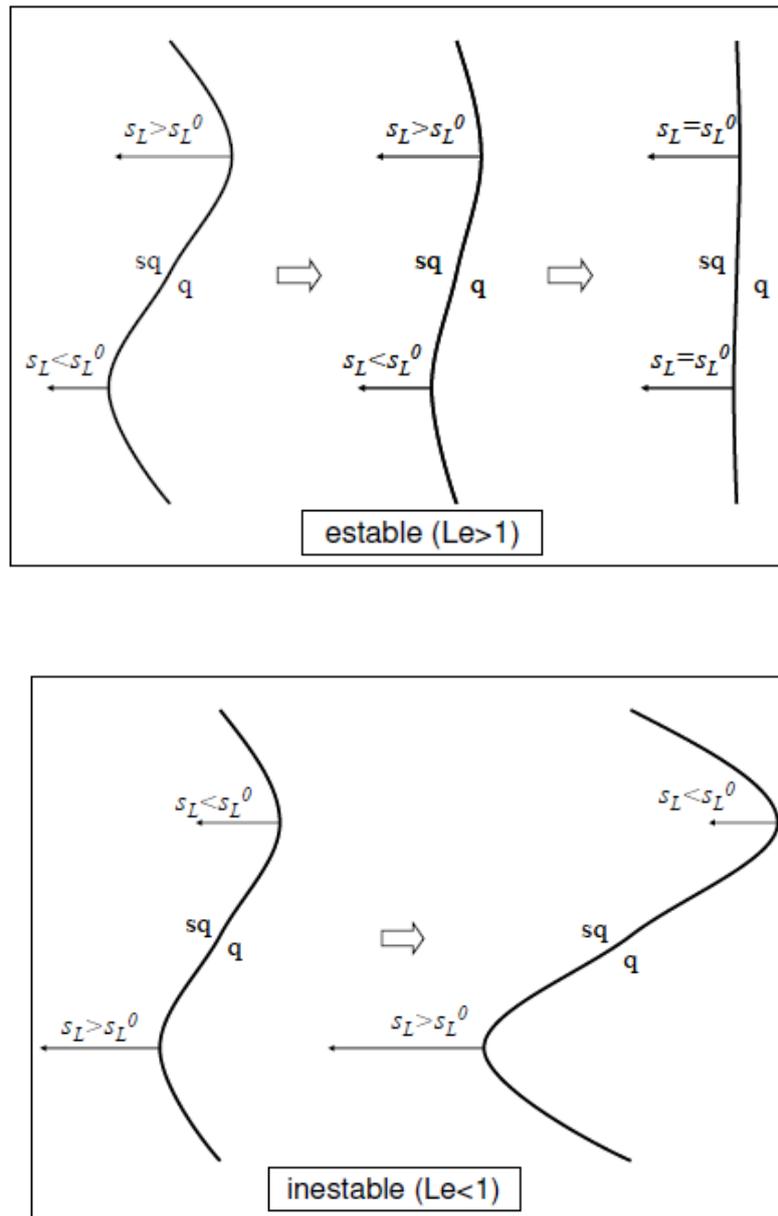


Figura 13. Evolución temporal de una perturbación del frente de llama en función de Le [22]

El número de Lewis permanece prácticamente constante a diferentes presiones iniciales, por ello se establece que la inestabilidad termo-difusiva no depende de las variaciones en la presión [22].

Varias investigaciones se han basado en la medición del tamaño de las células que aparecen en el frente de llama, llegando a la hipótesis que las celdas debidas a la inestabilidad hidrodinámica son más grandes que las debidas a la difusividad térmica. Además, un estudio afirma que la celularidad aumenta conforme el espesor de la llama disminuye y comienza cuando ésta crece con un radio mayor a su espesor. Se denomina radio crítico, al radio a partir del cual comienza la inestabilidad celular. Según la llama se expande, las células de mayor tamaño pueden desarrollarse en la superficie de la llama.

Sin embargo, estas células de gran tamaño son muy sensibles al ruido externo que, amplificado con la inestabilidad hidrodinámica, conlleva a la aparición espontánea de celdas de menor tamaño [28], [34], [35].

A continuación, basándonos en un estudio sobre las inestabilidades celulares en la propagación esférica de llamas laminares premezcladas con hidrógeno-aire [36], se discute el efecto del dosado, la temperatura y la presión sobre éstas. Este estudio, a pesar de no tratar el mismo combustible que el del presente trabajo, resulta muy enriquecedor al mostrar el comportamiento celular de la mezcla hidrógeno-aire, diferente al resto de los combustibles.

Se encontró una característica común y es que, si el dosado relativo aumenta, el espesor de la llama disminuye, apareciendo la inestabilidad hidrodinámica. La llama tiende a ganar estabilidad a medida que la relación de equivalencia combustible-aire se mueve hacia la estequiometría y se vuelve progresivamente inestable para mezclas pobres, especialmente cuando el dosado se acerca a 0,2 en la que la propensión a desestabilizar es tan fuerte que el efecto de estiramiento de la llama no puede compensar la desestabilización, siendo tan grande que la llama pierde uniformidad muy cerca del inicio de combustión.

Respecto al efecto de la temperatura podemos distinguir dos tipos: el efecto que tiene sobre llamas de dosado pobre ($F = 0,2 - 0,4$) y llamas estequiométricas ($F = 0,8 - 1$). Para llamas pobres, un aumento de temperatura, especialmente en condiciones de baja presión puede retrasar la aparición de inestabilidades. Por el contrario, en el caso de llamas ricas, la resistencia a la inestabilidad es mucho mayor.

Sin embargo, cuando se operan bajo una alta presión, los efectos de la temperatura cambian completamente, volviéndose la llama estable para mezclas pobres e inestable para mezclas ricas.

2.7.3 Tasa de stretch

En los apartados anteriores se ha descrito cómo las inestabilidades pueden afectar a la velocidad de combustión de la llama. En este apartado se añade otro factor, de carácter geométrico que también afecta a la velocidad de combustión de la llama.

Las llamas reales no presentan una forma de llama ideal, sino que la llama está sujeta a componentes de velocidad transversal y curvatura que “estiran” la llama. Este estiramiento se denomina *stretch* y modifica la velocidad de combustión ideal.

En el caso de que el frente de llama se estire o se expanda, la tasa de stretch será positiva ($\kappa > 0$), mientras que si se contrae o se comprime será negativa ($\kappa < 0$). Esta tasa de Stretch viene dada según la ecuación:

$$\kappa_{[s^{-1}]} = \frac{1}{A} \cdot \frac{dA}{dt} \quad (2.8)$$

Donde A es el área del frente de llama.

Para una llama esférica, la tasa de Stretch define como [37]:

$$\kappa_{[s^{-1}]} = \frac{1}{A} \cdot \frac{dA}{dt} = \frac{1}{4\pi r_f^2} \frac{d(4\pi r_f^2)}{dt} = \frac{2}{r_f} \frac{dr_f}{dt} = \frac{2}{r_f} \cdot S_l \quad (2.9)$$

Donde r_f corresponde al radio del frente de llama y S_l la velocidad laminar de propagación de la llama. En llamas adiabáticas, estables y con tasas bajas de stretch, la influencia del estiramiento de la llama en la velocidad propagación se aproxima mediante la ecuación [38]:

$$S_l = S_{l_0} - L_b \cdot \kappa \quad (2.10)$$

Donde S_{l_0} es la velocidad de combustión laminar sin la tasa stretch (κ) y L_b es la longitud de Markstein.

Este último parámetro, la longitud de Markstein se corresponde a un parámetro adimensional que expresa la sensibilidad de la velocidad de combustión de la tasa de stretch. Suele presentar valores del orden del espesor del frente de llama, dependiendo de otros parámetros como la energía de activación, Lewis o el coeficiente de expansión [22]. En general, las mezclas de hidrocarburos con aire presentan una longitud de Markstein positiva y decreciente a medida que la mezcla evoluciona de dosados pobres a ricos. Cuando las mezclas son con combustibles ligeros, como el hidrógeno, ocurre lo contrario, la longitud de Markstein decrece según la mezcla varía de dosados ricos a pobres, pudiendo llegar a ser negativo para mezclas muy pobres [28].

La relación expresada en la *ecuación (2.10)* pierde sentido cuando las llamas están sometidas a altas tasas de stretch, próximas a la extinción. En este caso, se expresa de una forma alternativa, recogida en la siguiente ecuación:

$$\frac{S_{l_0} - S_l}{S_{l_0}} = M_a \cdot K_a \quad (2.11)$$

Donde M_a es el número adimensional de Markstein, que compara la longitud de Markstein (L_b) con el espesor de la llama (δ_d):

$$M_a = \frac{L_b}{\delta_d} \quad (2.12)$$

El número de Karlovitz (K_a) representa la relación entre el tiempo característico de llama (τ_d) y la tasa de stretch (κ) [27]:

$$K_a = \tau_d \cdot \kappa = \frac{\delta_d}{C_c} \cdot \kappa \quad (2.13)$$

En conclusión, el producto de los números de Markstein y Karlovitz representan el déficit en la velocidad de combustión de una llama debido a su tasa de stretch.

CAPÍTULO 3.- PARTE EXPERIMENTAL

3.1 Descripción de la instalación

A continuación, se va a detallar la instalación utilizada, así como la metodología necesaria para su uso y la formulación en que se basa su funcionamiento

Los experimentos se han realizado con una bomba de combustión cilíndrica de volumen constante ubicada en el laboratorio del Área de Máquinas y Motores Térmicos del departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica de la Universidad de Valladolid.

La bomba de combustión cilíndrica está provista de dos accesos ópticos situados a sus extremos para permitir la visualización del proceso de combustión mediante la técnica Schlieren y una cámara de alta velocidad. El objeto de estudio es la morfología de la llama junto con las inestabilidades que ésta puede presentar según los parámetros de la combustión a partir del análisis de imágenes.



Figura 14. Bomba de combustión cilíndrica, cámara de alta velocidad y espejos

El componente principal de la instalación es la bomba cilíndrica de volumen constante (BCVCC). Como puede observarse en la **Figura 14** su geometría es cilíndrica y sus dimensiones de 135 mm de largo y 57,15 mm de radio con un volumen interior de 1,385 L. Esta bomba está diseñada para soportar presiones de hasta 20 bar y un precalentamiento de hasta 400 K.

Para visualizar el proceso de combustión ocurrido en su interior, la bomba está sellada a ambos lados con cristales de sílice fundida. El sistema de ignición está compuesto por dos electrodos en la parte central de la bomba y una fuente de alimentación externa, tal y como puede observarse en la **Figura 15**.

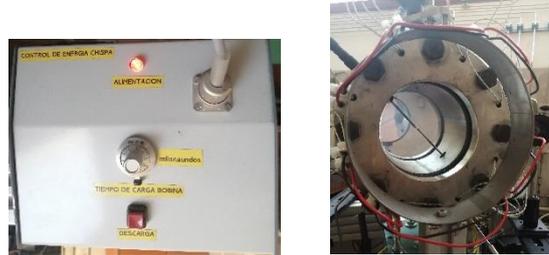


Figura 15. Sistema de ignición.

Los gases que se emplean en los experimentos se encuentran almacenador en bombonas a alta presión. El laboratorio dispone de tres gases combustibles: metano, hidrógeno y monóxido de carbono. Por motivos de seguridad, debido a su inflamabilidad éstos se encuentran en cabinas de ventilación forzada. Además, también se disponen de gases inertes como nitrógeno y dióxido de carbono. En este experimento se han utilizado los gases mencionados.



Figura 16. Combustible en botellas de alta presión

Además de los gases mencionados anteriormente para realizar la combustión es necesario un comburente. Se ha utilizado aire ambiente que procede de la línea de aire comprimido del laboratorio con una composición de 21 % de O_2 y un 79 % de N_2 , a una presión máxima de 8 bar.

Mediante el sistema de conductos, válvulas y sensores de presión mostrados en la siguiente figura, tanto el combustible como el aire se hace llegar a la bomba de combustión para realizar el proceso.



Figura 17. Sistema de conductos, válvulas y sensores de presión de suministro de aire y combustible

Además, podemos encontrar un conjunto de elementos de medida y de control que permiten la obtención de datos y su posterior análisis. En la **Figura 18** se pueden observar cuatro transductores piezorresistivos para la medida de presión de entrada de la bomba en diferentes rangos, 20, 10, 4 y 1 bar.



Figura 18. Transductores piezorresistivos y válvulas de cierre.

Junto con la presión, la temperatura interior de la bomba es otro de los parámetros más importantes a tener en cuenta. La temperatura requerida en cada experimento se alcanza mediante un controlador PID, encargado de mandar la señal a un conjunto de resistencias colocadas en la bomba para establecerla.

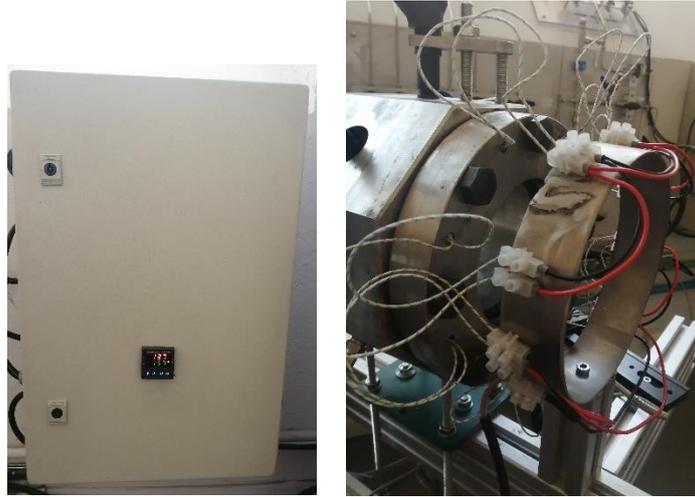


Figura 19. Controlador PID y resistencias

Los elementos descritos anteriormente se corresponden al proceso de combustión y su control. A continuación, se van a describir los elementos necesarios para la visualización de dicho proceso mostrados en la **Figura 20**.

Por un lado, encontramos el sistema de iluminación basado en un diodo LED de luz blanca con disipador de calor y lente focalizadora. La fuente luminosa emite un haz de luz hasta el primer espejo, donde se refleja y colima, saliendo de éste otro haz de luz paralelo que llega a la cámara de combustión. A la salida de la cámara de combustión tendremos este haz de luz modificado en función de los gradientes de densidad provocados en la combustión cuando éste la atraviesa. Este haz de luz modificado a la salida se reflejará en el segundo espejo para ser concentrado posteriormente con un diafragma obturador regulable. Formándose la técnica óptica Schlieren para la visualización de la llama.



Figura 20. Diodo LED, espejos y diafragma obturador.

Por otro lado, el proceso de combustión se graba con una videocámara CCD (Charge Coupled Device) de alta velocidad Phantom v210 a 7000 fps, con una resolución máxima de 1280x800 y una velocidad de captura máxima de 300.000 fps como la que aparece en la **Figura 21**.



Figura 21. Videocámara de alta velocidad Phantom V210.

Por último, la instalación cuenta con un osciloscopio digital Yokogawa (**Figura 22**) de ocho canales para la adquisición de datos. Durante los experimentos se utilizarán tres de sus ocho canales para detectar y visualizar las señales del captador de presión piezoeléctrico, la chispa entre los electrodos y la señal del trigger (botón de encendido).

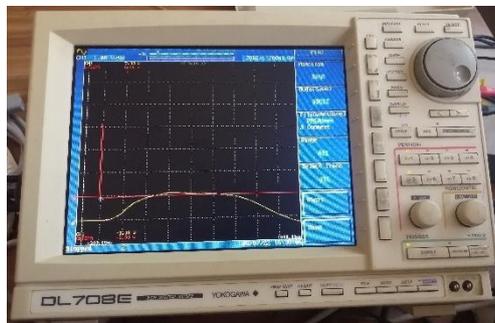


Figura 22. Osciloscopio digital Yokogawa

En el esquema que aparece a continuación, **Figura 23** se puede ver con más claridad los elementos descritos anteriormente que componen la instalación. Se pretende mostrar cómo se disponen los elementos de los sistemas de combustión, óptico y tratamiento de datos de una forma diferenciada.[22]

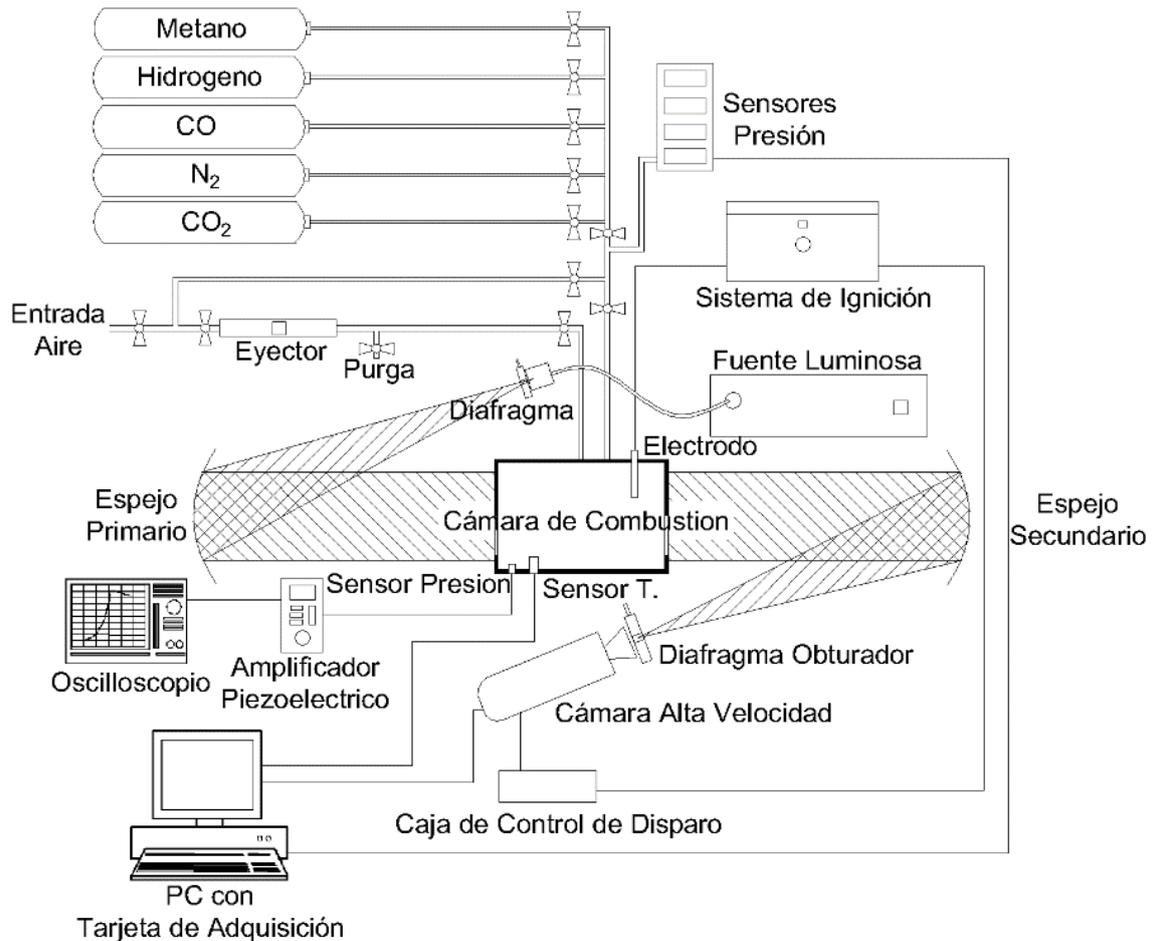


Figura 23. Esquema de la instalación [39]

3.2 Metodología experimental

En este apartado se va a describir el procedimiento que se debe seguir para realizar los experimentos de una forma adecuada en la instalación descrita en el epígrafe anterior.

Para conocer y entender los resultados del análisis de los experimentos se requiere un orden y control tanto en el llenado de la bomba como en la adquisición de datos. El proceso de llenado de la bomba se compone de cuatro pasos. En primer lugar es necesario establecer los parámetros iniciales de los experimentos, tales como, el dosado relativo (F_r), la presión y temperatura inicial dentro de la cámara (P_i, T_i) y las fracciones molares de los diferentes componentes que forma el combustible (CO, CO_2, CH_4, H_2, N_2). Una vez seleccionados los parámetros iniciales se procederá a la preparación de la bomba que consta de su vaciado y limpieza para evitar que se queden productos de las anteriores combustiones. Una vez limpio se procederá a su llenado con las cantidades del combustible y aire seleccionadas. Por último, la mezcla se dejará reposar durante un tiempo determinado de forma que todos los compuestos creen una mezcla homogénea.

A continuación, se detallarán estos pasos de una forma más clara y detallada.

3.2.1 Parámetros experimentales

Para la realización de los experimentos del presente trabajo se han seleccionado dos de las especies de árboles colombianos descritas en capítulos anteriores. La razón de sólo elegir dos de ellas es debido al escaso tiempo disponible para realizar los experimentos.

En la **Tabla 4**, se muestran la composición y el poder calorífico del gas pobre obtenido de cada especie de biomasa. Puesto que las composiciones del gas son relativamente parecidas, nos hemos guiado por el parámetro del poder calorífico para seleccionar las especies, es por esto por lo que hemos optado por experimentar con *Pinus patula* y *Cordia alliodora*, por ser las de menor y mayor poder calorífico, respectivamente.

El principal objetivo de estos experimentos es ver el comportamiento de la combustión de estas dos especies a diferentes temperaturas y presiones manteniendo el dosado relativo igual al estequiométrico.

3.2.2 Preparación de la bomba

La preparación de la bomba consta de un proceso de venteo y circulación de aire por ésta, para posteriormente realizar un vaciado. La razón de hacer este proceso es eliminar cualquier residuo o productos restantes de otras combustiones que actuarían como inerte en la siguiente combustión, lo que haría reducir la temperatura de esta.

Durante dos minutos se realiza un venteo y el paso de aire por la bomba con la entrada y salida de la bomba abiertas mediante un manejo de válvulas hasta que la presión llegue aproximadamente a 2,5 bar. Una vez que hemos llegado a esta presión, se cierra la salida de la bomba para aumentar la presión dentro de ella hasta aproximadamente 4 bar.

Seguidamente se hace el vaciado del aire contenido en la bomba al ambiente hasta conseguir la presión atmosférica. Tras esto, un eyector por medio del efecto Venturi, consigue generar una depresión de la cámara de hasta 0,090 bar. Para reducir la presión residual al máximo, se cuenta con una bomba de vacío que consigue bajar la presión hasta una magnitud de 0,005 bar.

Mientras se realiza el venteo y vaciado de la bomba, se ajustará la temperatura necesaria para cada experimento mediante un controlador PID ya que el tiempo de respuesta para el calentamiento o enfriamiento de la bomba es pequeño.

La etapa de preparación de la bomba concluye cuando se haya alcanzado la temperatura requerida por cada experimento y ajustada mediante el controlador PID.

3.2.3 Llenado de la bomba

El llenado de la bomba se realiza mediante una serie de válvulas y conductos. Se utiliza el método de las presiones parciales de Dalton como se verá en el apartado 3.3 con más detalle.

En primer lugar, se abrirán las botellas del combustible a alta presión, seguido de las válvulas de los conductos que lo llevarán al panel de la **Figura 17**. Una vez abiertas las válvulas de los sensores de presión y la entrada a la bomba, se procede a introducir el primer combustible, en este caso el metano hasta llegar a su presión parcial. Una vez, esta presión parcial se haya estabilizado, se procederá a introducir los siguientes combustibles de la misma forma siguiendo el siguiente orden: CH₄, H₂, CO, N₂, CO₂. Cuando ya se hayan introducido los combustibles, se meterá aire hasta llegar a la presión total establecida en el experimento. Cuando la presión se haya estabilizado, procederemos a cerrar la entrada de la bomba.

3.2.4 Homogeneización de la mezcla

Cuando la mezcla ya está en el interior de la bomba en las condiciones de presión y temperatura indicadas se dejará un tiempo de mezcla para poder conseguir una correcta homogeneización de esta.

El tiempo de mezcla que se ha empleado en los experimentos ha sido de 6 minutos, después de hacer varias pruebas en las que se demostró que es el tiempo ideal para una mezcla homogénea.

Durante este tiempo se aprovecha a comprobar que los aparatos de adquisición y tratamiento de datos funcionan de una forma correcta, que el osciloscopio está en la escala adecuada para coger la curva, la chispa y el amplificador.

3.2.5 Combustión

Una vez que ha finalizado el tiempo de mezcla es la hora de iniciar la combustión. Para ello se hace saltar una chispa en el centro de la bomba, lo que provoca un frente de llama esférico que evoluciona comprimiendo la mezcla fresca hasta chocar con las paredes de la bomba, finalizando la combustión.

Cuando acaba la combustión, independientemente de si se va a realizar más experimentos es necesario abrir el venteo para expulsar los productos de la combustión y eliminar residuos. Si se van a realizar más experimentos se iniciarán de nuevo las etapas mencionadas anteriormente.

3.3 Cálculo teórico de las presiones de llenado de la bomba

El paso del combustible y el aire a la bomba de combustión cilíndrica, como ya se ha visto anteriormente, está regulado por una serie de conductos y válvulas. De este modo, el proceso más sencillo y a la vez más exacto de llenado de la bomba es mediante el método de las *presiones parciales* de Dalton.

Esta ley dice que la presión total de una mezcla gaseosa es igual que la suma de las presiones parciales de los gases constituyentes, esto es, la presión total por la fracción molar de cada uno de ellos[40]. En el presente trabajo la mezcla gaseosa consta de CO, CO₂, CH₄, H₂, N₂ y aire, resultando:

$$\begin{aligned} P_{total} &= P_f + P_a + P_{residual} = X_f \cdot P_{total} + X_a \cdot P_{total} + P_{residual} \\ &= X_{CO} \cdot P_f + X_{CO_2} \cdot P_f + X_{CH_4} \cdot P_f + X_{H_2} \cdot P_f + X_{N_2} \cdot P_f + X_a \cdot P_{total} \\ &\quad + P_{residual} \end{aligned} \quad (3.1)$$

Siendo, P_f la presión del combustible en la cámara de combustión, P_a la presión del aire, X_i las fracciones molares de los componentes del combustible y del aire respectivamente y $P_{residual}$ la presión que queda tras el vaciado de la bomba, pues este proceso no es ideal por lo que no es posible llegar a la presión de 0 bar y asumimos que dentro de la bomba queda una pequeña cantidad de aire.

Para cada uno de los experimentos realizados en el presente trabajo, el llenado de la bomba se ha calculado mediante una hoja Excel (mostrada en la **Figura 24**). Conocidas las dimensiones y volumen de la bomba, los parámetros de entrada son: la composición del combustible, esto es, las fracciones molares de los diferentes componentes del combustible (X_i), la presión inicial ($P_{inicial}$), la presión de vacío ($P_{residual}$), temperatura inicial ($T_{inicial}$) y dosado relativo (F_r). Como resultado obtenemos los parámetros de salida correspondientes a las presiones parciales de llenado: P_{CO} , P_{CO_2} , P_{CH_4} , P_{H_2} , P_{N_2} y P_{aire} .

La consideración de la presión residual se debe a que el proceso de vacío no es exacto y el valor de dicha presión suele variar entre 0,080 y 0,090 bar.

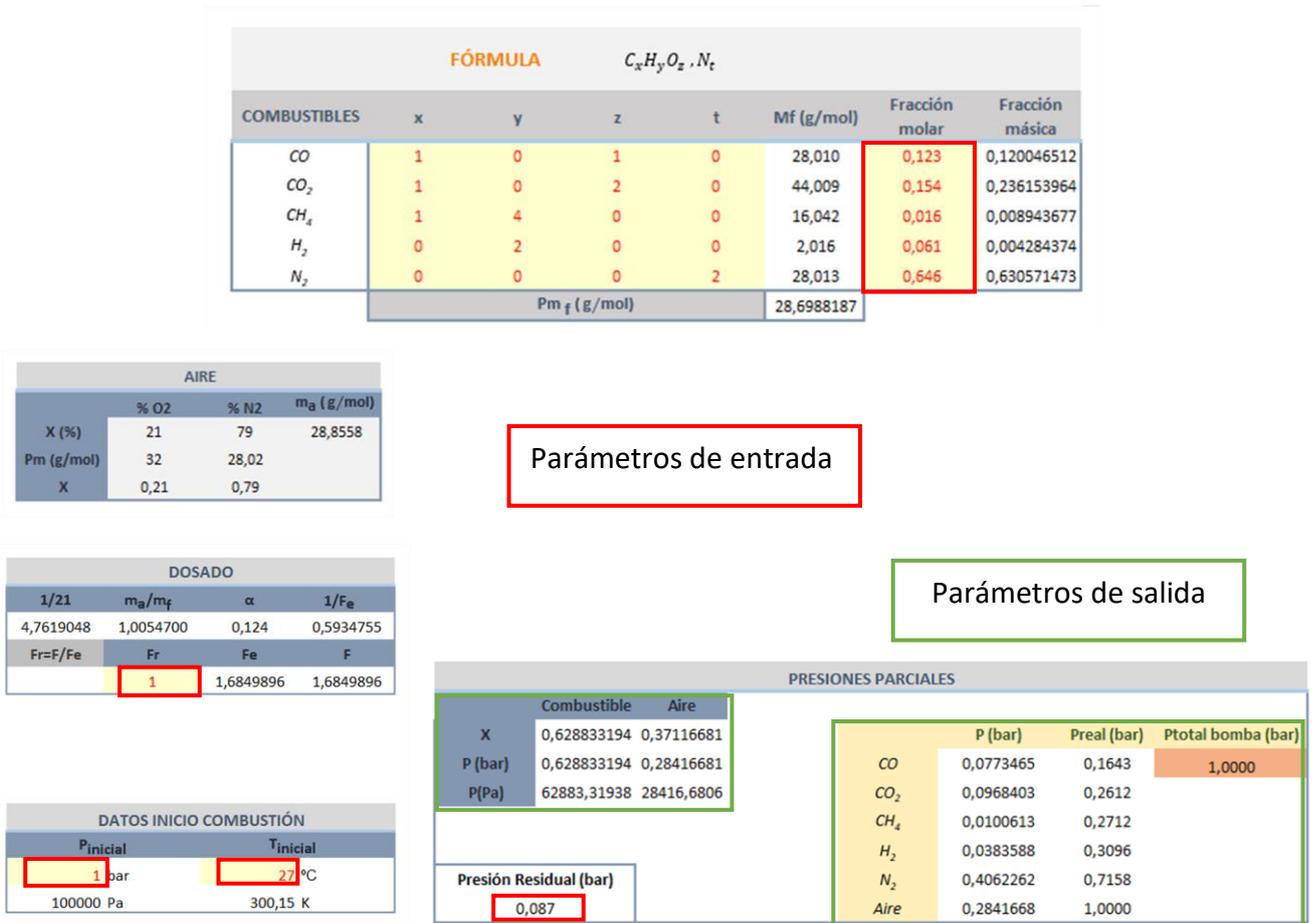


Figura 24. Extracto de la hoja Excel del cálculo de las presiones requeridas para el llenado de la bomba de combustión

En los párrafos siguientes se va a explicar de una manera más detallada los pasos seguidos para conseguir los parámetros de salida. En la Ecuación (3.2) se muestra la fórmula estequiométrica de la combustión del gas de gasificación, donde x_i son las fracciones molares de cada componente y α la cantidad de aire estequiométrica

$$\begin{aligned}
 &x_{CO} CO + x_{CO_2} CO_2 + x_{CH_4} CH_4 + x_{H_2} H_2 + x_{N_2} N_2 + \alpha (O_2 + 3,76 N_2) \rightarrow \\
 &(x_{CO} + x_{CO_2} + x_{CH_4}) CO_2 + (2x_{CH_4} + x_{H_2}) H_2O + (x_{N_2} + \alpha \cdot 3.76) N_2
 \end{aligned}
 \tag{3.2}$$

Hemos establecido que el aire se compone de un 21% de O₂ y un 79% de N₂ por lo que, por cada mol de oxígeno, encontramos 3,76 moles de N₂.

Siendo α :
$$\alpha = \frac{x_{CO}}{2} + 2 x_{CH_4} + \frac{x_{H_2}}{2} \quad (3.3)$$

Considerando los pesos moleculares de los componentes del gas pobre (CO, CO₂, CH₄, H₂ y N₂) y el del aire, recogidos en la **Figura 24** como M_f y M_a respectivamente, se puede obtener una expresión para el cálculo del dosado estequiométrico de la siguiente forma:

$$F_e = \frac{m_{f_{est}}}{m_{a_{est}}} = \frac{x_{CO}M_{CO} + x_{CO_2}M_{CO_2} + x_{CH_4}M_{CH_4} + x_{H_2}M_{H_2} + x_{N_2}M_{N_2}}{\alpha \cdot (M_{O_2} + 3,76 M_{N_2})} \quad (3.4)$$

Los moles totales de la mezcla aire y combustible se calcularán mediante la ecuación (3.5) de los gases ideales con los datos de entrada de la presión, la temperatura y el volumen total de la bomba de combustión.

$$n_t = \frac{P_i \cdot V}{8,3145 \cdot T_i} \quad (3.5)$$

Sabiendo que el número de moles es igual a la masa dividido por el peso molecular del compuesto, encontramos un sistema de ecuaciones para determinar los moles de combustible y de aire en la mezcla respectivamente:

$$F = \frac{m_f}{m_a} \rightarrow m_a = \frac{m_f}{F}$$

$$n_t = n_a + n_f = \frac{m_a}{M_a} + \frac{m_f}{M_f} = \frac{m_f}{F \cdot M_a} + \frac{m_f}{M_f} = \frac{n_f \cdot M_f}{F \cdot M_a} + n_f \quad (3.6)$$

$$= n_f \left(1 + \frac{M_f}{F \cdot M_a} \right) \rightarrow n_f = \frac{n_t}{\left(1 + \frac{M_f}{F \cdot M_a} \right)}$$

$$n_a = \frac{M_f}{F \cdot M_a + M_f} \cdot n_t \quad (3.7)$$

Una vez tenemos los datos de los moles que componen la mezcla pasamos a calcular las fracciones molares del combustible, del aire y de la mezcla en total.

Para el cálculo de las fracciones molares de los componentes del combustible utilizaremos la siguiente ecuación:

$$X_i \text{ en combustible} = \frac{n_i}{n_f} = \frac{m_i}{M_f} \quad (3.8)$$

Con este cálculo, obtenemos las mismas fracciones molares que metimos como parámetros de entrada. Sin embargo, lo que nos interesa calcular son las fracciones molares de los componentes dentro de la mezcla con aire. Para ello, recurrimos a los siguientes cálculos:

$$X_i \text{ en mezcla} = \frac{n_i}{n_t} \quad (3.9)$$

$$X_{\text{aire}} \text{ en mezcla} = \frac{n_a}{n_t} \quad (3.10)$$

Teniendo en cuenta que antes de meter los combustibles en la bomba, existe una presión residual que consideramos aire, el cálculo de la presión parcial del aire resulta:

$$P_{p,\text{aire}} = X_{\text{aire,mezcla}} \cdot P_T - P_{\text{residual}} \quad (3.11)$$

En la figura que aparece a continuación, al igual que en la anterior, los datos utilizados para el ejemplo mostrado corresponden a la composición del gas pobre obtenido de la gasificación de la biomasa de la especie *Pinus Patula* y mostrados en la **Tabla 4**.

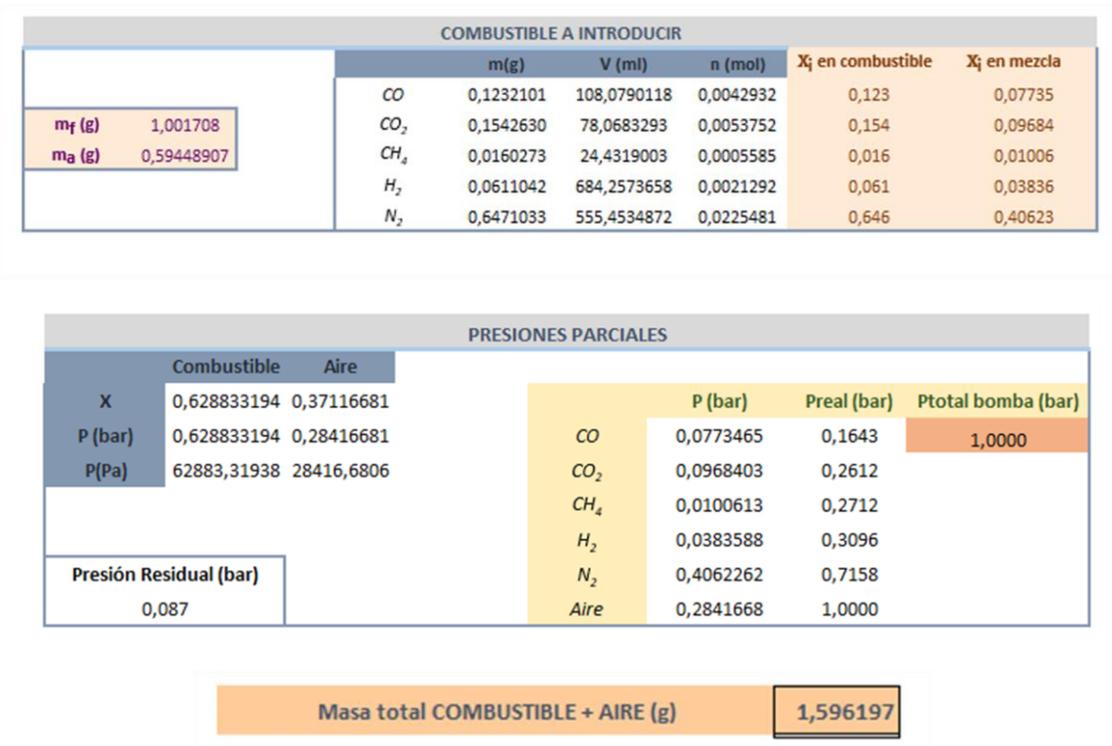


Figura 25. Resultados de las presiones parciales de llenado de la bomba

Por lo tanto, utilizando la *Ley de Dalton* obtenemos las presiones parciales calculadas para cada componente, tal y como se muestra en la **Figura 25** (P (bar)) y la presión real teniendo en cuenta la presión residual. Por último, encontramos la masa total de combustible y aire que tendrá la mezcla de entrada antes de la combustión.

3.4 Cálculo real de los parámetros tras el llenado de la bomba

El llenado de la bomba se realiza a partir del cálculo teórico de las presiones parciales de cada componente reflejado en el apartado anterior. Sin embargo, aunque este cálculo resulte una buena aproximación para ejecución de los experimentos, también se debe tener en cuenta que el llenado se realiza de forma manual mediante una serie de válvulas, por lo que el resultado final del llenado no va a ser el valor exacto de los expresados en el cálculo teórico.

En este apartado se ha realizado un cálculo de forma inversa al anterior. Partiendo de las presiones parciales reales de llenado, se pasa a calcular las fracciones molares reales de cada componente para comprobar la mezcla realizada finalmente.

En la **Figura 26** se puede ver el extracto de la hoja excel donde se han realizado todos los cálculos. Esta vez, los parámetros de entrada serán las presiones parciales reales introducidas de cada componente, además de la presión inicial, presión residual, dosado y temperatura. Como parámetros de salida obtendremos las fracciones molares reales de los compuestos tanto en el combustible como en la mezcla aire-combustible. Estas fracciones molares se denotan como X_i y están calculadas para unas condiciones de 1,207 bar y 92 °C.

Como bien se ha comentado anteriormente, al ser un proceso de llenado manual, las presiones de llenado reales pueden diferir de las teóricas debidas a errores de factor humano.

PRESIONES PARCIALES INTRODUCIDAS REALES						
	Combustible	Aire		P (bar)	Preal (bar)	Ptotal bomba (bar)
X	0,63000	0,37583				
P (bar)	0,7560000	0,4510000	CH_4	0,0110000	0,0230	1,2070
P(Pa)	90720	54120	H_2	0,0510000	0,0740	
			CO	0,0880000	0,1620	
			N_2	0,4870000	0,6490	
			CO_2	0,1190000	0,7680	
			AIRE	0,4390000	1,2070	
Presión Residual (bar)	0,012					

COMBUSTIBLE INTRODUCIDO REAL							
		m(g)	V (ml)	n (mol)	X_i en combustible	X_i en mezcla	
m_f (g)	0,986653	CH_4	0,1148485	100,7442707	0,0005019	0,0146	0,0091
m_a (g)	0,593710248	H_2	0,1553065	78,5963825	0,0023270	0,0675	0,0423
		CO	0,0143561	21,8842356	0,0040153	0,1164	0,0729
		N_2	0,0665599	745,3517124	0,0222210	0,6442	0,4035
		CO_2	0,6355819	545,5638333	0,0054298	0,1574	0,0986

Figura 26. Extracto de la hoja Excel del cálculo de los parámetros reales de llenado de la bomba

A continuación, se expondrán los cálculos realizados para una bomba de combustión de 0,0014 m³ aproximadamente.

$$X_f = \frac{P_f}{P_{total,bomba}} \quad \text{con } P_f = P_{p,CO} + P_{p,CO_2} + P_{p,CH_4} + P_{p,H_2} + P_{p,N_2} \quad (3.12)$$

$$X_{aire} = \frac{P_{p,aire}}{P_{total,bomba}} \quad (3.13)$$

$$\text{Por lo tanto, } X_i \text{ en combustible} = \frac{P_{p,i}}{P_f} \quad (3.14)$$

El cálculo de los moles totales introducidos en la bomba de combustión puede establecerse como:

$$n_i = \frac{P_{p,i} \cdot Vol_{bomba}}{8,314 \cdot T_{inicial}} \quad (3.15)$$

$$X_i \text{ en mezcla} = \frac{n_i}{n_{total}} \quad \text{con } n_{total} = \frac{P_{total_{bomba}} \cdot Vol_{bomba}}{8,314 \cdot T_{inicial}} \quad (3.16)$$

Con estos datos, podemos obtener la masa real de combustible introducida en la bomba de combustión, así como sus fracciones molares.

3.5 Adquisición de datos

La instalación descrita en el epígrafe 3.1 constituida por una bomba de combustión cilíndrica permite realizar un diagnóstico óptico de la combustión basado en la técnica Schlieren, empleada en el presente trabajo y un registro de la presión frente al tiempo.

En el siguiente esquema se presenta el proceso de adquisición de datos de una manera más sencilla:

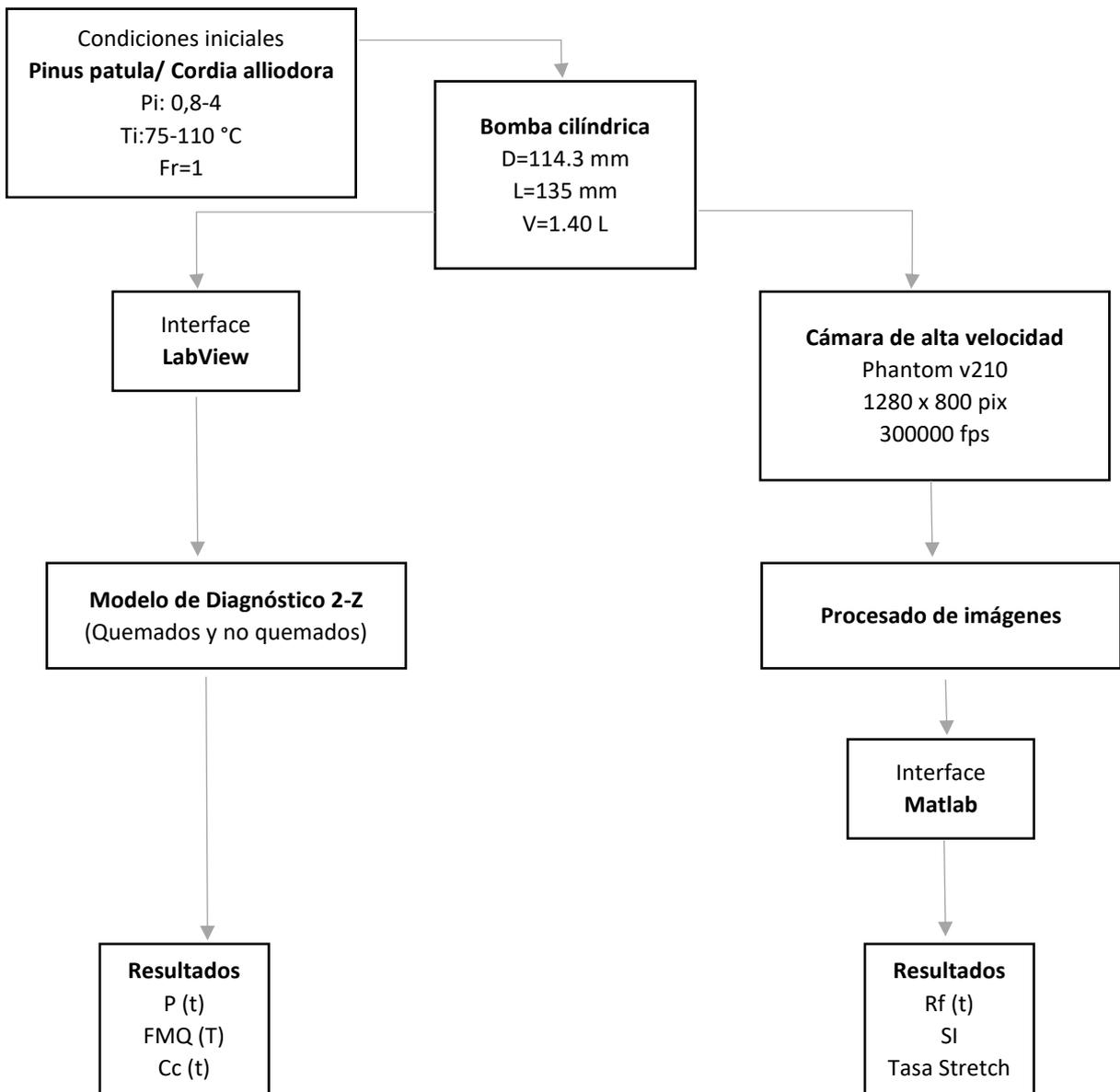


Figura 27. Esquema de adquisición de datos y tratamiento de los resultados experimentales. Adaptada de [28]

3.6 Tratamiento de datos

Además de conocer la instalación y su funcionamiento es importante saber cómo se tratan los datos obtenidos en cada experimento. Como bien muestra el esquema anterior, obtenemos resultados por dos caminos diferentes.

Por un lado, nos encontramos con el modelo de diagnóstico de dos zonas, quemados y sin quemados. Este modelo trata los datos de la combustión basándose en ecuaciones de conservación de la termodinámica y utilizando como entrada el registro experimental

de la evolución de la presión en la BCVC durante la combustión. Aplicando estas ecuaciones obtenemos como resultados:

- Evolución de la presión respecto al tiempo
- Fracción de calor liberado
- Fracciones de masa quemadas
- Volumen, masa y temperatura de la zona quemada
- Volumen, masa y temperatura de la zona sin quemar
- Velocidad de combustión

Por otro lado, tenemos el tratamiento de las imágenes de la combustión recogidas por la cámara de alta velocidad. Una vez se tiene el vídeo de la combustión en formato .avi, se introduce en un programa diseñado en Matlab por González [41], donde se lee fotograma por fotograma hasta el final de la combustión. Después, mediante un bucle de procesamiento del algoritmo RANSAC, se calculan las circunferencias del frente de llama.

Cuando acaba de ejecutarse, el programa muestra los resultados en un fichero .txt, cuyo contenido es el tiempo de la combustión en ms, el radio frente al tiempo en cm y la densidad celular, medida en número de células por centímetro cuadrado. Sin embargo, este último parámetro no se ha tenido en cuenta en el desarrollo del presente trabajo por la inexactitud del programa.

La siguiente figura muestra la interfaz del programa, donde el gráfico superior muestra la evolución del radio frente al tiempo y el inferior la celularidad. También se muestra las imágenes grabadas de la combustión que servirán para un posterior análisis. En el presente trabajo se han tomado fotogramas del frente de llama donde el radio alcanza, 1 cm, 2 cm, 3 cm, 4 cm y 5 cm ya que radios menores y mayores están muy influenciados por la chispa y las paredes de la cámara.

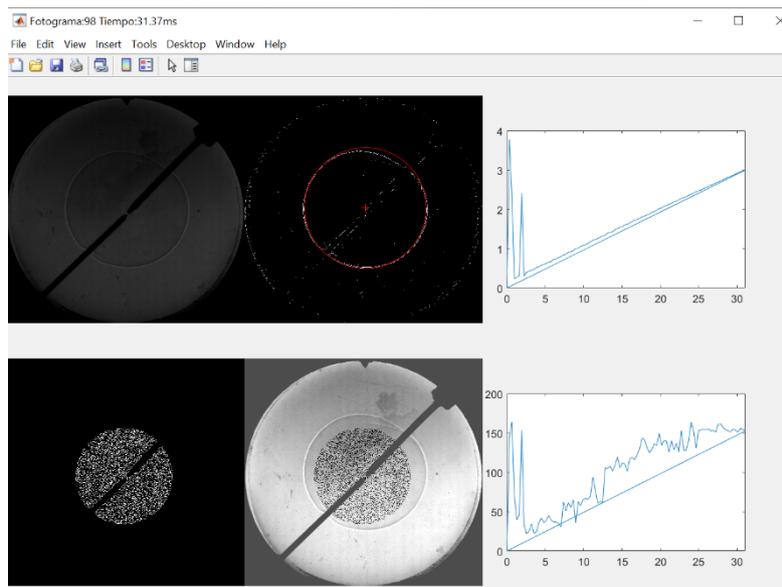


Figura 28. Interfaz del programa Matlab

En el capítulo 4 se mostrarán los resultados ya mencionados del modelo de diagnóstico de dos zonas junto con los resultados del tratamiento de imágenes: evolución temporal del radio del frente de llama, velocidad de combustión laminar y tasa de stretch.

CAPÍTULO 4.-

RESULTADOS SOBRE GAS POBRE OBTENIDO DE LA GASIFICACIÓN DE PINUS PATULA

En este capítulo se exponen los resultados experimentales correspondientes a la caracterización del proceso de combustión del gas obtenido de la gasificación de pinus patula (ver **ANEXO I: PARÁMETROS EXPERIMENTALES**). Se realiza un estudio experimental que comprende un estudio paramétrico en función de la presión y temperatura inicial.

Como se comentó en el capítulo anterior, primero se expondrán los resultados correspondientes al estudio del registro de presión en la cámara de combustión, seguidos de los resultados de la visualización del proceso de combustión a través de la técnica óptica Schlieren, a través de la cual se graba el proceso de combustión y se visualiza su evolución y desarrollo.

Cuando se comenzó a realizar los experimentos, se encontró una tarea importante y difícil a la que hacer frente, la de establecer las condiciones iniciales de presión y temperatura. Para realizar pruebas se comenzó tomando la presión atmosférica y una temperatura de 35°C, muy cercana a la temperatura ambiente que puede tener la región colombiana. Pero al tratarse de un gas pobre de bajo poder calorífico, resultó que, bajo esas condiciones iniciales, la mezcla no llegaba a la combustión, pues no encendía.

A partir de este momento se aumentó la temperatura y se realizó una prueba con la mezcla a 75°C de temperatura inicial y 0,8 bar de presión inicial ya que, como veremos a continuación, una baja presión y una alta temperatura favorece la combustión.

Con estas condiciones iniciales la mezcla si llegó a la combustión, sin embargo, la se ha descartado debido a que los datos arrojados por el modelo de diagnóstico son inexactos e incongruentes.

De este modo, se establecieron dos rangos de temperatura inicial sobre los que realizar los experimentos de forma que asegurase unos resultados fiables. Dado que a 75°C los resultados no eran exactos, se pasó a establecer una temperatura inicial de 90°C y 110°C pensando que una diferencia de 20°C es suficiente para notar diferencias en el comportamiento de la combustión.

4.1 Estudio paramétrico de la presión

En este apartado se van a mostrar, por un lado, los resultados obtenidos tras pasar el modelo de diagnóstico de dos zonas a las curvas de presión obtenidas para los experimentos realizados de la especie Pinus patula a diferentes presiones y por otro lado, los resultados de la visualización de la combustión mediante la técnica óptica Schlieren.

Como se ha explicado anteriormente, este estudio paramétrico se ha realizado para dos temperaturas iniciales diferentes: 92°C y 110 °C para unas presiones iniciales de entre

0,8 y 4 bar con el objetivo de caracterizar, visualizar y analizar su diferente comportamiento frente a la variación de la presión inicial de la combustión.

4.1.1 Estudio paramétrico de la presión a 92 °C

Resultados del modelo de diagnóstico de dos zonas

El contenido que se mostrará a continuación pertenece a los resultados obtenidos tras pasar el modelo de diagnóstico de dos zonas para una temperatura inicial de 92°C en la bomba cilíndrica y tras realizar los experimentos en un rango de presiones iniciales de 0,8 a 3 bar.

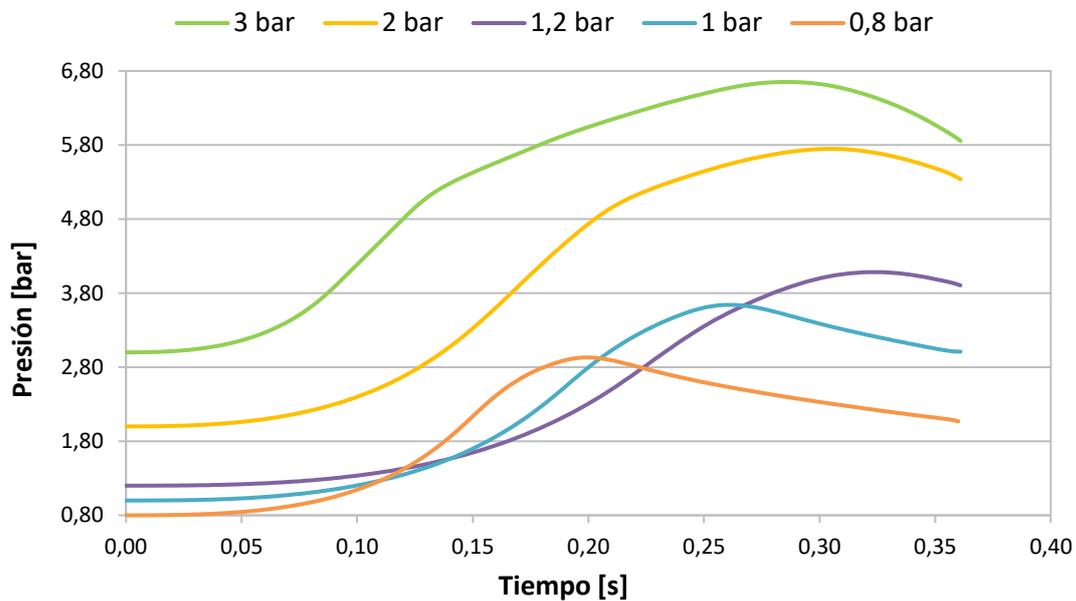


Figura 29. Evolución temporal de la presión en combustiones de gas pobre de pinus patula en condiciones estequiométricas y a 92 °C de temperatura inicial para diferentes presiones iniciales

En la **Figura 29** se muestra la evolución temporal de la presión en la cámara de combustión para diferentes combustiones de gas pobre obtenido tras la gasificación de pinus patula, en condiciones estequiométricas y a 92°C de temperatura, para diferentes presiones entre 0,8 y 3 bar. En todas las curvas el desarrollo es similar, cuando se inicia la combustión empieza a subir la presión hasta que se alcanza un valor máximo a partir del cual vuelve a disminuir. Este comportamiento se ve muy claro en las curvas de las presiones de 0,8, 1 y 1,2 bares, mientras que las curvas correspondientes a 2 y 3 bares no se llegan a alcanzar un pico de forma clara. Tienen una forma diferente debido a que las combustiones no están centradas en la bomba, como se verá más adelante cuando se muestren imágenes del proceso de combustión. En esas condiciones de presión es complicado iniciar los procesos, y las combustiones se desarrollan muy lentamente. como se muestra en las siguientes figuras.

Vamos a estudiar por separado las combustiones a bajas y altas presiones. En la Figura 30 se muestra la evolución temporal de la presión para combustiones con presiones iniciales de 0,8, 1 y 1,2 bar. Se han destacado los experimentos realizados bajo estas condiciones iniciales por su similitud y exactitud a la hora de visualizar resultados.

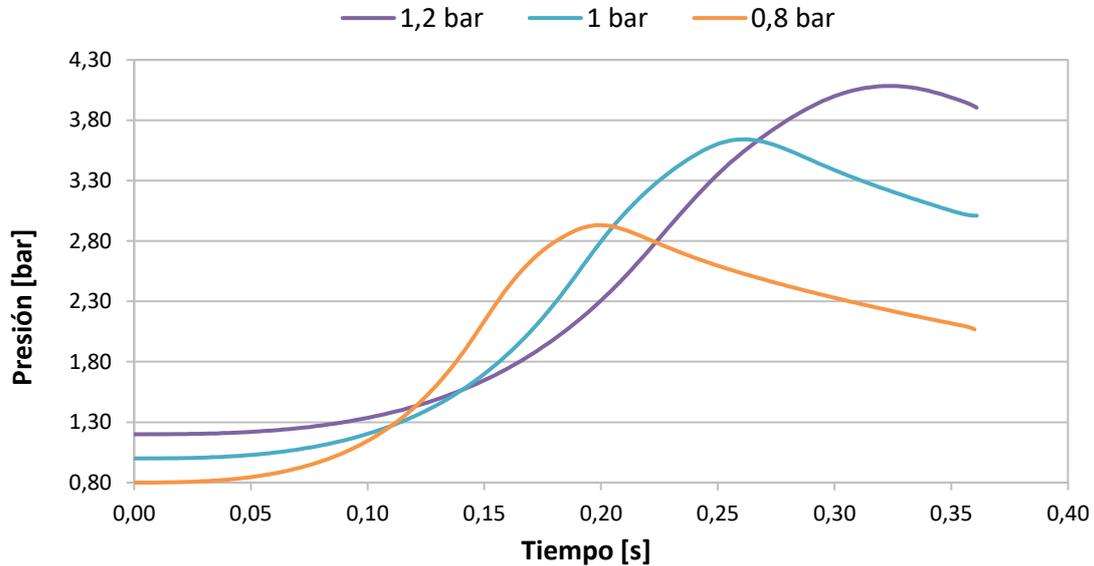


Figura 30. Evolución temporal de la presión en combustiones de gas pobre de pinus patula en condiciones estequiométricas y a 92 °C de temperatura inicial para presiones de 0,8 a 1,2 bar

Como se ha indicado anteriormente, estos resultados siguen una evolución lógica temporal, las combustiones realizadas con menor presión inicial resultan ser las más rápidas y las que alcanzan mayores temperaturas de la zona sin quemar, como se muestra en la siguiente figura y a medida que la presión inicial aumenta, la combustión se vuelve más complicada y lenta.

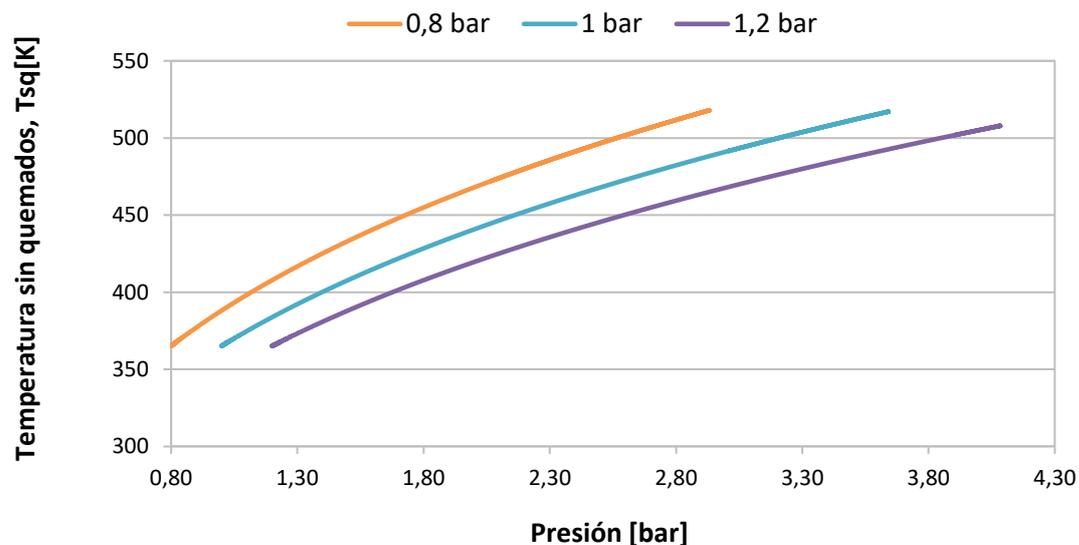


Figura 31. Rango de validez de las combustiones de gas pobre de pinus patula en condiciones estequiométricas y a 92 °C de temperatura inicial para presiones iniciales de 0,8 a 1,2 bar

La **Figura 31** nos muestra el rango de validez de las combustiones realizadas, desde una temperatura de 370 hasta 520 K y unas presiones que van desde 0,8 a 4 bar aproximadamente dentro de la BCVC.

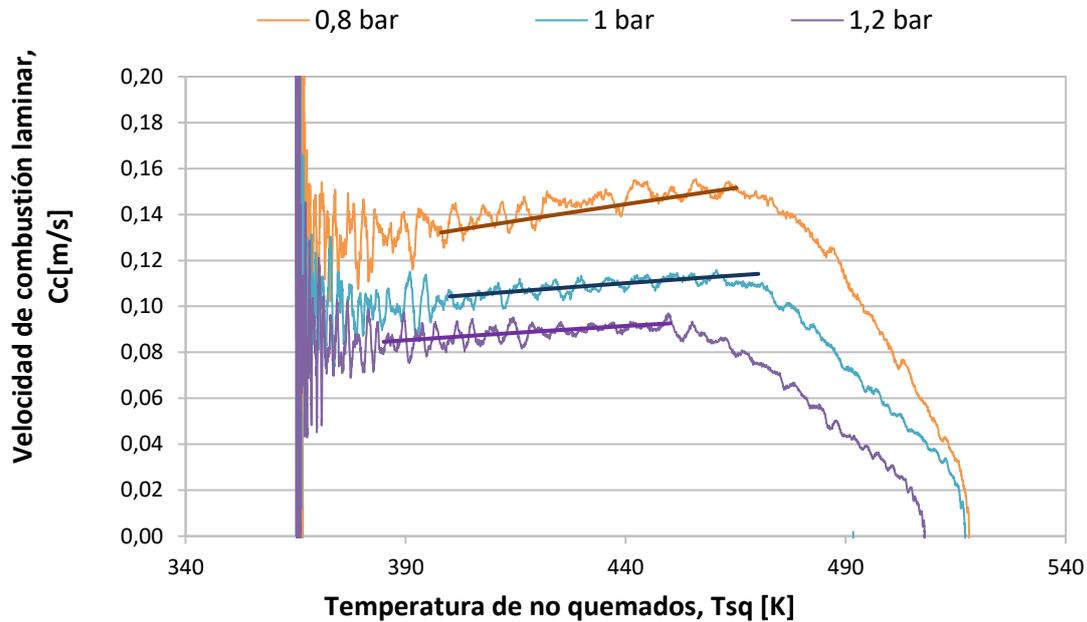


Figura 32. Evolución de la velocidad de combustión frente a la temperatura de la zona sin quemar en combustiones de gas pobre de pinus patula en condiciones estequiométricas y a 92 °C de temperatura inicial para presiones iniciales de 0,8 a 1,2 bar

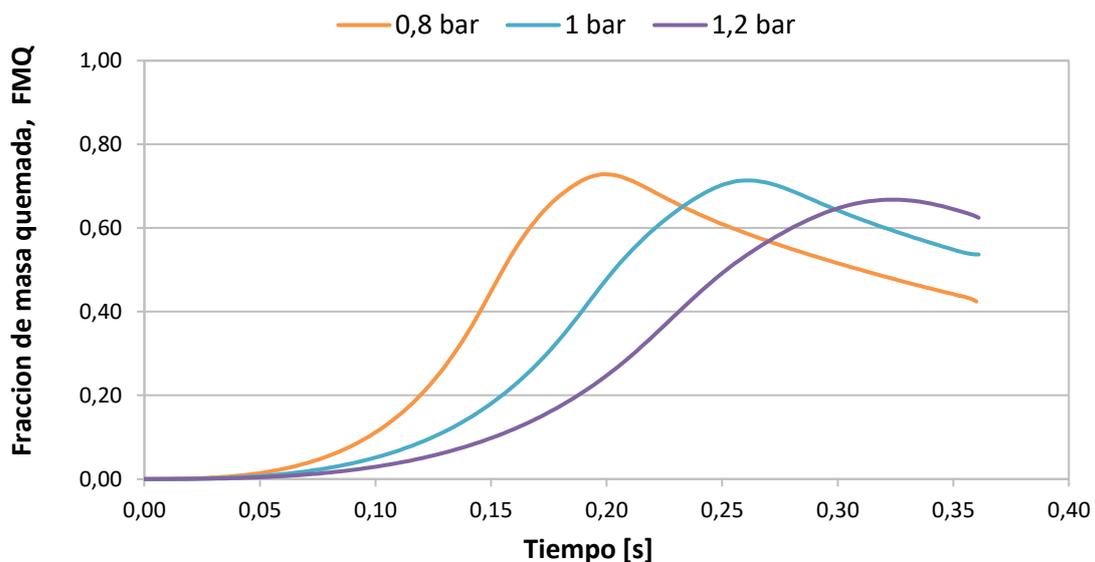


Figura 33. Evolución temporal de la fracción de masa quemada en combustiones de gas pobre de pinus patula en condiciones estequiométricas y a 92 °C de temperatura inicial para presiones iniciales de 0,8 a 1,2 bar

En la evolución temporal de la presión queda claro como a medida que aumentamos la presión para una misma temperatura, las curvas se desplazan a la derecha alcanzando el pico máximo de presión más tarde. Esto queda bien reflejado en la gráfica de la velocidad de combustión, **Figura 32**, donde la combustión más rápida es la que se realiza a 0,8 bar y la más lenta la de 1,2 bar. Las oscilaciones que aparecen al inicio se deben al proceso de encendido, es decir a la chispa, de forma que la curva crece hasta llegar a la velocidad máxima que coincide con los momentos en que se llega a la máxima presión y disminuye cuando finaliza la combustión. Esta velocidad de combustión puede ajustarse mediante una regresión multilínea del tipo Metghalchi and Keck expuesta en la ecuación (2.6) y representada en la **Figura 32** :

$$Cc = Cc_0 \cdot \left(\frac{p}{p_0}\right)^\beta \cdot \left(\frac{T}{T_0}\right)^\alpha \quad (2.6)$$

Los valores obtenidos para los datos representados en la **Figura 32** son los siguientes para presiones entre 0,8 y 4 bar, temperaturas entre 360 y 520K y dosado estequiométrico:

Tabla 10. Valores de la correlación Metghalchi para *Pinus Patula* a 92°C

Cc_0	α	β	R^2
0,03769	4,97837	-1,23871	0,98111

En la **Figura 33** se muestra la evolución de la fracción de masa quemada, es decir, el porcentaje de la mezcla de combustible y aire que se va quemando a medida que va progresando la combustión. Debido a que las bajas presiones favorecen la combustión, la **Figura 33** nos muestra como la mayor fracción de masa quemada ocurre la combustión se realiza a 0,8 bar.

Resultados de la visualización de la combustión mediante la técnica óptica Schlieren

Hasta aquí se han visualizado los resultados correspondientes al modelo de diagnóstico de dos zonas, evolución temporal de la presión, velocidad y fracción de masa quemada para combustiones realizadas a 0,8, 1 y 1,2 bar de presión inicial.

En este segundo apartado se mostrarán los resultados tras la visualización mediante la técnica óptica Schlieren y su posterior tratamiento de datos de las combustiones de 0,8 1 y 1,2 bar.

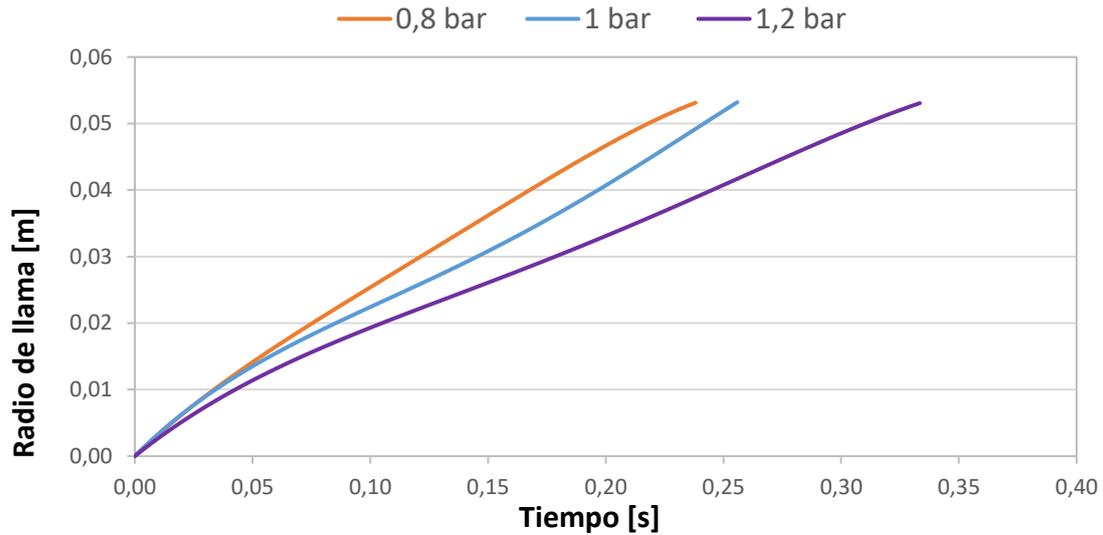


Figura 34. Evolución temporal del radio del frente de llama en combustiones de gas pobre de pinus patula en condiciones estequiométricas y a 92 °C de temperatura inicial para presiones iniciales de 0,8 a 1,2 bar

En la **Figura 31** se muestra la evolución temporal del radio del frente de llama en diferentes combustiones de gas pobre pinus patula para una temperatura inicial de 92°C y diferentes presiones iniciales. En esta figura se muestra como las combustiones con la presión inicial más baja alcanzan el radio máximo en un periodo más corto de tiempo. El frente de llama, una vez iniciada la combustión, crece de forma esférica hasta que choca con las paredes de la bomba, donde comienza a desaparecer.

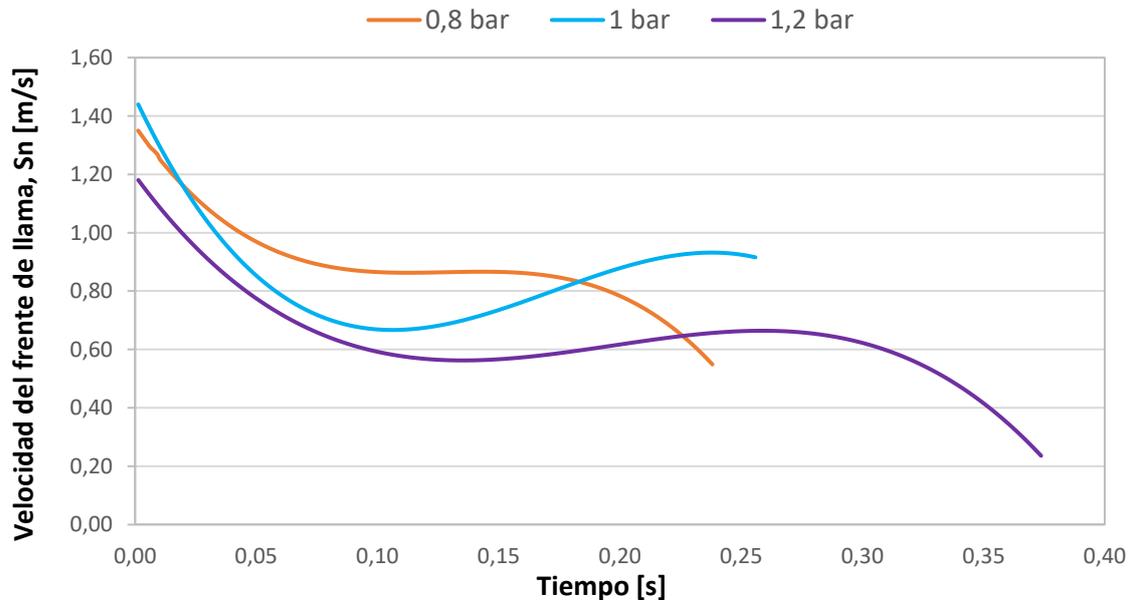


Figura 35. Evolución temporal de la velocidad del frente de llama en combustiones de gas pobre de pinus patula en condiciones estequiométricas y a 92 °C de temperatura inicial para presiones iniciales de 0,8 a 1,2 bar

En el apartado anterior vimos como la velocidad de combustión era muy dispar en función de las condiciones iniciales de presión que se establezcan. Sin embargo, la velocidad del frente de llama, mostrada en Figura 35, no resulta tan dependiente de estas condiciones iniciales como la de combustión, siendo cierto que resulta mayor con presiones iniciales bajas, un comportamiento presente durante todos los experimentos.

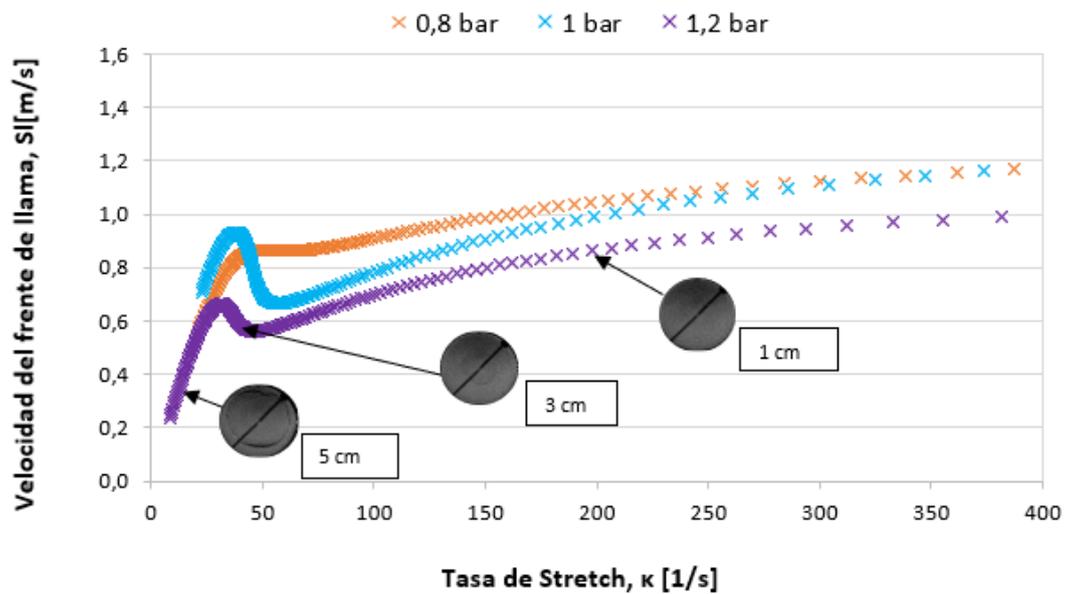


Figura 36. Evolución de la velocidad del frente de llama frente a la tasa de stretch en combustiones de gas pobre de pinus patula en condiciones estequiométricas y a 92 °C de temperatura inicial para presiones iniciales de 0,8 a 1,2 bar

En la Figura 36 se representa la velocidad de propagación del frente de llama frente a la tasa de Stretch, definida en capítulos anteriores. En esta figura se observa como para bajas tasas de Stretch la velocidad del frente aumenta rápidamente con una pendiente muy elevada, después esa velocidad disminuye y finalmente vuelve a aumentar con una menor pendiente, para altas tasas de Stretch. Teniendo en cuenta la definición de la tasa de Stretch, $\alpha = 2/R \cdot S_l$, las altas tasas de Stretch se corresponden con el inicio del proceso de combustión y las bajas tasas de Stretch con el final de la combustión. Para dejar clara la evolución de la tasa de Stretch durante la combustión, se adjuntan en la gráfica tres imágenes correspondientes al crecimiento del frente de llama de la combustión a 1,2 bar, de derecha a izquierda, ubicándose la llama de 1 cm correspondiente al inicio de la combustión en altas tasas de Stretch y la llama de 5 cm, en bajas tasas de Stretch.

Por último, nos encontramos como la **Figura 37** representa la evolución temporal de la velocidad de combustión laminar sin Stretch, esto es, la velocidad de propagación del frente de llama de la zona de combustión respecto a la mezcla sin quemar. Visualizándose una gran diferencia entre la velocidad de combustión laminar de la combustión a 0,8 bar de presión inicial y el resto, siendo ésta superior.

La velocidad de combustión laminar sin stretch se puede calcular como:

$$U_l = Sl_0 \cdot \frac{\rho_b}{\rho_{ub}} \quad (4.1)$$

Donde U_l es la velocidad de combustión laminar “unstretched”, Sl_0 la velocidad de propagación sin Stretch, explicada en el capítulo 2 y ρ_b , ρ_{ub} son las densidades de la masa quemada y sin quemar, respectivamente.

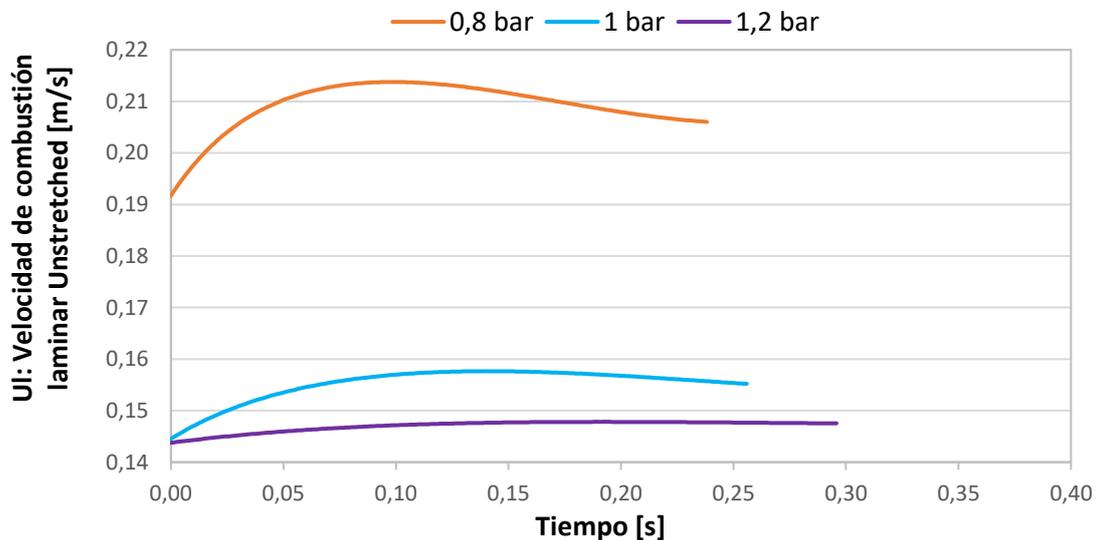
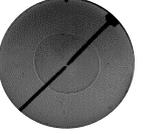
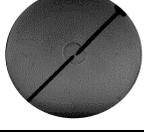
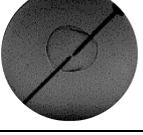
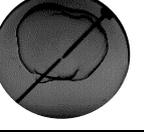
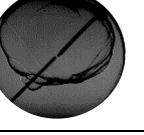
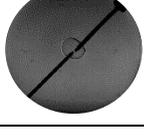
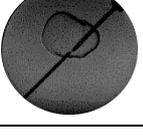
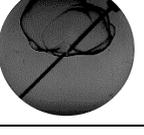
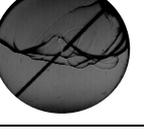
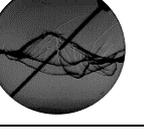


Figura 37. Evolución temporal de la velocidad de combustión laminar en combustiones de gas pobre de pinus patula en condiciones estequiométricas y a 92 °C de temperatura inicial para presiones iniciales de 0,8 a 1,2 bar

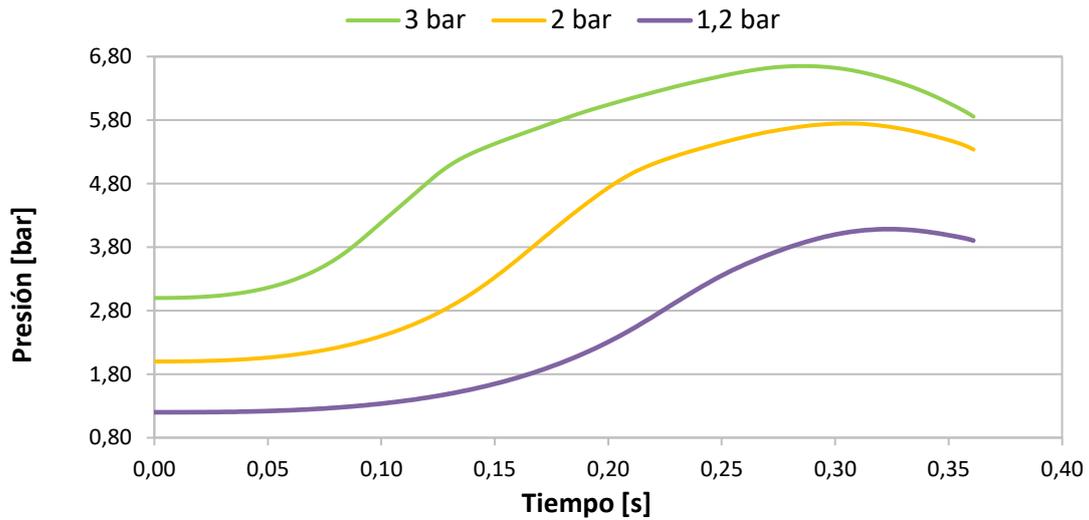
Con el objetivo de tener una visualización de la evolución del frente de llama en función de las presiones iniciales establecidas, se ha recurrido a la representación morfológica en la Tabla 11. Aquí podemos ver como las combustiones a 0,8, 1 y 1,2 bar de presión inicial son centradas y crecen de forma esférica hasta llegar al radio máximo, muy diferentes al comportamiento de la llama cuando la combustión se realiza a 2 y 3 bar. En el caso de presión inicial de 2 bar, la llama sólo permanece centrada hasta alcanzar un tamaño de 1 cm de radio, después de este momento, la llama se aleja del centro avanzando hacia arriba. La última fila, correspondiente a la combustión realizada a 3 bar muestra que, en este caso, la llama permanece descentrada desde el primer momento. Este fenómeno se debe a que la combustión es desigual, pues primero se quema la parte superior y tras ésta, la inferior.

Tabla 11. Morfología del frente de llama de *Pinus patula* en condiciones estequiométricas y a 92°C de temperatura inicial para presiones de 0,8-3 bar

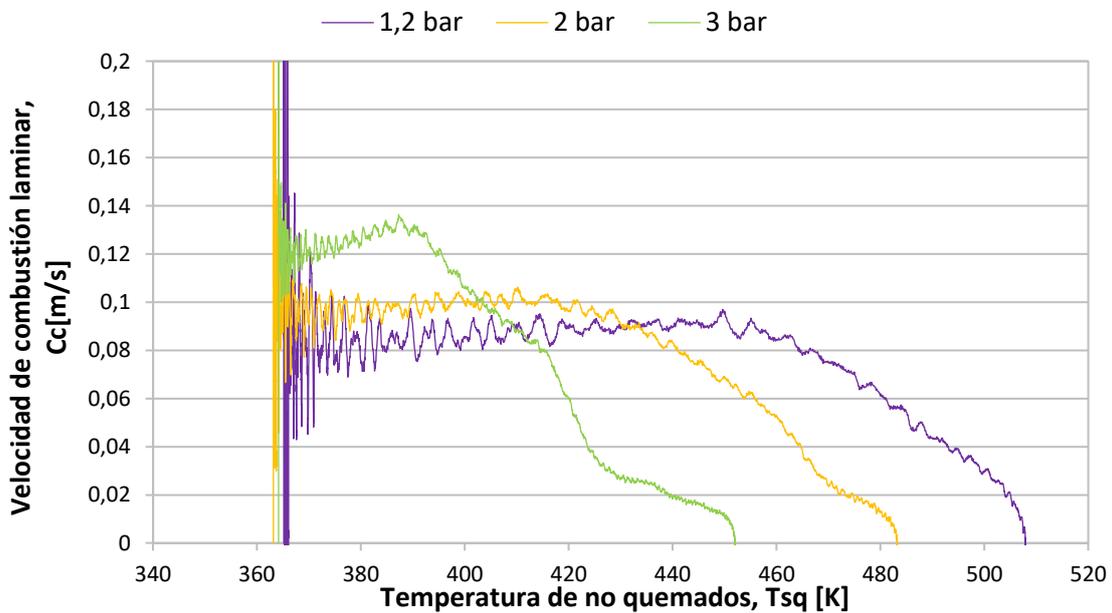
$p \setminus R_f$	1 cm	2 cm	3 cm	4 cm	5 cm
0,8 bar					
1 bar					
1,2 bar					
2 bar					
3 bar					

Para verlo de una forma más clara, recurrimos a los gráficos de la **Figura 38** que muestran la evolución temporal de la presión y la velocidad de combustión a altas presiones. En el primer gráfico se percibe como a medida que la presión inicial aumenta, la forma de la curva cambia, dejando de ser tan pronunciada y sin llegar a distinguir claramente el pico de presión.

Esto, a su vez se ve reflejado en el segundo gráfico como una disminución de la temperatura de la zona sin quemar con el aumento de la presión inicial.



(i) Evolución temporal de la presión



(ii) Evolución temporal de la velocidad de combustión

Figura 38. Evolución temporal de la presión (i) y velocidad de combustión (ii) respecto a la temperatura de la zona sin quemar de la combustión de gas pobre de pinus patula a 92°C y presiones iniciales de 2 y 3 bar.

Se puede determinar que el gráfico (ii) referente a la velocidad de combustión frente a la temperatura sin quemados no es coherente, pues a medida que la presión inicial aumenta, la combustión se hace más lenta por lo que la velocidad de combustión tendría que ser menor que para combustiones con presiones iniciales menores. En este gráfico se ve claramente como la velocidad de la combustión realizada a 3 bar de presión inicial es mayor que la realizada a 2 bar y por consiguiente a la de 1,2 bar. Los resultados

deberían ser justo contrarios siendo la de mayor velocidad la combustión de 1,2 bar, por lo tanto, se puede determinar que esta gráfica no sigue la misma tendencia que la de la **Figura 32**. Esto se puede deber principalmente a que como vemos en las imágenes, el frente de llama no es esférico y la mezcla se quema en dos partes, primero la superior y luego la inferior. Si el frente de llama no es esférico, una de las hipótesis principales del modelo de diagnóstico no se estaría cumpliendo, por ello las velocidades determinadas con el modelo de diagnóstico son aparentes y no pueden indicarse como fiables al no ser coherentes con los desarrollos anteriores.

4.1.2 Estudio paramétrico de la presión a 110°C

Resultados del modelo de diagnóstico de dos zonas

En este apartado se van a mostrar los datos graficados correspondientes al modelo de diagnóstico de la combustión de gas pobre de *Pinus patula* realizada a una temperatura inicial de 110 °C y para unas presiones iniciales de 0,8, 2 y 4 bares.

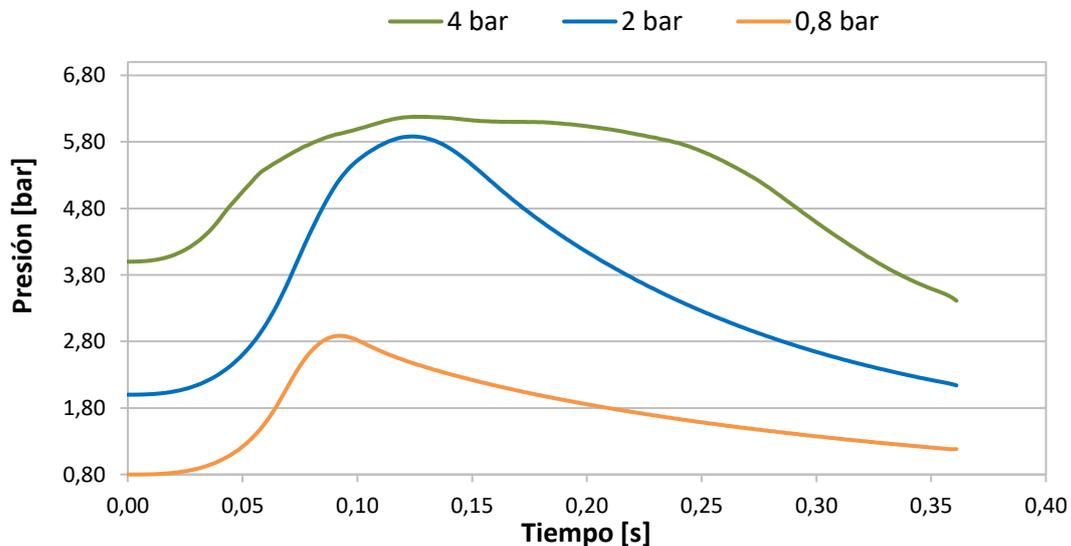
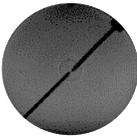
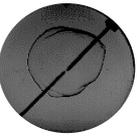
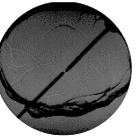
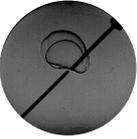


Figura 39. Evolución temporal de la presión en combustiones de gas pobre de pinus patula en condiciones estequiométricas y a 110 °C de temperatura inicial para diferentes presiones iniciales

Al igual que en el caso anterior, vemos como a bajas presiones la curva se comporta de manera similar teniendo un pico de presión claramente diferenciado cuando se llega a la presión máxima dentro de la bomba. Sin embargo, cuando hablamos de una presión alta de 4 bar, la curva es muy distinta, sin verse un pico claro.

En la **Tabla 12** se recogen en forma de imágenes las evoluciones del frente de llama de las combustiones a 110°C y para cada una de las presiones iniciales tratadas. Se ha considerado conveniente mostrar la morfología del frente de llama en este momento para dejar claro que a partir de este momento los casos de estudio para la temperatura de pinus patula serán los de 0,8 y 2 bar ya que, como puede observarse son los frentes de llama esféricos y los que pueden arrojar resultados coherentes. Por lo tanto, en este apartado se descarta el estudio de 4 bar, al igual que ocurría en el apartado anterior con el de 2 y 3 bar por presentar un frente de llama no esférico y desigual.

Tabla 12. Morfología del frente de llama de Pinus patula en condiciones estequiométricas y a 110°C de temperatura inicial para presiones de 0,8, 2 y 4 bar

$p \setminus R_f$	1 cm	2 cm	3 cm	4 cm	5 cm
0,8 bar					
2 bar					
4 bar					

El rango de validez para las combustiones realizadas a 110°C de temperatura inicial queda reflejado en la **Figura 40**. En este caso el rango de temperatura sin quemar abarca desde 365 hasta 540 K y unas presiones dentro de la BCVC entre 0,8 y 6 bares, ambos parámetros superiores a los parámetros de las combustiones realizadas a 92 °C.

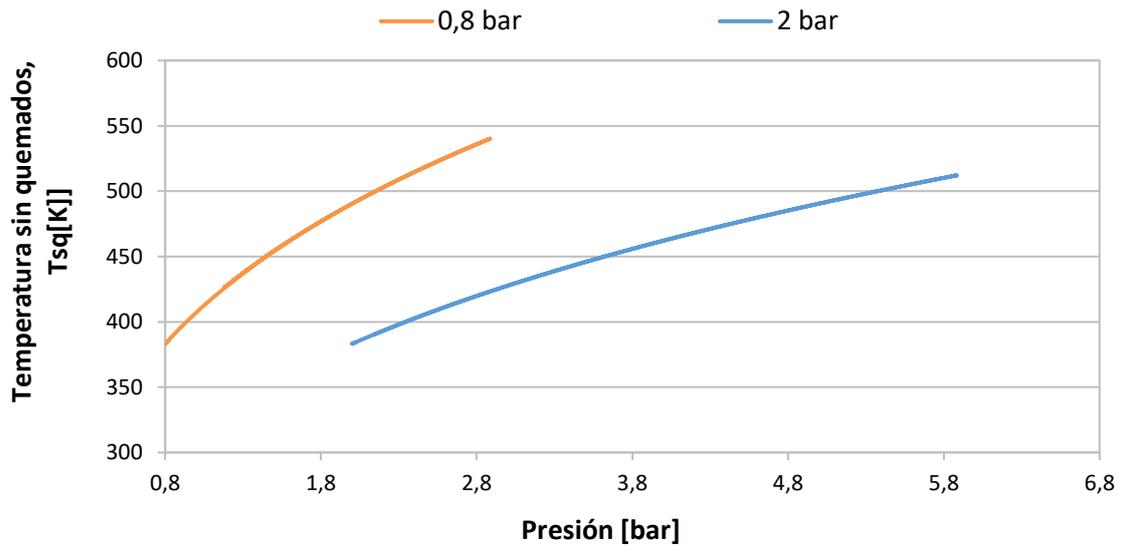


Figura 40. Rango de validez de las combustiones de gas pobre de pinus patula en condiciones estequiométricas y a 110 °C de temperatura inicial para presiones iniciales de 0,8 a 4 bar

El comportamiento de las combustiones reflejado en la **Figura 39** queda también claro en la **Figura 41**, viéndose como las combustiones realizadas con la presión inicial más baja son las que consiguen mayores velocidades de combustión y más altas temperaturas dentro de la bomba, acercándose a 540 K mientras que, al igual que en el caso anterior, las combustiones realizadas a altas presiones iniciales no adquieren altas temperaturas ni altas velocidades de combustión.

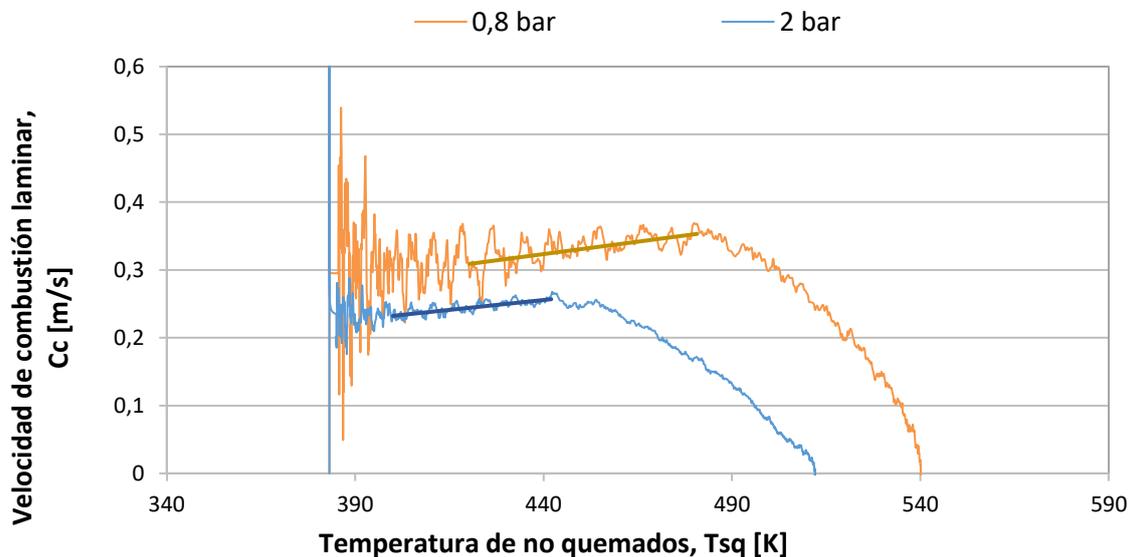


Figura 41. Evolución de la velocidad de combustión frente a la temperatura de la zona sin quemar en combustiones de gas pobre de pinus patula en condiciones estequiométricas y a 110 °C de temperatura inicial para presiones iniciales de 0,8 a 4 bar.

Los valores obtenidos para los datos representados en la **Figura 41** son los siguientes, para presiones entre 0,8 y 6 bar y temperaturas entre 380 y 540K:

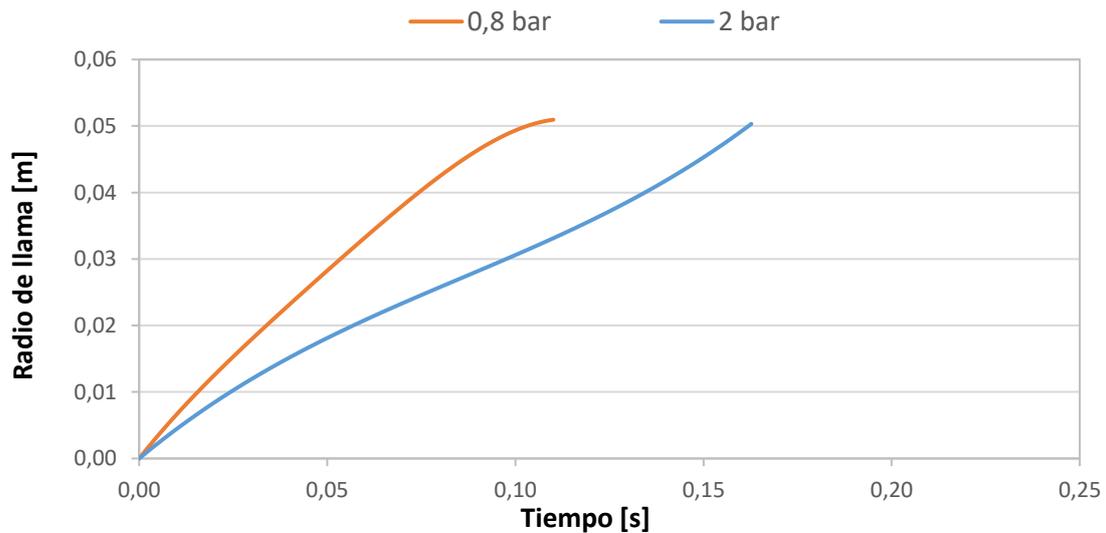
Tabla 13. Valores de la correlación Metghalchi para *Pinus Patula* a 110°C

Cc_0	α	β	R^2
0,16262	1,95369	-0,25648	0,98975

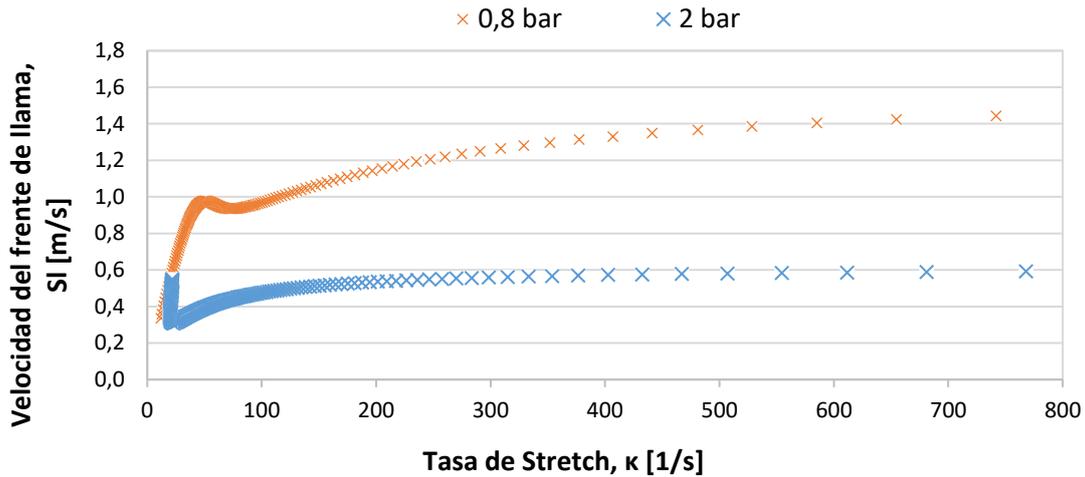
Resultados de la visualización de la combustión mediante la técnica óptica Schlieren

Una vez visualizados los datos referentes a la presión y velocidad de combustión alcanzada durante las combustiones, pasamos al tratamiento de los datos obtenidos mediante la técnica óptica Schlieren.

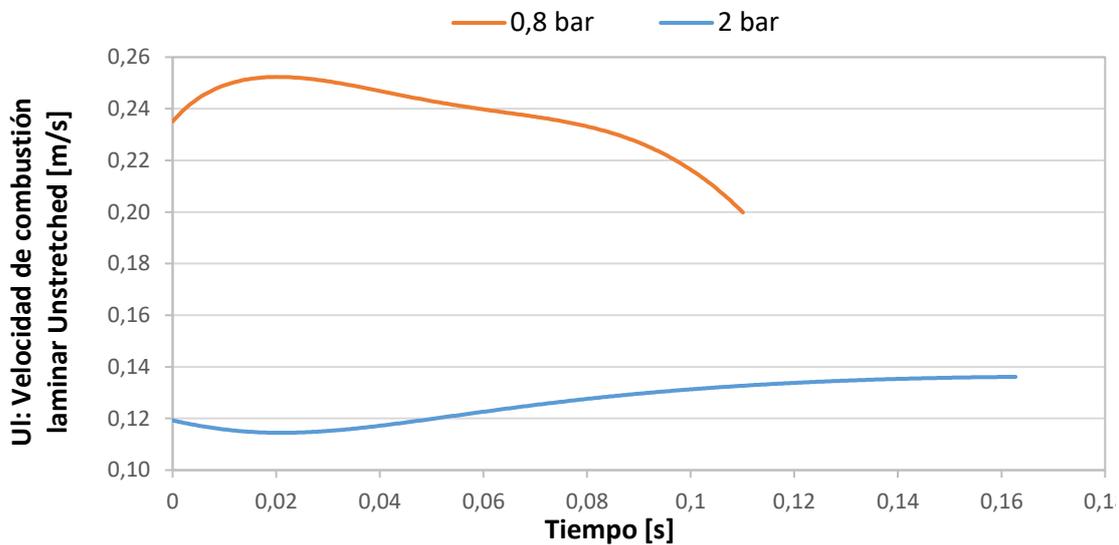
En este apartado solo se tratarán los datos de las combustiones de 0,8 y 2 bar por ser las combustiones que arrojan datos más coherentes y fiables.



(i) Evolución temporal del radio del frente de llama



(ii) Evolución de la velocidad del frente de llama frente a la tasa de Stretch



(iii) Evolución temporal de la velocidad de combustión laminar unstretched

Figura 42. Evoluciones de las combustiones de gas pobre de pinus patula en condiciones estequiométricas, a 110 °C de temperatura inicial para presiones iniciales de 0,8 y 2 bar

La **Figura 42 (i)** muestra con mayor claridad la dependencia del tiempo de combustión con la presión inicial, llegándose a triplicar hasta alcanzar el mismo valor de radio cuando la combustión pasa de realizarse a 0,8 bar a 2 bar. La figura **(ii)** sigue la tendencia descrita anteriormente, en el inicio de la combustión, con tasas de Stretch más altas, la velocidad del frente de llama es mayor en el caso de 0,8 bar que en 2 bar, por tratarse esta última de una combustión más lenta. Conforme la combustión se va acercando a su fin, se observa como la velocidad del frente de llama aumenta rápidamente con una pendiente más elevada para 2 bar y disminuye significativamente para la combustión de 0,8 bar. La forma tan pronunciada de la curva de 2 bar puede deberse a que al final de la combustión el frente de llama choca con la pared lo que produce oscilaciones en las medidas.

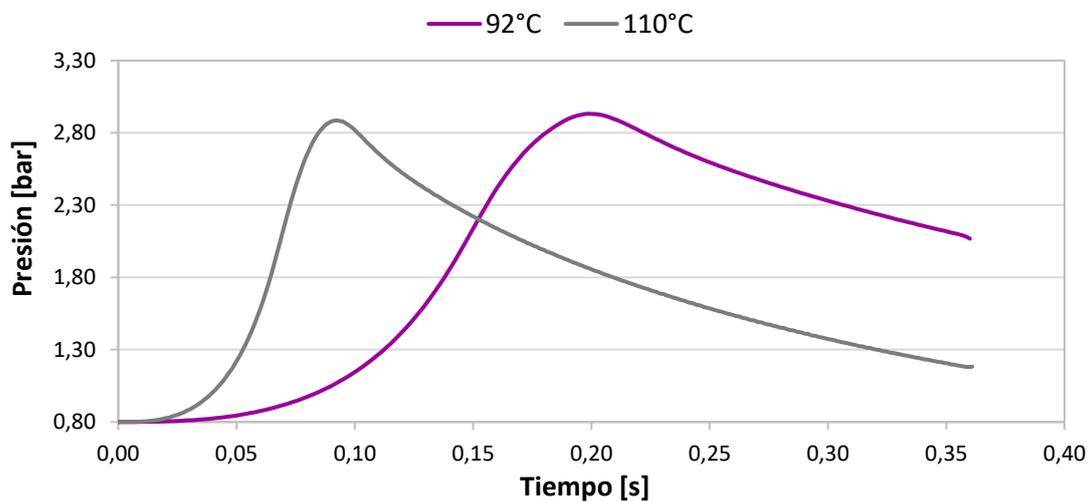
Finalmente, en la figura (iii) se ve representada la velocidad de combustión laminar presentando una tendencia mucho más plana en las combustiones a altas presiones y alcanzando valores menores que en las combustiones de bajas presiones.

4.2 Estudio paramétrico de la temperatura

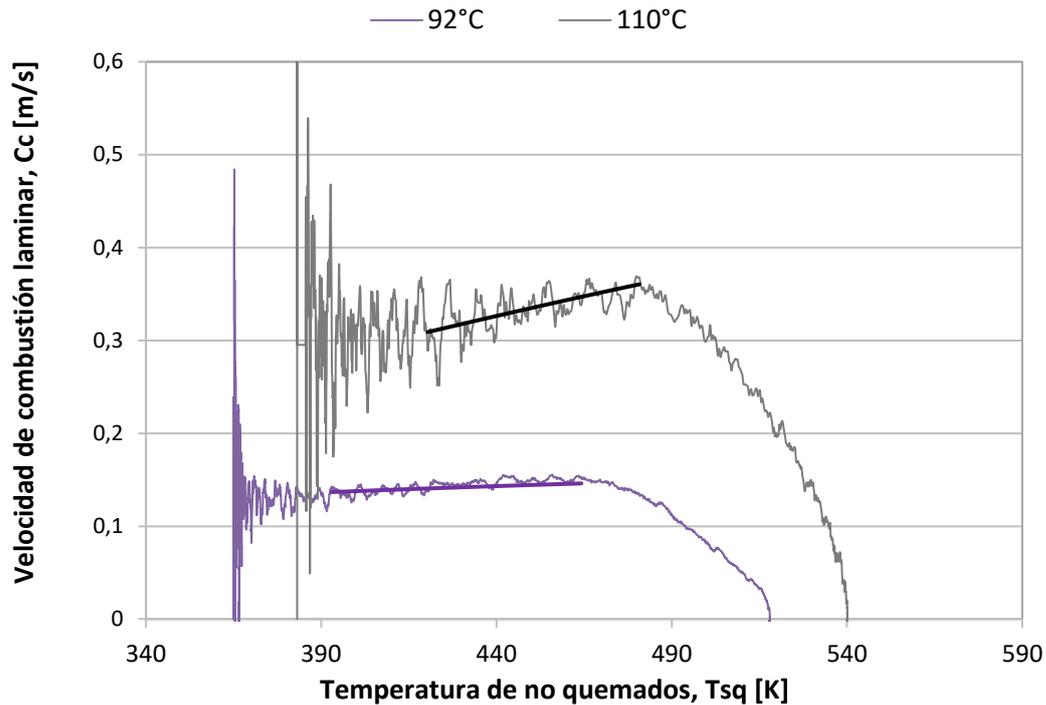
Resultados del modelo de diagnóstico de dos zonas

En este apartado se pretende mostrar una comparación del análisis de diagnóstico realizado para una misma presión para diferentes temperaturas.

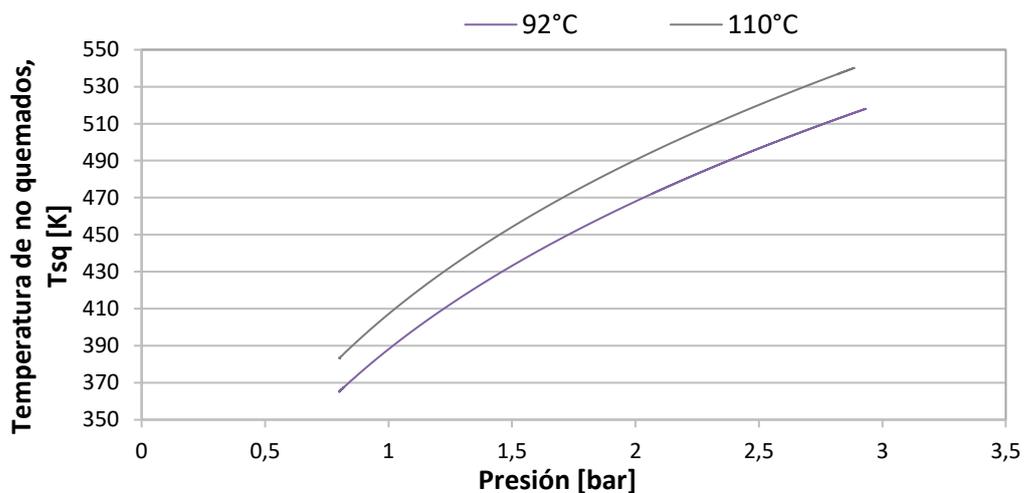
En primer lugar, se realizará la comparación de temperaturas para una presión de 0,8 bar y unas temperaturas de 92 y 110°C. Como bien se ha puntualizado antes, se realizaron también experimentos a esta misma presión y 75°C pero se han descartado los resultados por no ser congruentes, de igual modo, a presiones más altas, la mezcla a 75°C no logró llegar a la combustión.



(i) Evolución temporal de la presión



(ii) Evolución de la velocidad de combustión laminar respecto a la temperatura sin quemados



(iii) Rango de validez de las combustiones de gas pobre de pinus patula

Figura 43. Comparativa de las combustiones de gas pobre de pinus patula en condiciones estequiométricas, a 92 y 110 °C de temperatura inicial para una presión inicial de 0,8 bar

La Figura 43 (i) muestra como la evolución temporal de las curvas de presión siguen la misma tendencia, alcanzando un valor máximo de presión muy similar. Sin embargo, la curva de baja temperatura queda desplazada a la derecha, esto es, como se ve en (ii) porque su velocidad es más baja que la de alta temperatura. Por último en (iii) encontramos el rango de validez de estas combustiones de 0,8 a 2,8 bar y de 360 a 540 K aproximadamente.

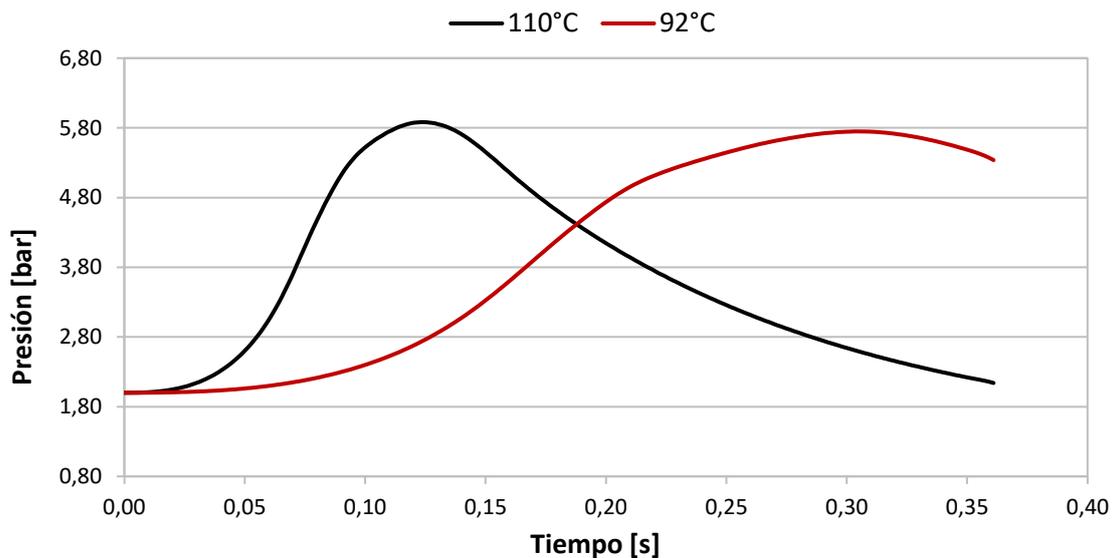
Los valores obtenidos para los datos representados en la **Figura 43** son los siguientes, para temperaturas entre 360 y 540K y presiones entre 0,8 y 2,8 bar:

Tabla 14. Valores de la correlación Metghalchi para *Pinus Patula* a 92°C y 110°C a 0,8 bar

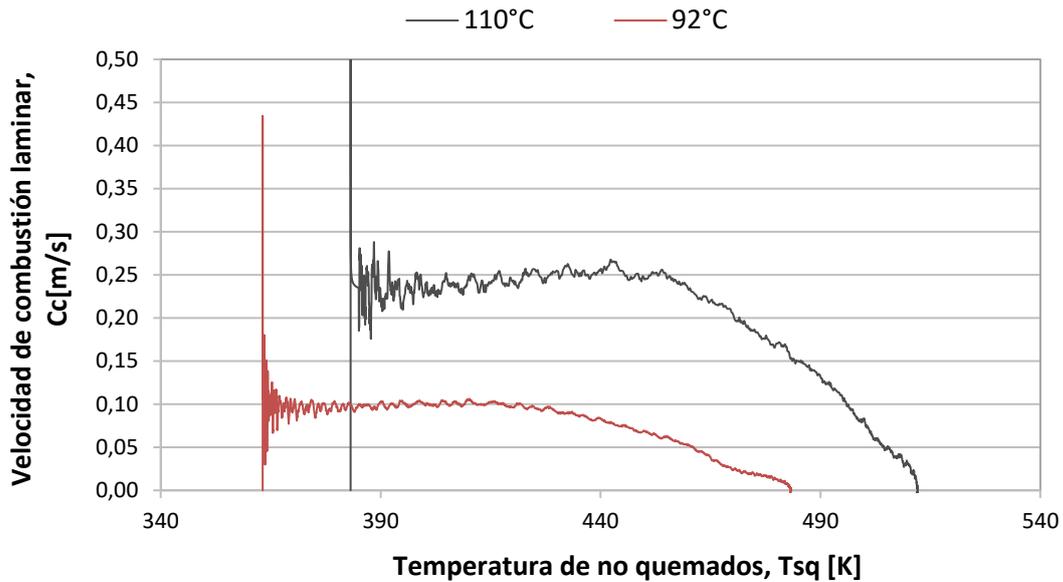
Temperatura inicial	Cc_0	α	β	R^2
92°C	0,03769	4,97837	-1,23871	0,98111
110°C	0,16262	1,95369	-0,25648	0,98975

En esta comparativa queda visible que la temperatura favorece la combustión, haciéndola más rápida. Aunque en aspectos como la presión máxima de la cámara, los valores son muy parecidos, es al llegar a la evolución de la velocidad de combustión frente a la T_{sq} , donde vemos que, en una diferencia de apenas 20°C, la velocidad casi llega a ser el doble.

A continuación, veremos la misma comparativa para los experimentos a **2 bar** y temperatura de 92 y 110°C:



(i) Evolución temporal de la presión



(ii) Evolución de la velocidad de combustión laminar respecto a la temperatura sin quemados

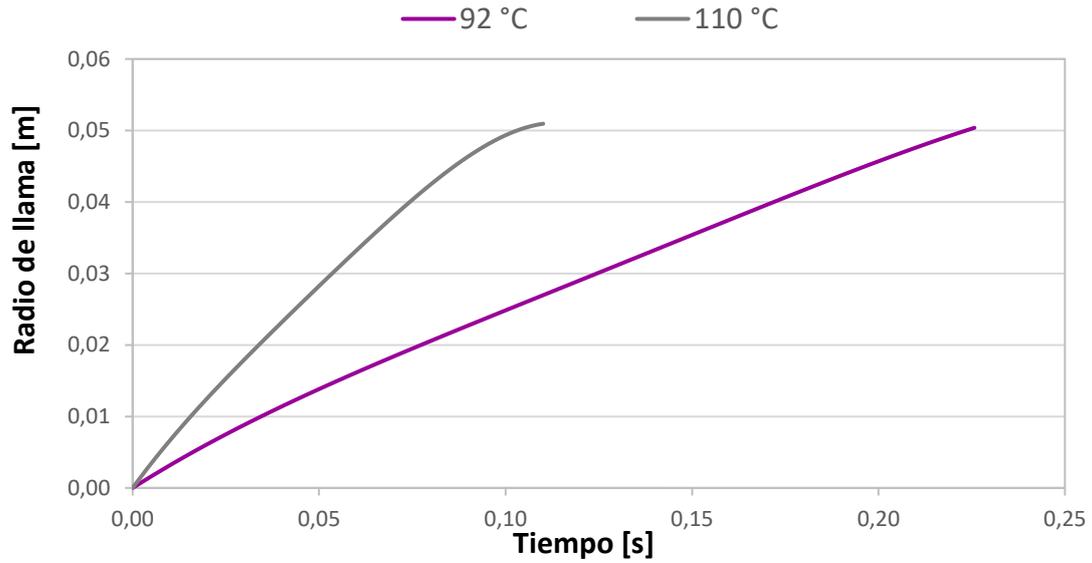
Figura 44. Comparativa de las combustiones de gas pobre de pinus patula en condiciones estequiométricas, a 92 y 110 °C de temperatura inicial para una presión inicial de 2 bar

En este caso, la **Figura 44** muestra que sucede lo mismo, la forma de las curvas y los valores máximos están muy próximos en el caso de la presión. Cuando la presión inicial se establece como 2 bar, para ambas temperaturas la presión máxima dentro de la BCVC se aproxima a 5,8.

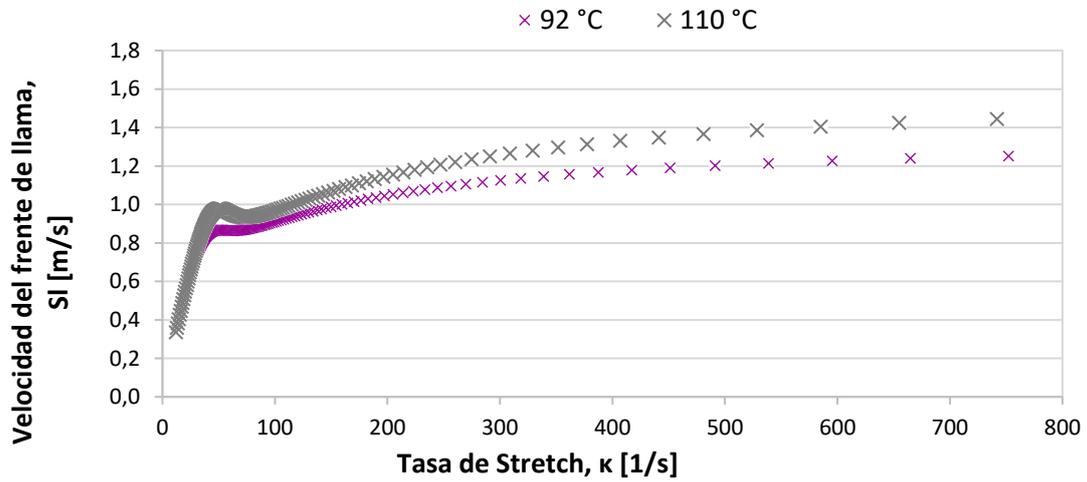
Respecto a las temperaturas, también son menores que en anterior caso, pero la relación entre ellas permanece constante, llegando a ser la de 110°C el doble que la velocidad de combustión de 92°C.

Resultados de la visualización de la combustión mediante la técnica óptica Schlieren

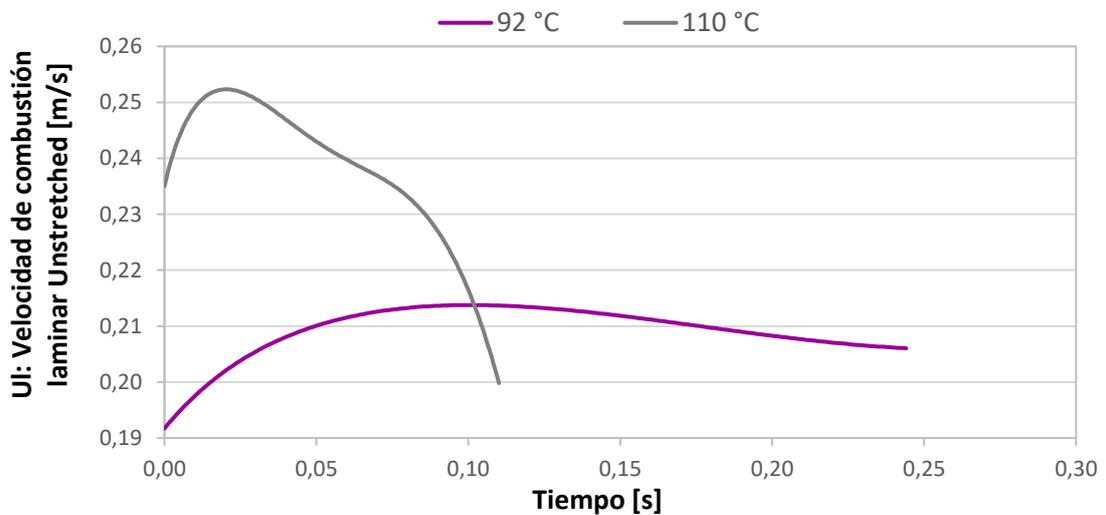
En este epígrafe se visualizarán los datos recogidos mediante la técnica Schlieren de las combustiones realizadas a 0,8 bar y a las temperaturas iniciales de 90 y 110°C, ya que las combustiones de 2 bar son descentradas y no pueden arrojar resultados fiables para este apartado.



(i) Evolución temporal del radio del frente de llama



(ii) Evolución de la velocidad del frente de llama frente a la tasa de Stretch



(iii) Evolución temporal de la velocidad de combustión laminar unstretched

Figura 45. Comparación de las evoluciones de las combustiones de gas pobre de pinus patula en condiciones estequiométricas, a 0,8 bar de presión inicial y 90 y 110 °C.

Los gráficos de la **Figura 45** muestran una vez más que un aumento de la temperatura favorece la combustión manteniendo la presión inicial constante. En la figura **(i)** se aprecia como crece y se alcanza el radio máximo de una forma más rápida en la combustión a 110 °C. También en la figura **(ii)** la velocidad de la llama es mayor pero manteniendo la misma tendencia. Es en la figura **(iii)** donde la tendencia de las curvas es similar al inicio de la combustión, aumentando la velocidad unstretched en los primeros momentos de la combustión hasta alcanzar un máximo y luego disminuir mucho más rápido en el caso de la combustión a 110°C, mientras que para la combustión a 90°C, al ser más lenta, la disminución en la velocidad se hace de manera más progresiva.

Tabla 15. Morfología del frente de llama de Pinus patula en condiciones estequiométricas, a 0,8 bar y a 90 y 110 °C

$p \setminus R_f$	1 cm	2 cm	3 cm	4 cm	5 cm
90 °C					
110 °C					

La **Tabla 15** muestra la morfología del frente de llama, aunque para el radio de 5 cm y temperatura de 110°C la llama presenta algo más de celularidad, el comportamiento es similar para ambas temperaturas.

CAPÍTULO 5.-

RESULTADOS SOBRE GAS POBRE OBTENIDO DE LA GASIFICACIÓN DE CORDIA ALLIODORA

En este capítulo se expondrán los datos obtenidos tras el análisis de los experimentos realizados con gas pobre obtenido de la gasificación de la biomasa de *Cordia alliodora* en condiciones estequiométricas (ver **ANEXO I: PARÁMETROS EXPERIMENTALES**). Se realiza un estudio paramétrico en cuanto a presión y temperatura para los experimentos realizados a unas temperaturas iniciales de 90 y 110 °C, bajo unas condiciones iniciales de presión de 0,8, 1,5 y 3 bar y una comparación final de los resultados obtenidos con los gases obtenidos de los dos tipos de biomasa, *pinus patula* y *cordia alliodora*.

Dado que estos experimentos se realizaron posteriormente los de *pinus patula* y la composición de este gas es muy parecido al del *cordia*, ya comenzamos las combustiones con unas condiciones iniciales fijadas de 75 °C y 0,8 bar. Como en el capítulo anterior, la combustión de la mezcla a 75°C si llegó a producirse, pero no se han tenido en cuenta los datos ya que no resultaban ser coherentes para el modelo de diagnóstico.

Se seguirá la misma presentación de los datos que en el capítulo anterior, en primer lugar, la caracterización de la presión, seguida de la de temperatura y por último una comparación entre el comportamiento de los gases obtenidos de los dos tipos de biomasa. Dentro de cada subapartado se recogerán los resultados obtenidos tras el análisis de los datos con el modelo de diagnóstico de dos zonas y los resultados de la visualización de la combustión a través de la técnica óptica Schlieren, en este orden.

5.1 Estudio paramétrico de la presión

En este apartado van a mostrarse los resultados alcanzados de las combustiones de gas pobre obtenido mediante la gasificación de biomasa de *cordia alliodora* en base a caracterizar su comportamiento frente a la variación de presión inicial. Las presiones iniciales escogidas para realizar los experimentos han sido 0,8, 1,5 y 3 bar y el estudio se realizará para las temperaturas de 90 y 110°C-

5.1.1 Estudio paramétrico de la presión a 90°C

Resultados del modelo de diagnóstico de dos zonas

A continuación, se muestran los resultados de las combustiones en forma de gráficos, de manera que se visualizará el comportamiento de la presión, el rango de validez y la velocidad de la combustión para presiones de 0,8 a 3 bar.

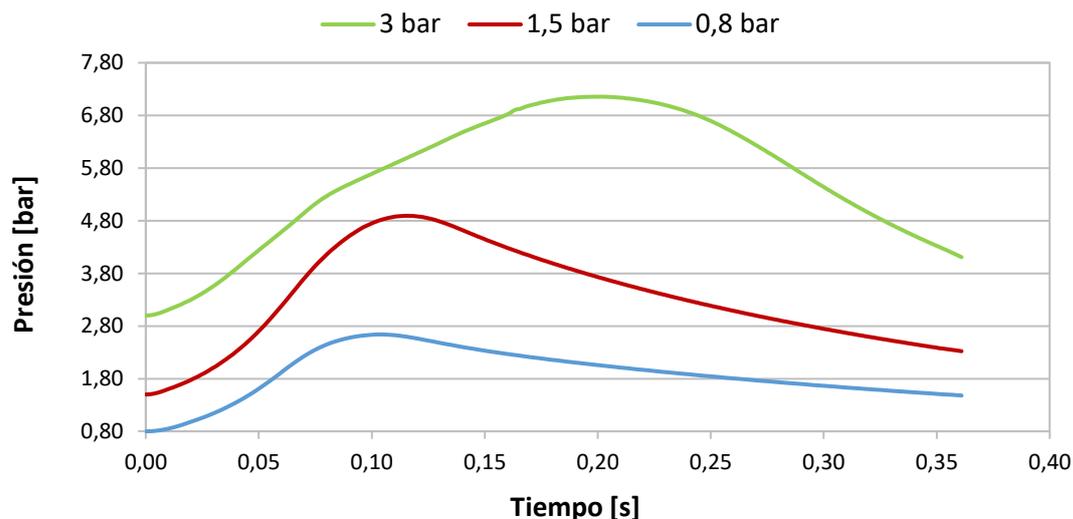


Figura 46. Evolución temporal de la presión en combustiones de gas pobre de cordia alliodora en condiciones estequiométricas y a 90 °C de temperatura inicial para diferentes presiones iniciales

La Figura 46 muestra la evolución temporal de la presión para las presiones de 0,8, 1,5 y 3 bar. Vemos como en el caso de las dos presiones más bajas, la curva sigue la misma tendencia, desplazándose el pico máximo de presión hacia la derecha a medida que aumenta la presión, pues las combustiones se vuelven más lentas. Bien es cierto, como en los casos vistos anteriormente, que cuando la presión inicial es de 3 bar, el comportamiento de la curva cambia, aplanándose ésta. Como veremos más adelante en el tratamiento de las imágenes de la combustión, las combustiones realizadas a estas presiones no son esféricas ni centradas por lo que carece de sentido el análisis de ellas, pues no arrojarían datos coherentes.

Es por ello por lo que se ha determinado seguir este epígrafe solamente con el análisis de las combustiones realizadas a las más bajas presiones, 0,8 y 1,5 bar.

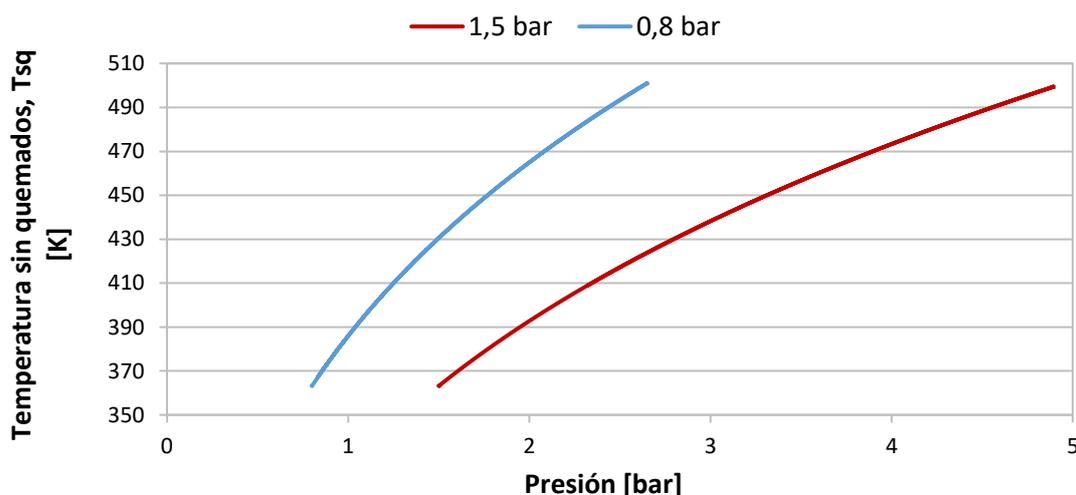


Figura 47. Rango de validez de las combustiones de gas pobre de cordia alliodora en condiciones estequiométricas y a 90 °C de temperatura inicial para presiones iniciales de 0,8 y 1,5 bar

La **Figura 47** nos muestra el rango de validez de temperatura que va desde los 360 a 500 K y el rango de presiones dentro de la BCVC de 0,8 hasta casi 5 bar.

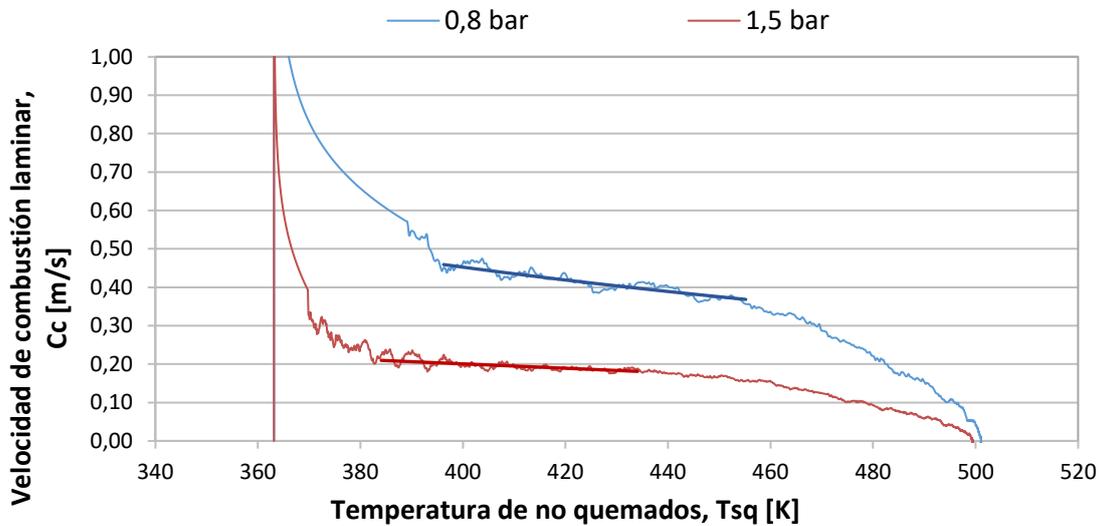


Figura 48. Evolución de la velocidad de combustión frente a la temperatura de la zona sin quemar en combustiones de gas pobre de cordia alliodora en condiciones estequiométricas y a 90 °C de temperatura inicial para presiones iniciales de 0,8 y 1,5 bar

Los valores obtenidos para los datos representados en la **Figura 48** son los siguientes, para temperaturas entre 365 y 500 K, y presiones entre 0,8 y 5 bar:

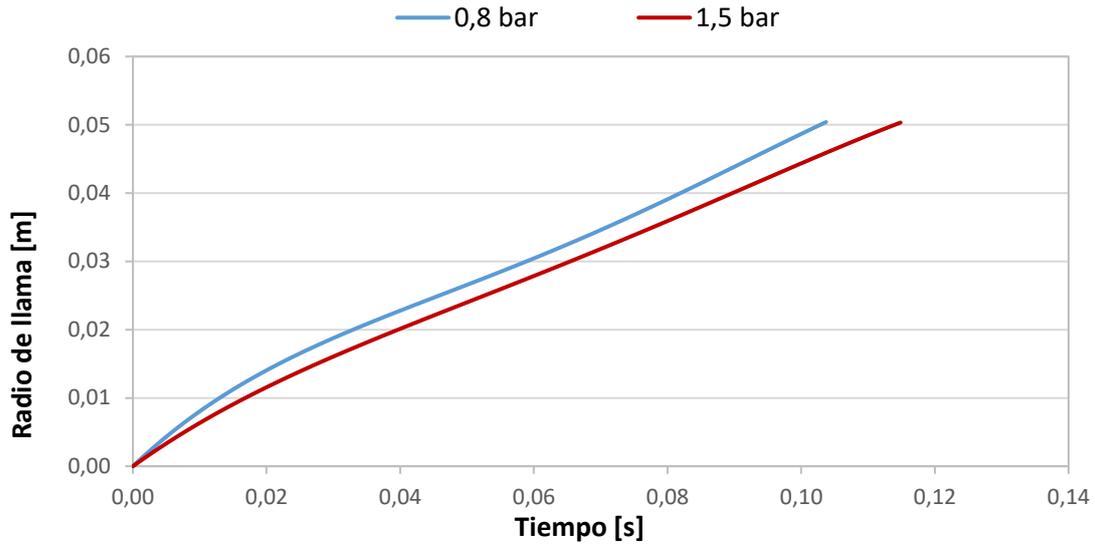
Tabla 16. Valores de la correlación Metghalchi para Cordia alliodora a 90°C

Cc_0	α	β	R^2
0,21064	3,17043	-1,27866	0,99782

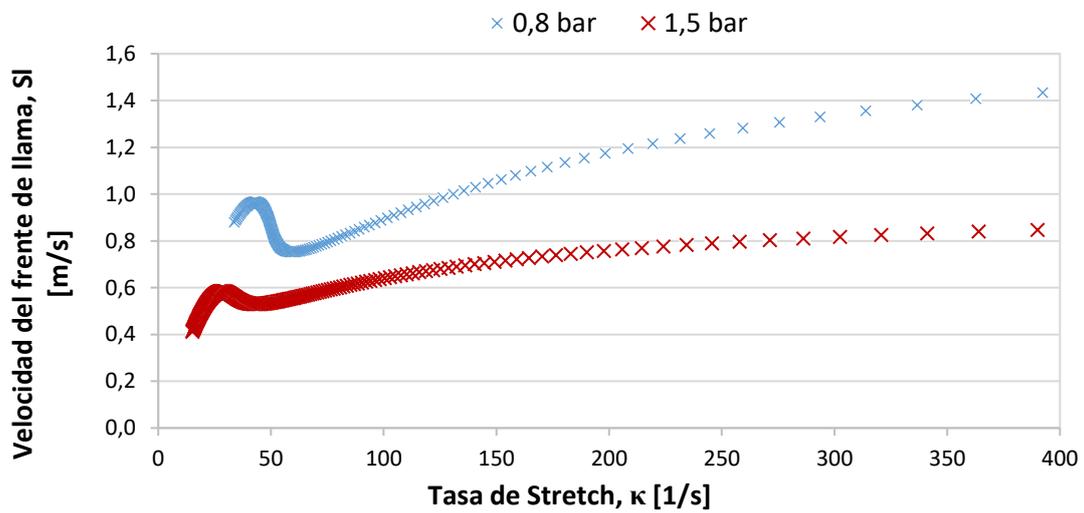
El comportamiento de la combustión queda representado en la **Figura 48** en la que se ve que a menores presiones iniciales las velocidades de combustión y temperaturas resultan ser más altas. En este caso, las curvas presentan menos oscilaciones que en el caso del pinus patula. Este fenómeno puede deberse al proceso de encendido.

Resultados de la visualización de la combustión mediante la técnica óptica Schlieren

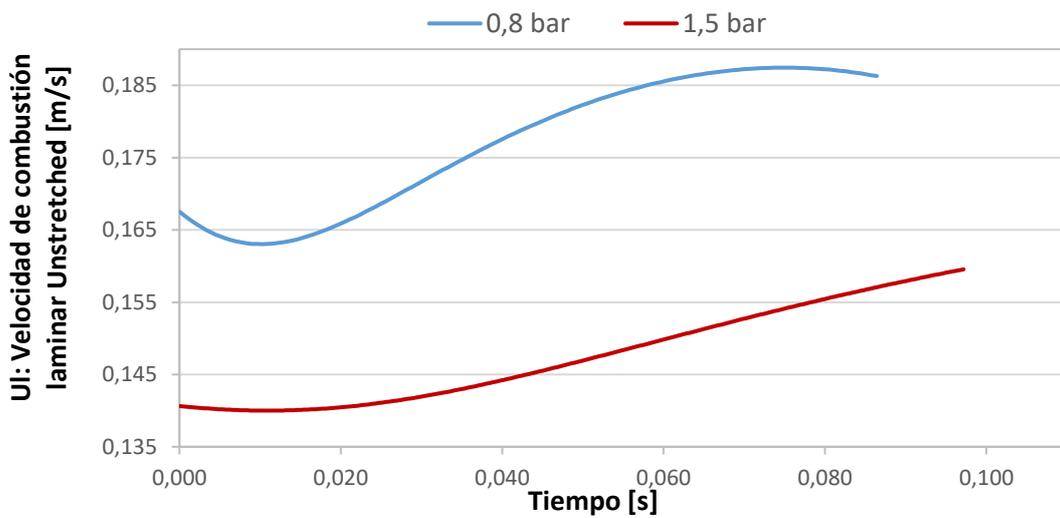
Una vez vistos los resultados del modelo de diagnóstico se pasa a mostrar los referentes a la visualización de la combustión mediante la técnica óptica Schlieren. En este apartado se han seleccionado para estudiar las combustiones realizadas bajo las presiones iniciales de 0,8 y 1,5 bar, al igual que en el epígrafe anterior.



(i) Evolución temporal del radio del frente de llama



(ii) Evolución de la velocidad del frente de llama frente a la tasa de Stretch

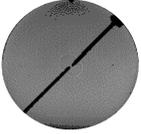
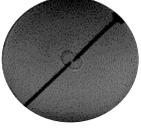
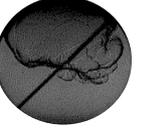


(iii) Evolución temporal de la velocidad de combustión laminar unstretched

Figura 49. Evoluciones de las combustiones de gas pobre de cordia alliodora en condiciones estequiométricas, a 90°C de temperatura inicial para presiones iniciales de 0,8 y 1,5 bar

Con la **Figura 49** vuelve a mostrarse la clara dependencia del tiempo de combustión con la presión inicial. Las tendencias de las curvas son similares entre sí y con los resultados experimentales vistos para el pinus patula. Como bien se dijo en el capítulo anterior, en el caso de la figura (ii), las altas tasas de stretch se corresponden con el inicio de la combustión donde la velocidad de propagación de la llama va disminuyendo hasta bajas tasas de stretch donde vuelve a aumentar rápidamente para después disminuir con una mayor pendiente al final de la combustión. En la figura (iii) se muestra que ambas curvas siguen la misma tendencia, aunque para el caso de 0,8 bar la curva es más pronunciada debido a que la combustión se realiza en un periodo más corto de tiempo y las oscilaciones de la velocidad de combustión laminar unstretched son mayores.

Tabla 17. Morfología del frente de llama de cordia alliodora en condiciones estequiométricas y a 90°C de temperatura inicial para presiones de 0,8, 1,5 y 3 bar

$p \setminus R_f$	1 cm	2 cm	3 cm	4 cm	5 cm
0,8 bar					
1,5 bar					
3 bar					

La **Tabla 17** muestra la morfología del frente de llama de la combustión de gas pobre obtenido de cordia alliodora para diferentes presiones iniciales y 90°C.

Como bien se señaló al inicio del apartado, la combustión realizada a 3 bar de presión inicial era descentrada presentando un quemado desigual que se puede apreciar en las imágenes a partir de radio de 1 cm. Las otras dos combustiones son centradas y presentan similitud en las imágenes, creciendo la celularidad a medida que aumenta la presión inicial y el radio.

5.1.2 Estudio paramétrico de la presión a 110°C

Resultados del modelo de diagnóstico de dos zonas

La **Figura 50** representa la evolución temporal de la presión de las combustiones de gas pobre realizadas a 110°C de temperatura inicial y 0,8, 1,5 y 3 bar de presiones iniciales. Como en los anteriores casos las curvas de 0,8 y 1,5 son las más similares, presentando un claro pico de presión máxima, más tardío en el caso de 1,5 bar. Cuando la combustión se hace a 3 bar, la curva no es tan pronunciada y aunque el pico es más suavizado, en este caso es más claro que en los casos estudiados anteriormente.

Como se verá en el procesado de imágenes (**Tabla 19**) en este caso la combustión a 3 bar y 110°C sí que es centrada prácticamente por lo que en este epígrafe sí que tiene sentido realizar el análisis de diagnóstico para todas las presiones. Por ello, se analizarán los datos de las combustiones bajo presiones iniciales de 0,8, 1,5 y 3 bar.

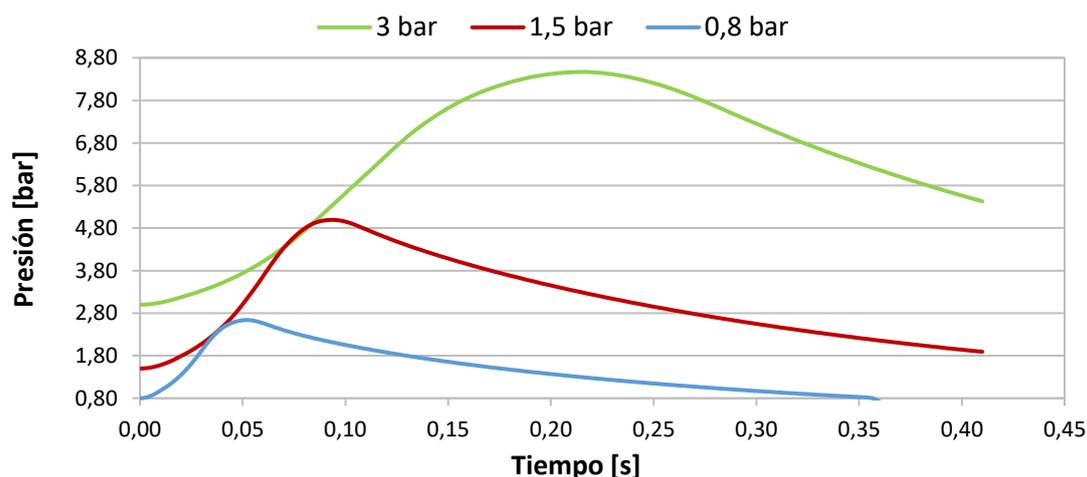


Figura 50. Evolución temporal de la presión en combustiones de gas pobre de cordia alliodora en condiciones estequiométricas y a 110 °C de temperatura inicial para diferentes presiones iniciales

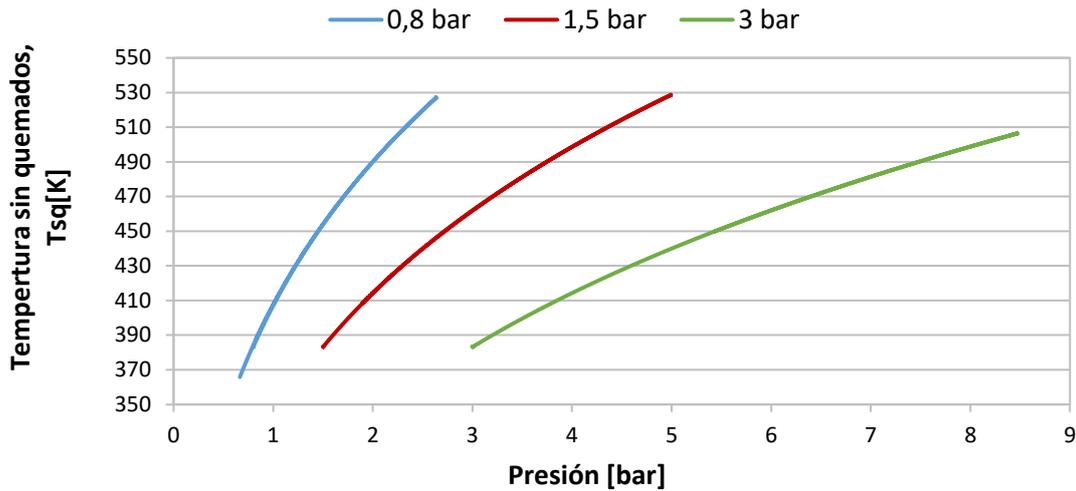


Figura 51. Rango de validez de las combustiones de gas pobre de cordia alliodora en condiciones estequiométricas y a 110 °C de temperatura inicial para presiones iniciales de 0,8 y 1,5 bar

El rango de validez de las combustiones de gas pobre de cordia alliodora a 110°C y unas presiones iniciales de 0,8, 1,5 y 3 bar, mostrado en la **Figura 51** ocupa un intervalo de temperaturas sin quemados entre 360 y 530 K y entre 0,8 y 8,5 bar de presiones iniciales, aproximadamente. Para confirmar el aumento del tiempo de combustión con la presión inicial, se representa en la **Figura 52**, la velocidad de combustión con respecto a la temperatura sin quemados, donde el valor de la velocidad de combustión bajo las condiciones iniciales de 1,5 bar de presión es mucho menor que la de bajas presiones, alcanzando al final de la combustión, un valor muy similar de temperatura y la de 3 bar presentando la velocidad de combustión más baja junto con un valor menor de la temperatura.

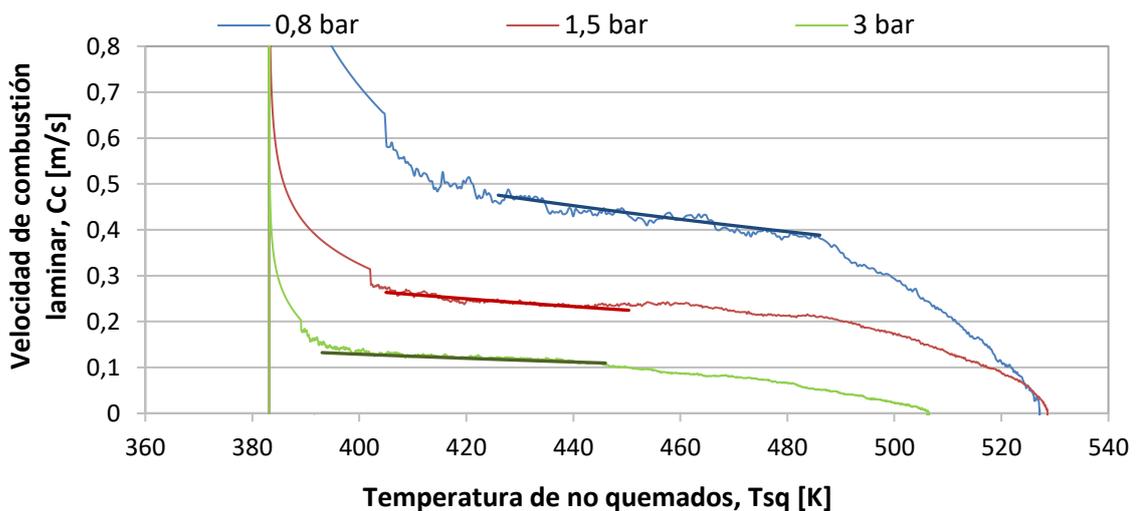


Figura 52. Evolución de la velocidad de combustión frente a la temperatura de la zona sin quemar en combustiones de gas pobre de cordia alliodora en condiciones estequiométricas y a 110 °C de temperatura inicial para presiones iniciales de 0,8 a 3 bar

Los valores obtenidos para los datos representados en la **Figura 52** son los siguientes, para temperaturas entre 385 y 530K y presiones entre 0,8 y 8,5 bar:

Tabla 18. Valores de la correlación Metghalchi para *Cordia alliodora* a 110°C

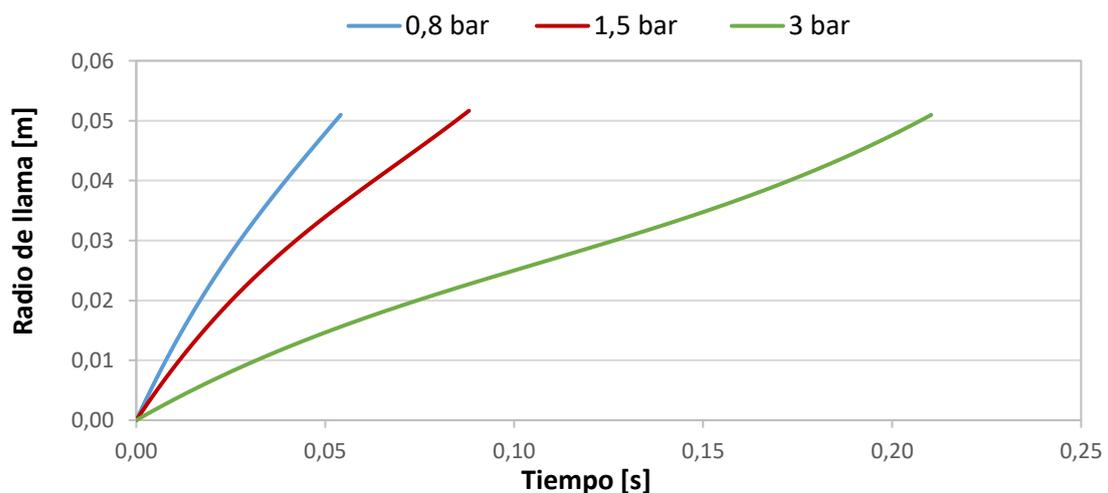
Cc_0	α	β	R^2
0,23816	2,43351	-1,05929	0,99418

Resultados de la visualización de la combustión mediante la técnica óptica Schlieren

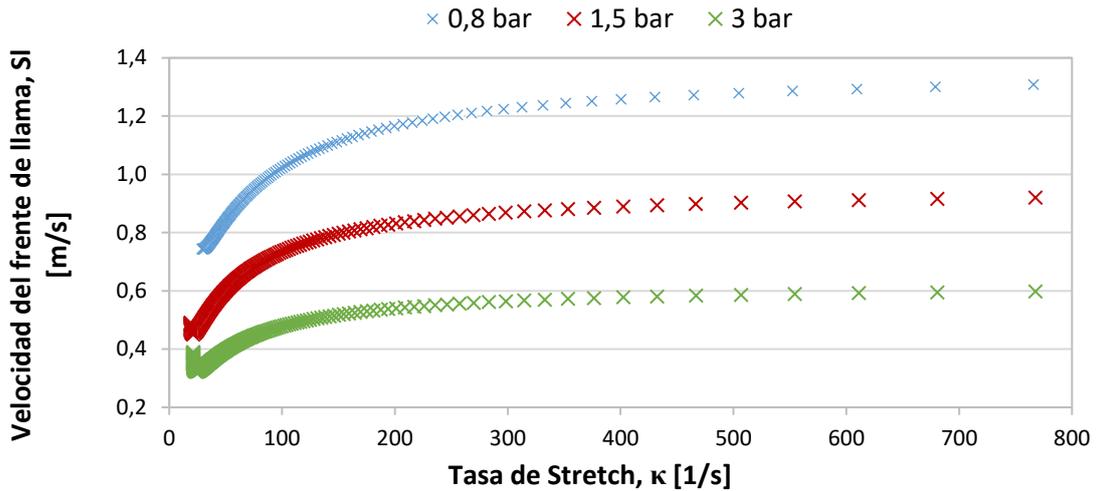
Una vez vistas las evoluciones de la presión, la velocidad de combustión y el rango de validez, pasamos a valorar los resultados obtenidos mediante la técnica óptica Schlieren para las combustiones de 0,8, 1,5 y 3 bar a una temperatura de 110°C de la especie cordia alliodora.

En la **Figura 53 (i)** observamos el crecimiento del frente de llama con el tiempo, donde el frente de llama de 0,8 bar crece más rápido que el de 1,5 bar y éste más rápido que el de 3 bar, con una curva con mayor pendiente. Aproximadamente, el tiempo de la combustión aumenta con la misma relación que el aumento de la presión inicial. En cuanto a la velocidad de propagación de la llama, figura **(ii)**, la tendencia de las curvas es muy parecida, presentando la de 1,5 bar una pendiente menos pronunciada y velocidades más bajas al final de la combustión que la de 0,8 bar pero mayores que la de 3 bar.

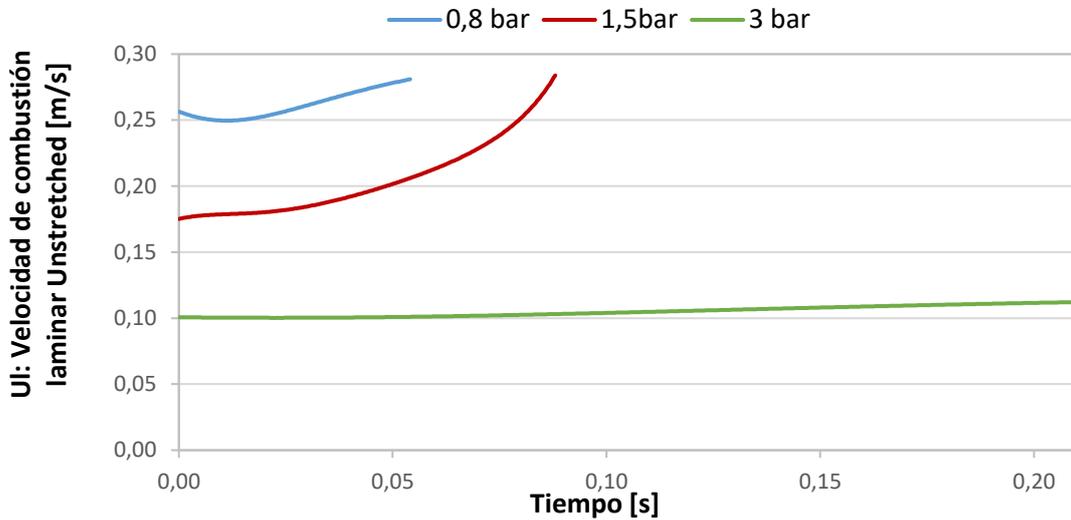
Por último, la figura **(iii)** muestra la evolución temporal de la velocidad de combustión laminar unstretched en la que prevalece la tendencia que citamos durante todo el capítulo, a menor presión inicial en la combustión, mayores velocidades de combustión.



(i) Evolución temporal del radio del frente de llama



(ii) Evolución de la velocidad del frente de llama frente a la tasa de Stretch

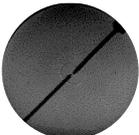
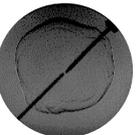


(iii) Evolución temporal de la velocidad de combustión laminar unstretched

Figura 53. Evoluciones de las combustiones de gas pobre de cordia alliodora en condiciones estequiométricas, a 110°C de temperatura inicial para presiones iniciales de 0,8 y 1,5 bar

En la **Tabla 19** se aprecia el crecimiento del frente de llama en función de las condiciones iniciales de presión establecidas. La celularidad crece a medida que aumenta el radio y está más presente en las combustiones a presiones más altas, creciendo así las inestabilidades del frente de llama. La combustión a 0,8 bar ocurre de forma más laminar y centrada que las demás, siendo la más ideal. En cambio, la combustión a 3 bar, a partir de 3 cm de radio, comienza a descentrarse, aunque no demasiado, de modo que el modelo de diagnóstico arroja resultados fiables al tener, el frente de llama una forma más esférica que en el resto de casos tanto de pinus patula como de cordia alliodora a 90°C.

Tabla 19. Morfología del frente de llama de cordia alliodora en condiciones estequiométricas y a 110°C de temperatura inicial para presiones de 0,8, 1,5 y 3 bar

$p \setminus R_f$	1 cm	2 cm	3 cm	4 cm	5 cm
0,8 bar					
1,5 bar					
3 bar					

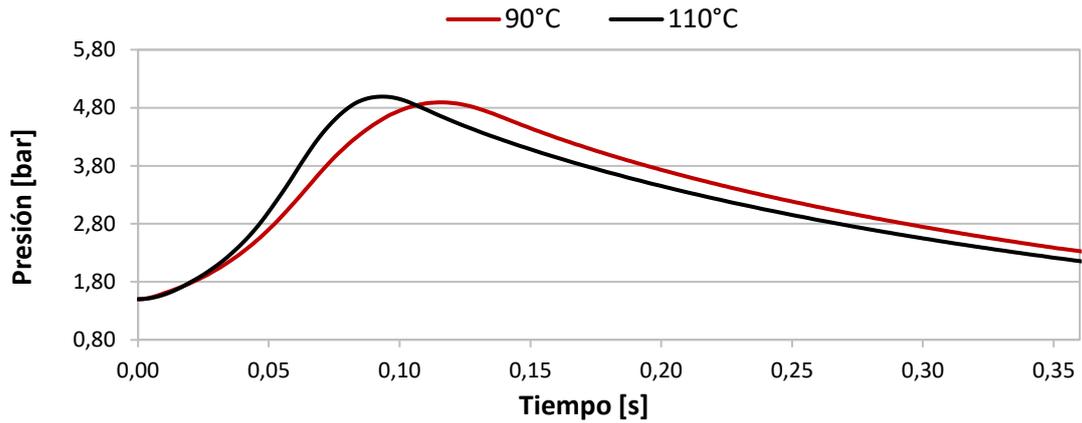
5.2 Estudio paramétrico de la temperatura

Una vez se ha realizado el estudio paramétrico de la presión para las combustiones a 90 y 110°C, se pasa en este apartado a realizar una comparación de estas dos temperaturas manteniendo la presión constante de 1,5 bar.

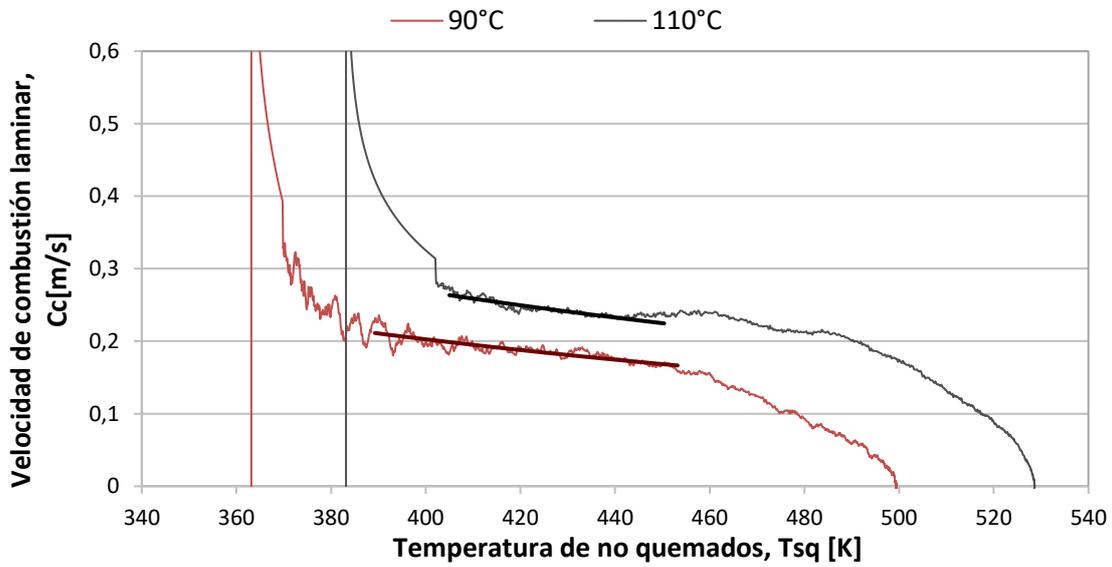
Resultados del modelo de diagnóstico de dos zonas

En este epígrafe se mostrará una comparativa en cuanto a la evolución temporal de la presión y la velocidad de combustión entre los experimentos realizados a 90 y 110°C.

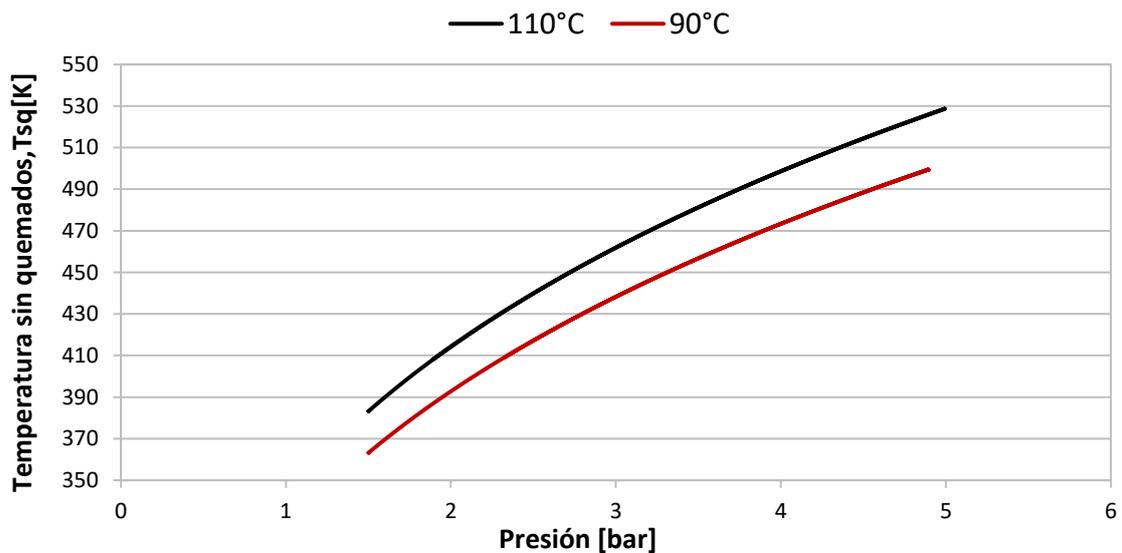
La **Figura 54** muestra la comparativa citada anteriormente, afirmando que el aumento de temperatura favorece la combustión, haciéndola más rápida debido a que las velocidades de combustión son mayores, así como las temperaturas dentro de la BCVC (figura (ii)). También se aprecia que, a pesar de alcanzar casi la misma presión máxima dentro de la bomba, este pico se alcanza antes en las combustiones a altas temperaturas (figura (i)).



(i) Evolución temporal de la presión



(ii) Evolución de la velocidad de combustión laminar respecto a la temperatura sin quemados



(iii) Rango de validez de las combustiones de gas pobre de cordia alliodora

Figura 54. Comparativa de las combustiones de gas pobre de cordia alliodora en condiciones estequiométricas, a 90 y 110 °C de temperatura inicial para una presión inicial de 1,5 bar

Los valores obtenidos para los datos representados en la **Figura 54** son los siguientes, para temperaturas entre 360 y 530K y presiones entre 0,8 y 5 bar:

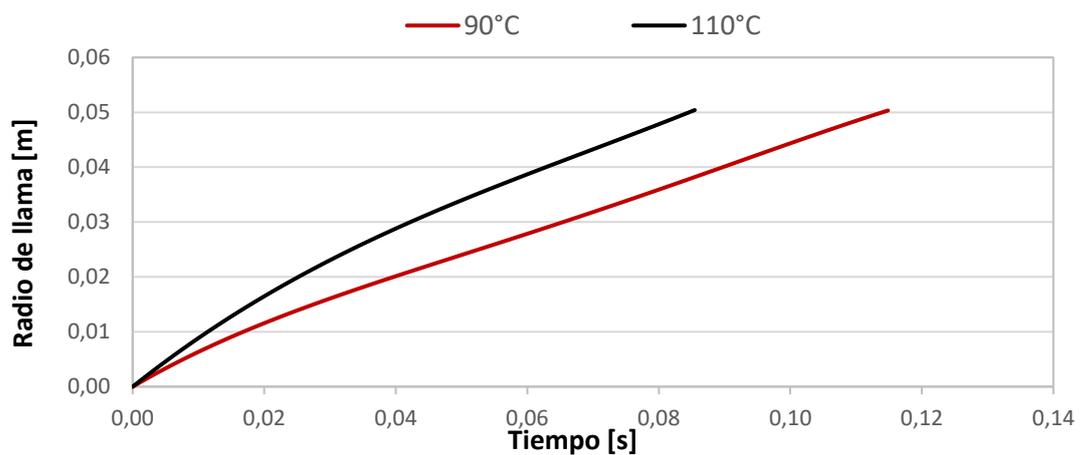
Tabla 20. Valores de la correlación Metghalchi para *Cordia alliodora* a 90°C y 110°C

Temperatura inicial	Cc_0	α	β	R^2
90°C	0,21064	3,17043	-1,27866	0,99782
110°C	0,23816	2,43351	-1,05929	0,99418

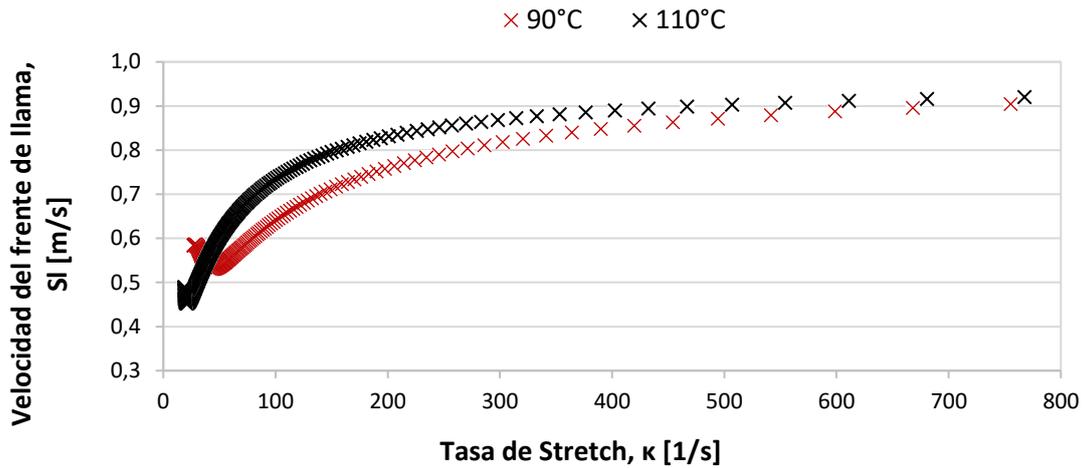
Resultados de la visualización de la combustión mediante la técnica óptica Schlieren

A continuación, se exponen los resultados de la visualización mediante la técnica óptica Schlieren en la **Figura 55**. Vemos como la curva del crecimiento del frente de llama bastante similar en ambos casos, es en la velocidad de propagación de la llama y la velocidad de combustión laminar unstretched donde se aprecia mayor diferencia.

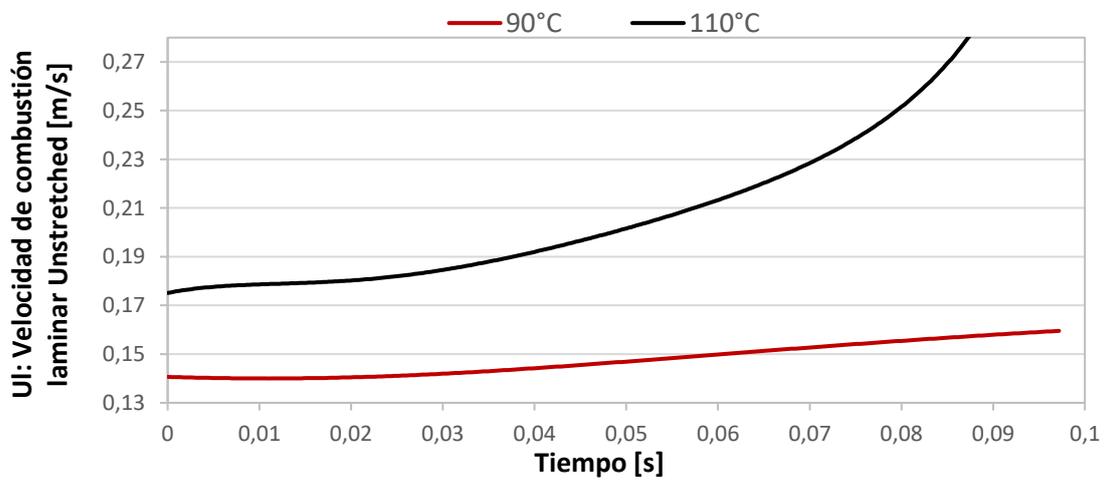
Para estos dos últimos casos, las velocidades son mayores en las combustiones a altas temperaturas con mayores inclinaciones en la pendiente, destacando el crecimiento de la velocidad de combustión laminar unstretched al final de la combustión.



(i) Evolución temporal del radio del frente de llama



(ii) Evolución de la velocidad del frente de llama frente a la tasa de Stretch

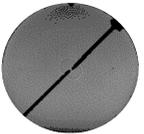
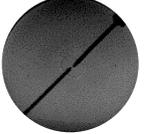


(iii) Evolución temporal de la velocidad de combustión laminar unstretched

Figura 55. Comparación de las evoluciones de las combustiones de gas pobre de cordia alliodora en condiciones estequiométricas, a 1,5 bar de presión inicial y 90 y 110 °C.

Por último, se recoge una tabla con la evolución de la morfología seguida del frente de llama. En las imágenes se aprecia que la forma de la llama es similar para ambas temperaturas, aunque la celularidad y por lo tanto las inestabilidades, aumentan con el aumento de la temperatura y del radio.

Tabla 21. Morfología del frente de llama de *cordia alliodora* en condiciones estequiométricas, para presiones de 1,5 y 90 y 110°C de temperatura inicial

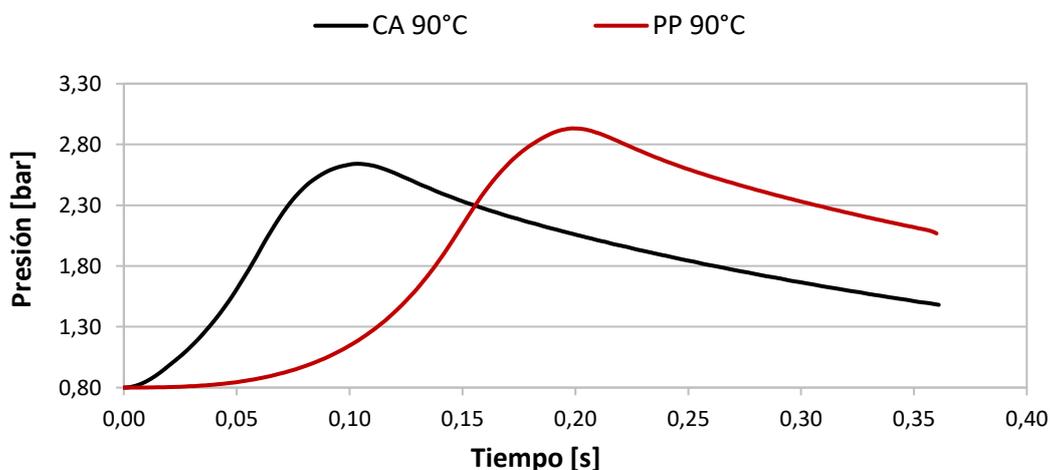
$p \setminus R_f$	1 cm	2 cm	3 cm	4 cm	5 cm
90°C					
110°C					

5.3 Comparación *Pinus patula* y *Cordia alliodora* a 0,8 bar

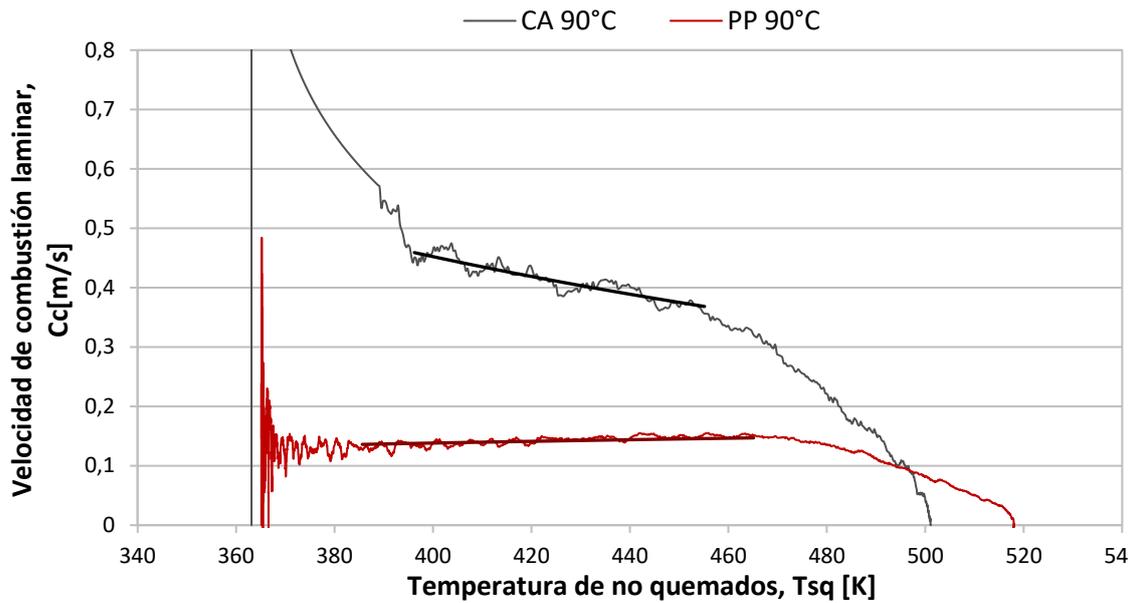
Este epígrafe se desarrolla con el objetivo de ofrecer una comparativa de los resultados de las combustiones de gas pobre de *cordia alliodora* y *pinus patula* en condiciones estequiométricas para unas temperaturas de 90 y 110°C y una presión de 0,8 bar. La presión inicial escogida para realizar la comparación es 0,8 bar por ser el único parámetro inicial que se repite en los experimentos de las combustiones de gas pobre de las dos especies de biomasa. Pues en *pinus patula* las combustiones se realizaron para 0,8, 1, 1,2, 2, 3 y 4 bar y en el caso de *cordia alliodora* para 0,8, 1,5 y 3 bar.

La comparación tiene como objetivo señalar la combustión de gas pobre que ofrece mejores resultados y por tanto, la especie de biomasa que tiene mejores características para combustión de gas de gasificación en una bomba de volumen constante.

5.3.1 Comparativa de las combustiones de gas pobre de *cordia alliodora* y *pinus patula* a 90°C de temperatura inicial y 0,8 bar.



(i) Evolución temporal de la presión



(ii) Evolución de la velocidad de combustión laminar respecto a la temperatura sin quemados

Figura 56. Comparativa de las combustiones de gas pobre de pinus patula y cordia alliodora en condiciones estequiométricas, a 90°C de temperatura y una presión inicial de 0,8 bar.

Los valores obtenidos para los datos representados en la **Figura 56** son los siguientes:

Tabla 22. Valores de la correlación Metghalchi para Pinus Patula y Cordia Alliodora a 90°C y 0,8 bar

90°C	Cc_0	α	β	R^2
Pinus Patula	0,03769	4,97837	-1,23871	0,98111
Cordia alliodora	0,21064	3,17043	-1,27866	0,99782

En la **Figura 56** se muestra la comparativa de los resultados del modelo de diagnóstico de dos zonas de las combustiones de cordia alliodora y pinus patula en condiciones estequiométricas a 0,8 bar de presión inicial y 90°C aproximadamente, ya que los experimentos de pinus patula se realizaron a 92°C.

Se aprecia que la combustión del gas de cordia alliodora es más rápida que la de pinus patula debido a que su poder calorífico es mayor, llegando a una velocidad de combustión del doble y observándose la misma evolución en las tres subfiguras. Sin embargo, las combustiones de pinus patula logran alcanzar una mayor presión dentro de la bomba.

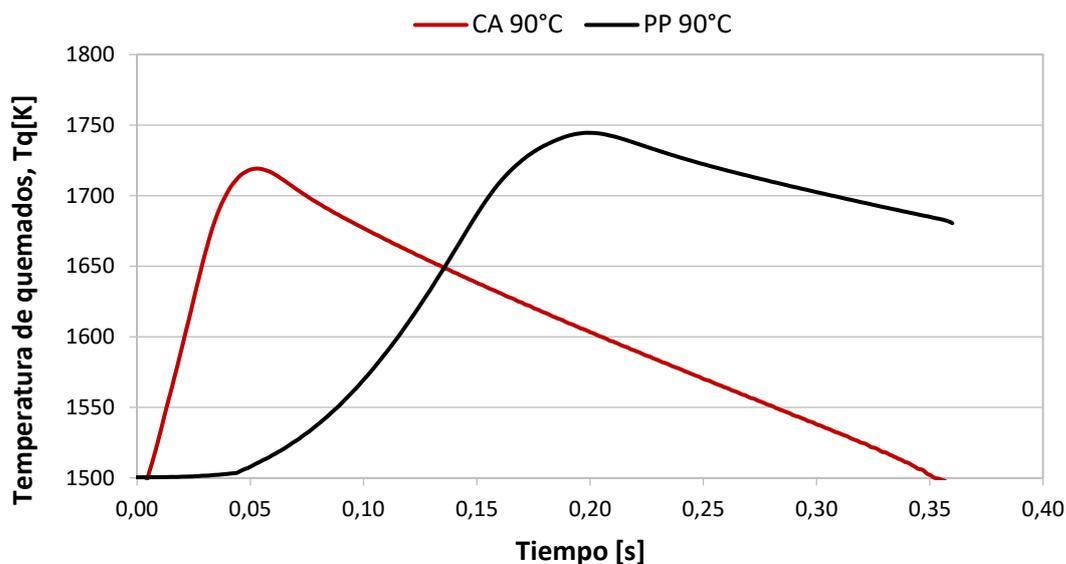


Figura 57. Evolución temporal de la temperatura de quemados de la combustión de cordia alliodora y pinus patula a la temperatura inicial de 90°C y 0,8 bar

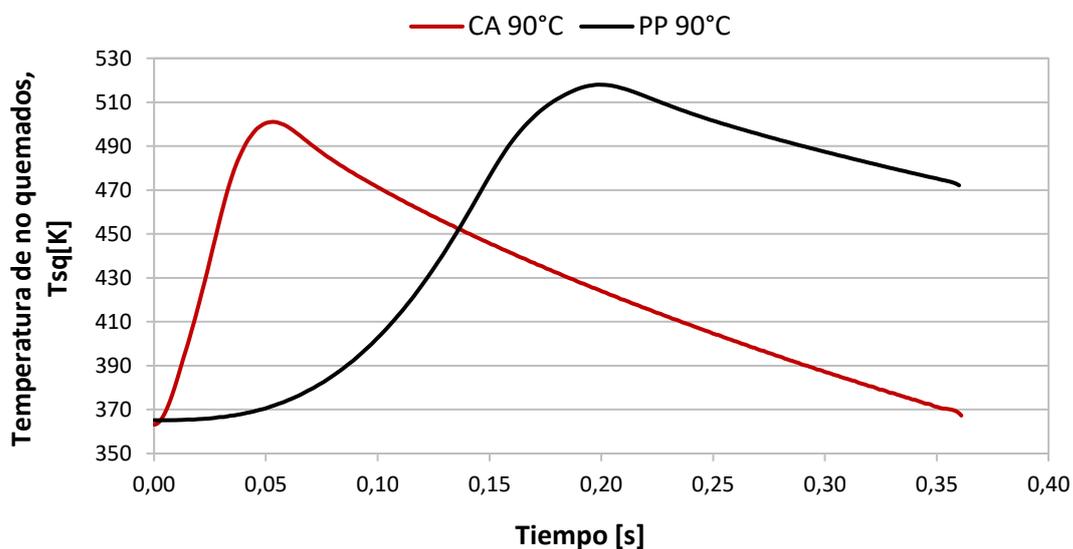
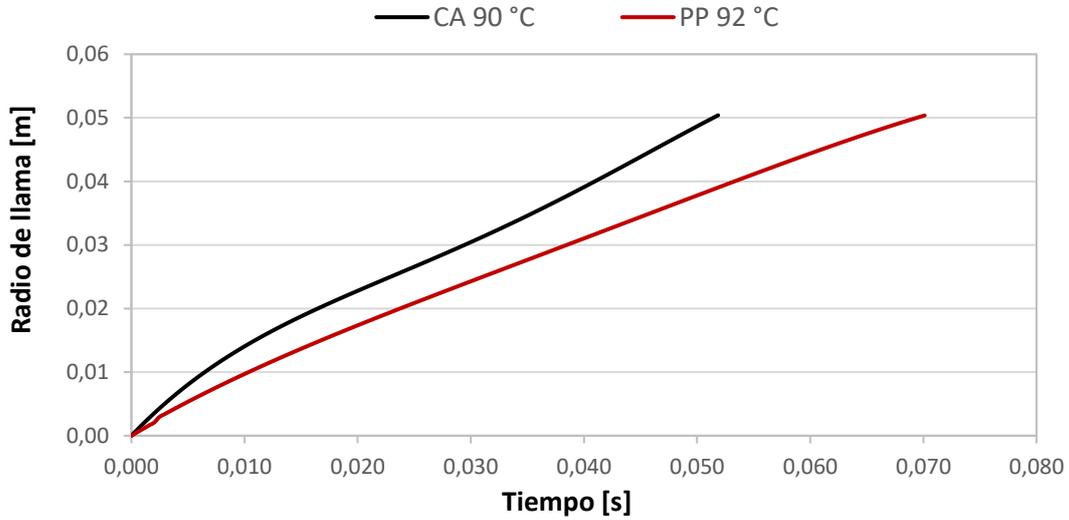


Figura 58. Evolución temporal de la temperatura de no quemados de la combustión de cordia alliodora y pinus patula a la temperatura inicial de 90°C y 0,8 bar

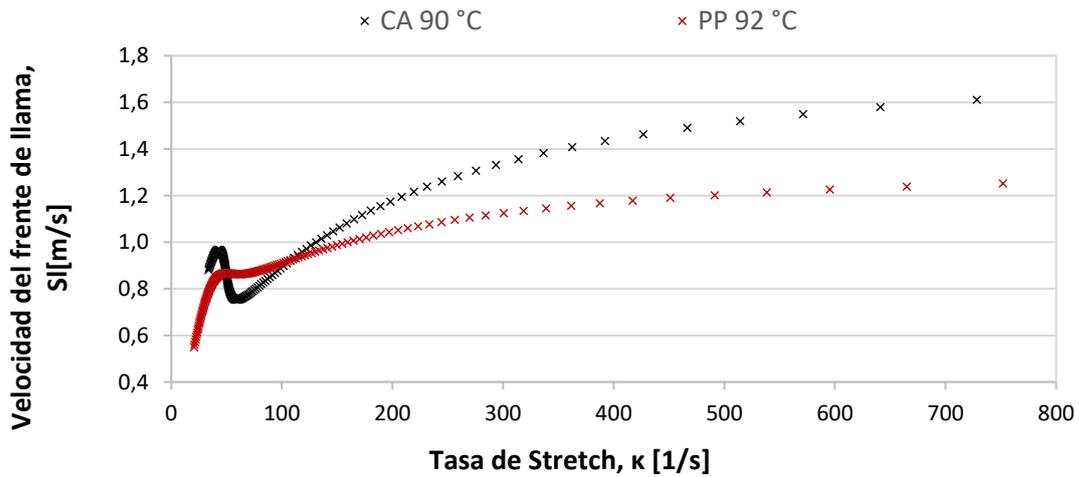
En las dos últimas figuras (**Figura 57** y **Figura 58**) se ve representada la evolución temporal tanto de la temperatura de la zona quemada como la de la zona no quemada de la combustión bajo los parámetros de entrada de 90°C y 0,8 bar. En ellas se refleja que la biomasa de Pinus patula alcanza mayores temperaturas tanto en la zona de quemados, llegando casi a 1750 K y en la zona de no quemados superando los 510 K.

Las temperaturas altas de combustión se consideran relevantes por favorecer la creación de emisiones NOx al reaccionar el oxígeno con el nitrógeno. Otro factor que hace aumentar estas emisiones es el tiempo de residencia en la zona de llama. Cuando las temperaturas de combustión son inferiores a 1000°C, el contenido de NO disminuye significativamente, sin embargo, su crecimiento se hace exponencial cuando las temperaturas superan los 1500°C [42].

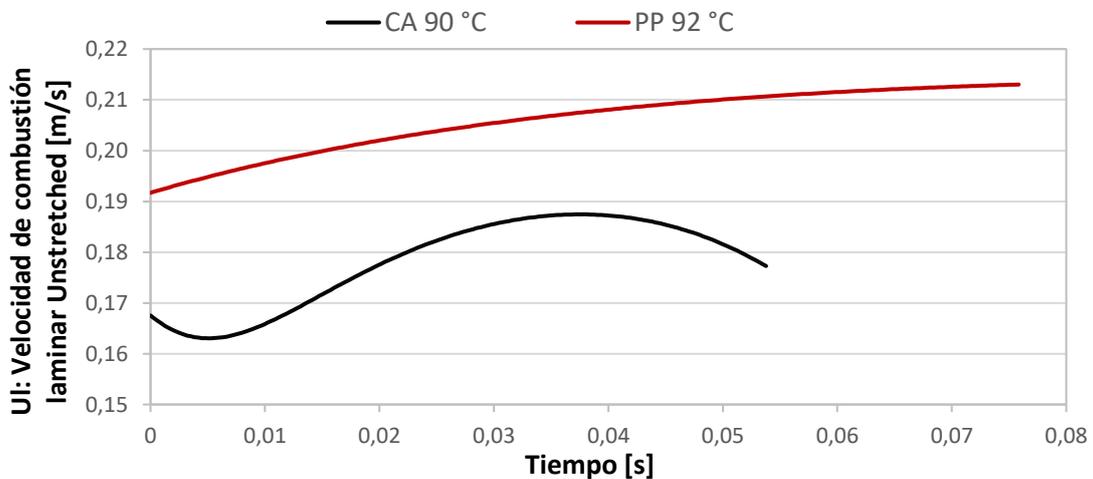
En base a esta información, se presupone que la combustión del gas de gasificación de biomasa de pinus patula generaría más emisiones NOx que la del cordia bajo estas condiciones de presión y temperatura.



(i) Evolución temporal del radio del frente de llama



(ii) Evolución de la velocidad del frente de llama frente a la tasa de Stretch



(iii) Evolución temporal de la velocidad de combustión laminar unstretched

Figura 59. Comparativa de los resultados de la visualización mediante la técnica óptica de las combustiones de gas pobre de cordia alliodora y pinus patula en condiciones estequiométricas a 90°C y 0,8 bar de presión inicial.

La **Figura 59** muestra los resultados obtenidos del análisis de la visualización de las combustiones mediante técnica óptica Schlieren detallándose la evolución del radio del frente de llama, la velocidad de propagación de la llama frente a la tasa de Stretch y la velocidad de combustión laminar unstretched.

En esta representación se ve que sigue la misma tendencia que la figura anterior, la combustión de gas pobre de cordia alliodora alcanza el radio de 5 cm más rápido que la de pinus patula, con unas velocidades de propagación de la llama mayores también.

Sin embargo, las velocidades de combustión laminar unstretched aparece mayor en la combustión de gas pobre de pinus patula

Por último, vemos en la Tabla 23 la evolución de la combustión mediante imágenes en función del radio del frente de llama. En este caso la diferencia es mínima y no se ve a simple vista, por lo que las combustiones en imágenes son muy similares.

Tabla 23. Comparación de la morfología del frente de llama de cordia alliodora y pinus patula en condiciones estequiométricas a 90°C y 0,8 bar

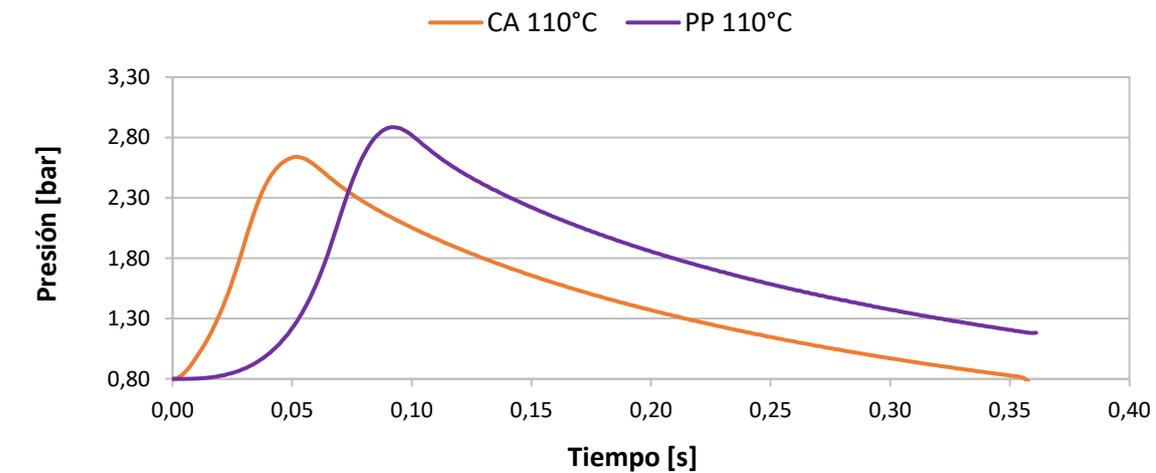
$p \setminus R_f$	1 cm	2 cm	3 cm	4 cm	5 cm
Pinus patula					
Cordia alliodora					

5.3.2 Comparativa de las combustiones de gas pobre de cordia alliodora y pinus patula a 110°C de temperatura inicial y 0,8 bar.

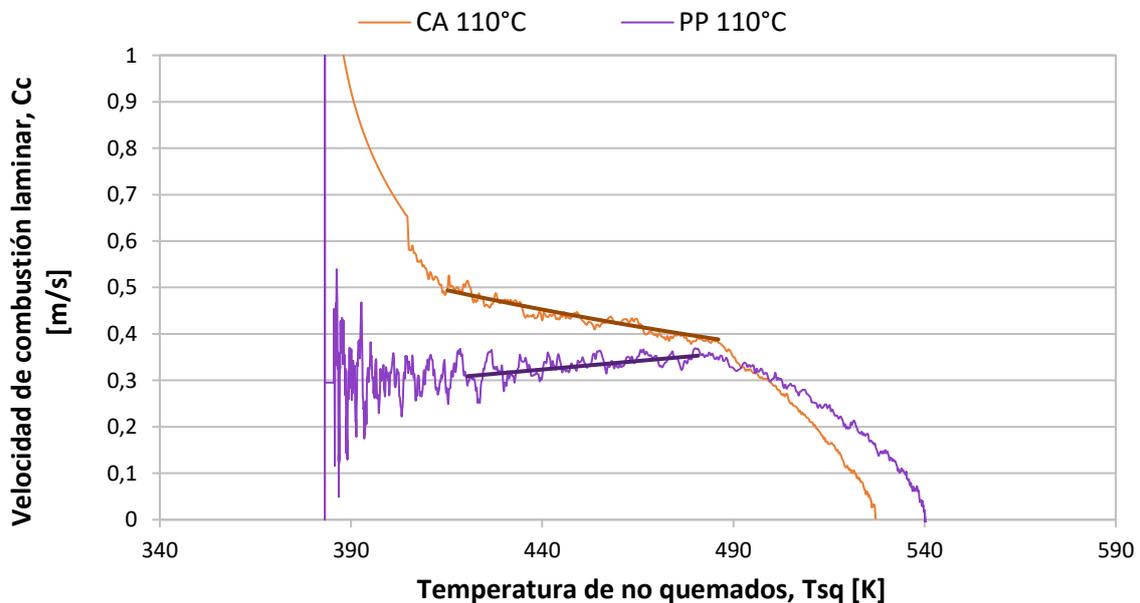
Como veremos a continuación, la tendencia de las curvas es la misma que en temperaturas menores detalladas anteriormente.

La **Figura 60** muestra la comparativa de la evolución de las combustiones de gas pobre de cordia alliodora y pinus patula a una temperatura inicial de 110°C y una presión inicial

de 0,8 bar. Como bien se ha mencionado antes, las combustiones de gas de cordia alliodora son más rápidas debido a su mayor poder calorífico, alcanzándose así mayores velocidades de combustión. Sin embargo, la diferencia de velocidades no es tan amplia como en el caso anterior, pero si se llega a temperaturas de no quemados más altas al ser el parámetro de temperatura inicial mayor. No se ven grandes diferencias con las combustiones a 90°C en cuanto a los valores máximos de presión y velocidad por lo que el aumento de temperatura no tiene gran influencia más que en el tiempo de combustión.



(i) Evolución temporal de la presión



(ii) Evolución de la velocidad de combustión laminar respecto a la temperatura sin quemados

Figura 60. Comparativa de las combustiones de gas pobre de pinus patula y cordia alliodora en condiciones estequiométricas, a 110°C de temperatura y una presión inicial de 0,8 bar.

Los valores obtenidos para los datos representados en la **Figura 60** son los siguientes:

Tabla 24. Valores de la correlación Metghalchi para *Pinus Patula* y *Cordia Alliodora* a 110°C y 0,8 bar

110°C	Cc_0	α	β	R^2
<i>Pinus Patula</i>	0,16262	1,95369	-0,25648	0,98975
<i>Cordia alliodora</i>	0,23816	2,43351	-1,05929	0,99418

En la **Figura 63** se representan los resultados de la visualización mediante la técnica óptica Schlieren de las combustiones de gas pobre de cordia alliodora y pinus patula en condiciones estequiométricas, 100°C de temperatura y 0,8 bar de presión inicial.

En este caso, la diferencia del tiempo que tarda el frente de llama en alcanzar los 5 cm no es tan grande, aunque si se aprecia que el cordia alliodora tarda menos, sigue la tendencia anterior y ofrece una curva de la evolución temporal del radio del frente de llama muy parecida a la del pinus patula. Tanto la velocidad del frente de llama como la de combustión laminar unstretched es mayor en el cordia alliodora.

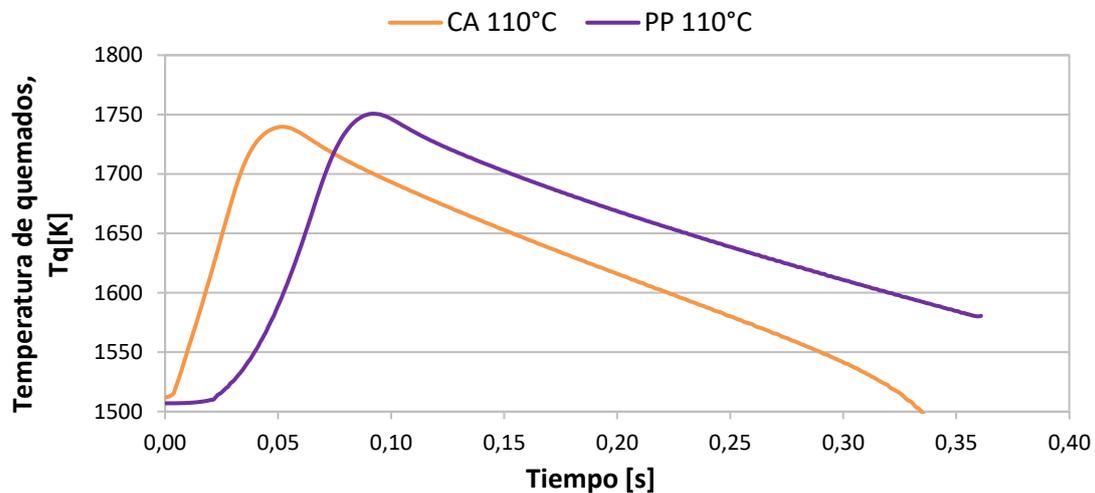


Figura 61. Evolución temporal de la temperatura de quemados de la combustión de cordia alliodora y pinus patula a la temperatura inicial de 110°C y 0,8 bar

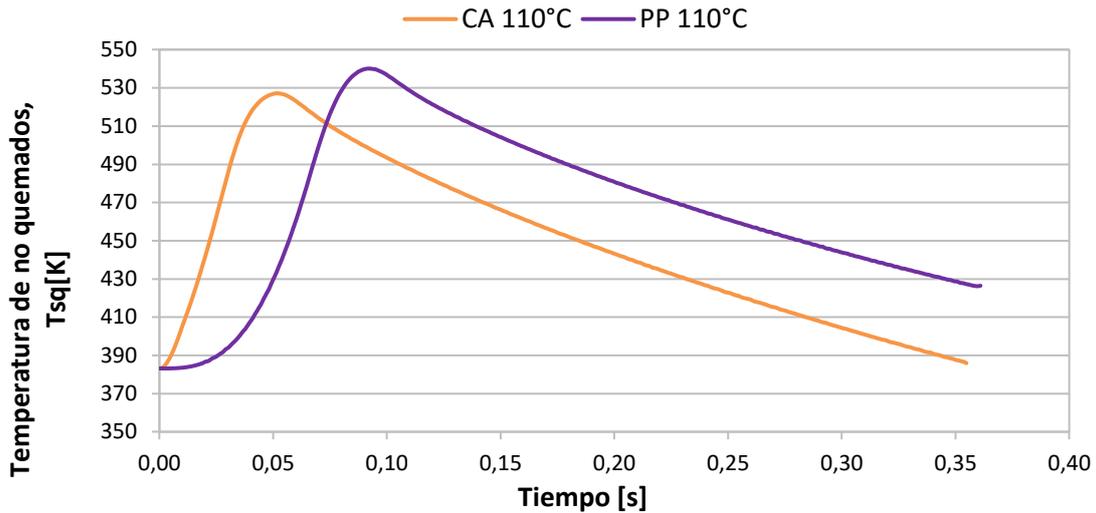
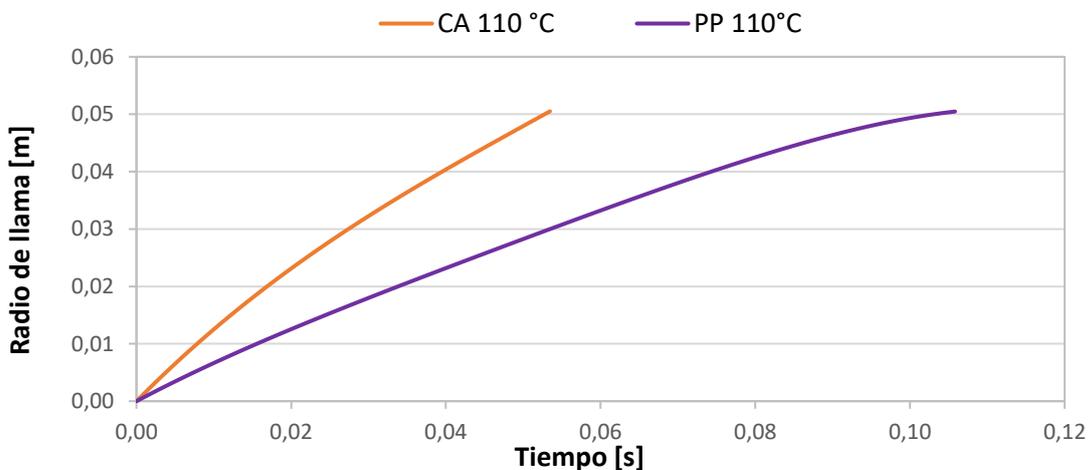
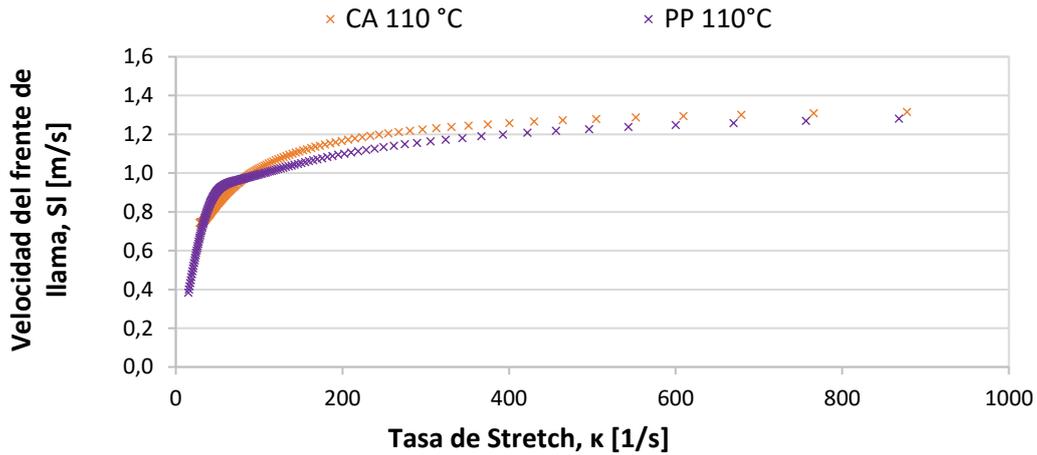


Figura 62. Evolución temporal de la temperatura de no quemados de la combustión de cordia alliodora y pinus patula a la temperatura inicial de 110°C y 0,8 bar

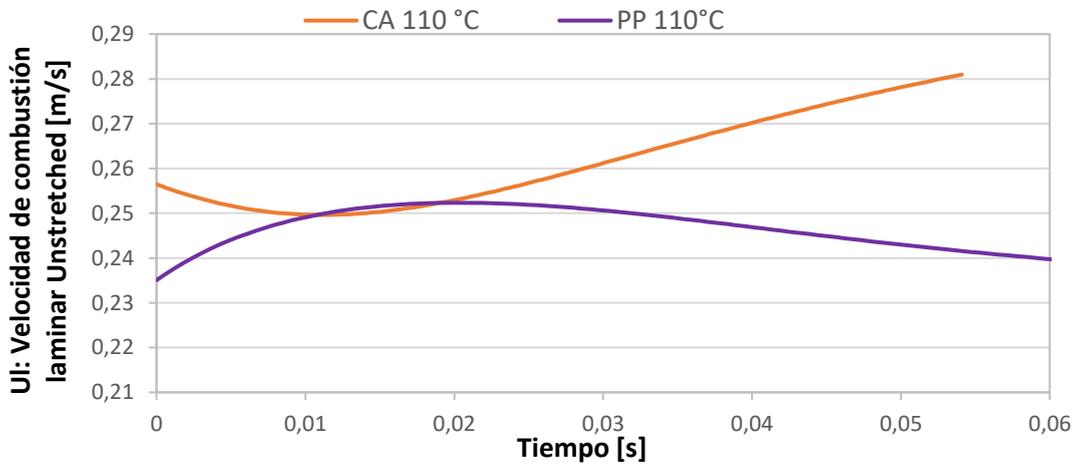
En las dos últimas figuras (**Figura 61** y **Figura 62**) volvemos a ver la evolución temporal de las temperaturas de combustión tanto de la zona quemada como la de no quemada pero esta vez bajo unas condiciones iniciales de 110°C de temperatura y 0,8 bar. La tendencia que siguen es la misma que para temperaturas iniciales más bajas. Sin embargo, en esta ocasión la diferencia entre las temperaturas máximas de la zona quemada de cordia alliodora y pinus patula están más próximas que en el caso de temperaturas más bajas. Además, que la combustión de gas de gasificación procedente de biomasa de pinus patula bajo la consigna de 110°C de temperatura inicial en principio generaría más emisiones NOx que la de cordia. Por esto, se intuye que la mejor biomasa para su gasificación sería cordia alliodora por alcanzar temperaturas menores, aunque no muy alejadas que las de pinus patula. Si bien es cierto que para tomar una decisión en cuanto a la biomasa óptima sería necesario cuantificar las emisiones producidas por las combustiones de su gas de gasificación.



(i) Evolución temporal del radio del frente de llama



(ii) Evolución de la velocidad del frente de llama frente a la tasa de Stretch



(iii) Evolución temporal de la velocidad de combustión laminar unstretched

Figura 63. Comparativa de los resultados de la visualización mediante la técnica óptica de las combustiones de gas pobre de cordia alliodora y pinus patula en condiciones estequiométricas a 110°C y 0,8 bar de presión inicial.

Para finalizar, en la **Tabla 25** se visualizan las imágenes de la evolución de las combustiones de pinus patula y cordia alliodora respectivamente donde una vez más, a simple vista no se aprecian grandes diferencias entre los frentes de llama de uno u otros.

Tabla 25. Comparación de la morfología del frente de llama de cordia alliodora y pinus patula en condiciones estequiométricas a 110°C y 0,8 bar

$p \setminus R_f$	1 cm	2 cm	3 cm	4 cm	5 cm
Pinus patula					
Cordia alliodora					

CAPÍTULO 6.- CONCLUSIONES Y APLICACIONES FUTURAS

En los últimos dos años el consumo de energía ha aumentado, destacando los recursos como el carbón y las energías renovables. La estufa TLUD de gasificación de biomasa ofrece una solución a la problemática de la cocina en abierto siendo un sistema limpio y sostenible para el medio ambiente. Destaca por dar un uso a la biomasa lignocelulósica colombiana de una manera eficiente, frenando la deforestación al optimizar su uso y evitar daños en la salud de las personas por inhalación de humos contaminantes.

El proceso de gasificación consta de 4 fases: la etapa de secado hace que la humedad de la leña se evapore, la etapa de pirólisis hace que a altas temperaturas del gasificador se produzca una degradación de la biomasa dando como lugar gases volátiles y carbón sólido. Al entrar el aire de gasificación comienza la oxidación donde los productos de la pirólisis combustión parcialmente y por último con la mezcla de carbón y CO_2 y H_2O se reducen las reacciones. Una vez obtenido el gas de gasificación, con aire exterior se produce la combustión, etapa en la que se centra este trabajo.

Se han alcanzado los objetivos planteados al inicio del documento de la caracterización del gas de gasificación de biomasa lignocelulósica en una bomba de combustión. Para lograrlo se han utilizado tanto herramientas experimentales como modelos teóricos de diagnóstico y análisis de imágenes.

6.1 Conclusiones generales:

Las conclusiones generales de este Trabajo de Fin de Máster son:

- En el presente TFM se ha caracterizado experimentalmente el gas pobre obtenido tras la gasificación de dos biomasa típicas de Colombia: Pinus pátula y Cordia Allodora. La caracterización se ha realizado en una bomba de combustión a volumen constante a través de la visualización del proceso de combustión y del registro de las presiones durante dichos procesos.
- Para el desarrollo del presente trabajo ha sido necesaria una revisión bibliográfica profunda sobre la gasificación de biomasa, centrada en la biomasa disponible en la zona de Colombia. Se ha recogido información acerca de las propiedades y composiciones del gas de gasificación obtenido de las especies de biomasa elegidas, así como diferentes métodos de gasificación. Con el fin de dar un uso a los subproductos de la gasificación se ha investigado acerca de su aplicación como enmienda del suelo y como combustible.
- Además, dado que el objetivo final era la combustión de este gas pobre, se ha revisado el proceso de combustión en MEP junto con sus emisiones y parámetros de estudio.
- La experimentación de este gas se ha realizado en una instalación que consta de una bomba de combustión cilíndrica de volumen constante equipada con la técnica de diagnóstico óptico Schlieren, en la que la ignición se produce en el centro geométrico de la bomba mediante una bujía de encendido que genera una chispa entre dos electrodos. Además,

gracias a los espejos situados a ambos extremos de la bomba y el diodo led emisor de luz, es posible registrar la evolución del frente de llama durante toda la combustión con una cámara de alta resolución, formando la técnica óptica Schlieren.

- Se han realizado numerosos experimentos variando la composición del gas pobre en función de la especie de biomasa y las condiciones de entrada como la temperatura y presión inicial, observando la influencia de estos parámetros en el comportamiento de la llama.
- A lo largo del desarrollo de este trabajo se han descrito varios parámetros de la combustión como las diferentes velocidades (la velocidad de propagación del frente de llama, la velocidad de combustión y velocidad de combustión laminar unstretched) y la tasa de Stretch que han podido ser cuantificadas y representadas gracias al modelo de diagnóstico de dos zonas y la visualización mediante la técnica Schlieren.
- En general, ha habido un importante aprendizaje tanto del manejo de la instalación como del uso de los modelos teóricos para el tratamiento de datos, siendo éstos: el modelo de diagnóstico de dos zonas que ofrece tanto la evolución de la presión y velocidad de combustión del frente de llama como la fracción de masa quemada; y el análisis de las imágenes a través del cual se conoce la morfología de la llama, las otras velocidades y el efecto de la tasa de Stretch.

6.2 Conclusiones específicas

En cuanto a las conclusiones específicas de los resultados experimentales obtenidos encontramos:

- Se ha realizado tanto un estudio paramétrico de la presión como un estudio paramétrico de la temperatura de las combustiones de los gases pobres obtenidos de pinus patula y cordia alliodora. Para ambas especies, se ha llegado a la conclusión de que, en el caso del estudio paramétrico de la presión, el aumento de la presión inicial repercute en una mayor presión dentro de la bomba, pero disminuye tanto la velocidad de combustión y del frente de llama, como la fracción de masa quemada del combustible. En cuanto al estudio paramétrico de la temperatura, el aumento de la temperatura influye de forma positiva en la combustión, logrando una mayor presión en la bomba, mayores velocidades tanto de combustión como de propagación de la llama y mayor fracción de masa quemada.
 - Los datos obtenidos de velocidades de combustión se han ajustado a través de una correlación del tipo Melghalchi-Keck en función de la temperatura y la presión, obteniéndose en ambos casos exponentes positivos para la temperatura y negativos para la presión. Estas correlaciones son de utilidad en modelos predictivos del proceso de combustión, útiles en fases de diseño.

- En lo referente a la influencia de los parámetros de presión y temperatura en la morfología de la llama, se encuentra que un aumento de ambos crea mayor celularidad y por tanto el comienzo de inestabilidades en el frente de llama.
- El frente de llama, inicialmente con geometría esférica, se deforma en esférico por la geometría de la bomba de combustión cilíndrica, haciendo posible que parte del combustible quede sin quemar. Este efecto se detecta principalmente para altas presiones iniciales en los dos gases ensayados. Además, el calentamiento de la bomba no se realiza de forma uniforme, generando una diferencia de temperatura entre unos puntos de la bomba y otros, lo que puede intervenir en los resultados obtenidos:
- Como se ha visto y comentado anteriormente, el efecto del aumento de temperatura favorece la combustión haciéndola más rápida. Sin embargo, el aumento de la presión inicial tiene el efecto contrario, llegando a perder la condición de llama esférica cuando tratamos con presiones muy altas, a partir de 2 o 3 bar.
- Por último, se realizó una comparación entre las combustiones de gas pobre de pinus patula y cordia alliodora para una misma presión inicial, 0,8 bar y una misma temperatura, 90 y 110°C. El resultado obtenido es que, la combustión de cordia alliodora resulta ser más rápida con mayores velocidades de combustión y de propagación de la llama, debido a su mayor poder calorífico, pero es la combustión de pinus patula la que alcanza mayores valores de presión y temperatura.
- Debido a que no ha sido posible medir las emisiones de NO_x y CO₂ de la combustión, no podemos cuantificarlas y por tanto la elección de la materia prima óptima radica en la máxima temperatura obtenida durante el proceso de combustión, siendo el pinus patula el que mayor temperatura obtiene, y por tanto mayores emisiones de NO_x.
- Dado que las emisiones de NO_x crecen con el aumento de las temperaturas de combustión y el tiempo de reacción, de los parámetros estudiados y experimentados en el presente trabajo, el comportamiento óptimo de la llama se refleja para la combustión de gas de gasificación de biomasa de Cordia alliodora a 0,8 bar y 90°C por ser la que menor temperaturas de combustión presenta.

6.3 Futuras líneas de investigación

En el **CAPÍTULO 2.- ESTADO DEL ARTE** se han descrito, en base a un estudio realizado por el Dr. Juan Fernando Pérez, las cuatro especies de árboles más abundantes y disponibles en las diferentes zonas aisladas de Colombia como recurso de biomasa. Como queda reflejado en el capítulo 3, la parte experimental se ha llevado a cabo con la selección de dos de ellas, *Pinus patula* y *Cordia alliodora*, por tanto, en un futuro se recomienda la experimentación con *Guazuma ulmifolia* y *Eucalyptus grandis* pese a que el comportamiento del gas resultará similar a los estudiados por la escasa variación de su composición y el poder calorífico.

Para completar la caracterización del gas en la bomba de combustión, sería necesario cuantificar las emisiones producidas durante la combustión tanto de CO_2 como NO_x para asegurar que se cumple con el objetivo de la reducción de las emisiones contaminantes.

Para ello es necesario analizar los gases producto de la combustión de ambas especies en un cromatógrafo o analizador. Se ha hablado con el Departamento de Ingeniería Química para intentar utilizar sus instalaciones en un futuro y así ampliar la caracterización del proceso de combustión.

Por último, una vez caracterizado el gas junto con las emisiones contaminantes, llegaría el paso final de diseñar y fabricar la estufa TLUD que opere bajo las especificaciones mostradas en la **Figura 5** y realizar las pruebas pertinentes para asegurar que cumple con el objetivo de cara a conseguir el propósito final de proveer de esta tecnología a la población más aislada de Colombia, mejorando la calidad del aire interior de sus hogares y por tanto, su calidad de vida. .

6.4 Aportaciones

Excepto la instalación experimental y los modelos de los que se disponía, todo lo realizado en este TFM son aportaciones propias, la revisión bibliográfica realizada, todos los experimentos, tratamiento de datos, extrapolación de resultados y conclusiones.

CAPÍTULO 7.- BIBLIOGRAFÍA

- [1] O. F. Obi, S. L. Ezeoha, and I. C. Okorie, "Energetic performance of a top-lit updraft (TLUD) cookstove," *Renew. Energy*, vol. 99, pp. 730–737, Dec. 2016, doi: 10.1016/j.renene.2016.07.060.
- [2] "Contaminación del aire de interiores y salud." <https://www.who.int/es/news-room/fact-sheets/detail/household-air-pollution-and-health> (accessed Aug. 05, 2020).
- [3] "OMS | Las guías sobre la calidad del aire de la oms y otras fuentes de información." https://www.who.int/phe/health_topics/outdoorair/databases/air_quality/es/index1.html (accessed Aug. 05, 2020).
- [4] DANE, "Boletín Técnico Encuesta Nacional de Calidad de Vida (ECV) 2018. Resultados Bogotá," *Encuesta Calid. Vida 2018*, pp. 1–15, 2019, [Online]. Available: www.dane.gov.co/files/investigaciones/condiciones_vida/calidad_vida/2018/Region-bt-ECV-18-bogota.pdf.
- [5] J. F. Pérez, A. Melgar, and P. N. Benjumea, "Effect of operating and design parameters on the gasification/combustion process of waste biomass in fixed bed downdraft reactors: An experimental study," *Fuel*, vol. 96, pp. 487–496, 2012, doi: 10.1016/j.fuel.2012.01.064.
- [6] H. E. Díez and J. F. Pérez, "Physicochemical Characterization of Representative Firewood Species Used for Cooking in Some Colombian Regions," *Int. J. Chem. Eng.*, vol. 2017, 2017, doi: 10.1155/2017/4531686.
- [7] J. F. Perez, "Modelado unidimensional del proceso de gasificación de biomasa lignocelulósica en lechos empacados en equicorriente," Universidad de Valladolid, 2007.
- [8] C. H. W. Ruhe, "BP Statistical Review of World Energy," *JAMA J. Am. Med. Assoc.*, vol. 225, no. 3, pp. 299–306, 1973, doi: 10.1001/jama.1973.03220300055017.
- [9] Ministerio de minas y energías, "Energy Demand Situation in Colombia," 2017.
- [10] E. Press, "España reduce un 21% el consumo de combustibles desde 2007, según EAE," Accessed: Jun. 08, 2020. [Online]. Available: <https://www.europapress.es/economia/noticia-espana-reduce-21-consumo-combustibles-2007-eae-20180716141805.html>.
- [11] "biomasa | Diccionario de la lengua española | RAE - ASALE." <https://dle.rae.es/biomasa> (accessed Feb. 15, 2020).
- [12] L. Energía and D. E. L. A. Biomasa, "Leccion 7. energía de la biomasa 7.1." *Apuntes Tecnología Energética, UVa*, 2018.
- [13] A. R. Fernando Sebastián Nogués, Daniel García-Galindo, *Energía de la Biomasa (volumen I) - Google Libros*. Zaragoza, 2010.

- [14] J. A. H.-C. Forestal and undefined 2010, "Improved cook stoves and fuelwood lots: an alternative of fuel self-supply for small farmers dependent of oak forests in the Colombia eastern cordillera," *scielo.org.co*, Accessed: Feb. 18, 2020. [Online]. Available: http://www.scielo.org.co/scielo.php?pid=S0120-07392010000200006&script=sci_arttext&tlng=en.
- [15] H. E. Díez and J. F. Pérez, "Effects of wood biomass type and airflow rate on fuel and soil amendment properties of biochar produced in a top-lit updraft gasifier," *Environ. Prog. Sustain. Energy*, vol. 38, no. 4, Jul. 2019, doi: 10.1002/ep.13105.
- [16] M. B. Cardoso, A. H. Ladio, S. M. Dutrus, and M. Lozada, "Preference and calorific value of fuelwood species in rural populations in northwestern Patagonia," *Biomass and Bioenergy*, vol. 81, pp. 514–520, Oct. 2015, doi: 10.1016/j.biombioe.2015.08.003.
- [17] G. Mosiori, C. Onindo, ... P. M.-S. A. J., and undefined 2015, "Characteristics of potential gasifier fuels in selected regions of the Lake Victoria Basin," *scielo.org.za*, Accessed: Feb. 19, 2020. [Online]. Available: http://www.scielo.org.za/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0038-23532015000300018.
- [18] L. Rodriguez, "Gasificación de biomasa para la producción sostenible de energía. Revisión de las tecnologías y barreras para su aplicación," 2015.
- [19] C. Augusto Estrada and A. Zapata Meneses, "Gasificación De Biomasa Para Producción De Combustibles De Bajo Poder Calorífico Y Su Utilización En Generación De Potencia Y Calor.," *Sci. Tech.*, vol. 2, no. 25, pp. 155–159, 2004, doi: 10.22517/23447214.7229.
- [20] C. A. E. Martínez, "Modelado unidimensional y multipartícula del proceso de gasificación de biomasa lignocelulósica en una planta industrial," 2015.
- [21] F. Tinaut, A. Melgar, B. Giménez, M. R.- Fuel, and undefined 2010, "Characterization of the combustion of biomass producer gas in a constant volume combustion bomb," *Elsevier*, Accessed: Feb. 14, 2020. [Online]. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0016236109004682>.
- [22] M. Nieto Salinas, "Caracterización del proceso de combustión de gas de síntesis en bombas de combustión a volumen constante para su utilización en MCI," Trabajo de fin de Máster, Universidad de Valladolid, 2019.
- [23] IDAE, "Energía de la biomasa. Gasificación."
- [24] Instituto Colombiano de Normas Técnicas (NTD), "Productos para la industria agrícola. Productos orgánicos usados como abonos o fertilizantes y enmiendas de suelo. Standard NTC 5167:2011."
- [25] F. V. Tinaut and J. . López, "Combustión en MEP," in *Motores de combustión interna alternativos*, 2011, pp. 538–576.
- [26] A. Katoch, M. Asad, S. Minaev, and S. Kumar, "Measurement of laminar burning velocities of methanol-air mixtures at elevated temperatures," *Fuel*, vol. 182, pp.

- 57–63, 2016, doi: 10.1016/j.fuel.2016.05.076.
- [27] A. S. Calvete, “Caracterización de procesos de combustión de mezclas H₂/aire e H₂/CO/aire para su uso como combustibles en MCI A,” 2018.
- [28] E. Álvarez Pérez, “Estudio de inestabilidades y caracterización del proceso de combustión de mezclas de metano-hidrógeno-aire en condiciones celulares,” Trabajo de fin de Máster, Universidad de Valladolid, 2019.
- [29] J. Steven and J. Alvarez, “Estudio de las inestabilidades de combustión de un motor de encendido provocado trabajando con altas relaciones de compresión,” 2017.
- [30] M. Metghalchi and J. C. Keck, “Laminar burning velocity of propane-air mixtures at high temperature and pressure,” *Combust. Flame*, vol. 38, no. C, pp. 143–154, 1980, doi: 10.1016/0010-2180(80)90046-2.
- [31] M. Metghalchi, “LAMINAR BURNING VELOCITY OF ISOCTANE-AIR, METHANE-AIR, AND METHANOL-AIR MIXTURES AT HIGH TEMPERATURE AND PRESSURE }y,” Massachusetts Institute of Technology, 1976. Accessed: Sep. 07, 2020. [Online]. Available: <https://dspace.mit.edu/handle/1721.1/65002>.
- [32] M. Metghalchi and J. C. Keck, “Laminar Burning Velocity of Propane-Air Mixtures At High Temperature and Pressure.,” 1979.
- [33] J. J. Hernández, C. Serrano, J. Pérez, and A. J. Horrillo, “Velocidad de Combustión Laminar del Gas de Gasificación Calculada usando Diferentes Mecanismos de Reacción,” *Inf. Tecnol.*, vol. 15, no. 3, pp. 19–22, 2004, doi: 10.4067/s0718-07642004000300003.
- [34] M. Matalon, “Intrinsic Flame Instabilities in Premixed and Nonpremixed Combustion,” *Annu. Rev. Fluid Mech.*, vol. 39, no. 1, pp. 163–191, 2007, doi: 10.1146/annurev.fluid.38.050304.092153.
- [35] E. C. Okafor, A. Hayakawa, Y. Nagano, and T. Kitagawa, “ScienceDirect Effects of hydrogen concentration on premixed laminar flames of hydrogen e methane e air,” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 39, no. 5, pp. 2409–2417, 2013, doi: 10.1016/j.ijhydene.2013.11.128.
- [36] F. Liu, X. Bao, J. Gu, and R. Chen, “Onset of cellular instabilities in spherically propagating hydrogen-air premixed laminar flames,” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 37, no. 15, pp. 11458–11465, Aug. 2012, doi: 10.1016/j.ijhydene.2012.05.013.
- [37] D. Iglesias, “Caracterización de mezclas de combustibles para motores térmicos en una bomba de combustión a volumen constante,” 2015.
- [38] D. Bradley, R. A. Hicks, M. Lawes, C. G. W. Sheppard, and R. Woolley, “The Measurement of Laminar Burning Velocities and Markstein Numbers for Iso-octane-Air and Iso-octane-n-Heptane-Air Mixtures at Elevated Temperatures and Pressures in an Explosion Bomb,” 1998.
- [39] F. V. Tinaut, M. Reyes, A. Melgar, and B. Giménez, “Optical characterization of hydrogen-air laminar combustion under cellularity conditions,” *Int. J. Hydrogen*

Energy, vol. 44, no. 25, pp. 12857–12871, May 2019, doi: 10.1016/j.ijhydene.2018.11.134.

- [40] “John Dalton y la Teoría atómica.” http://www.rlabato.com/isp/qui/historia-008-2011-dalton_teor_atom.pdf (accessed May 23, 2020).
- [41] R. González, “VISUALIZACIÓN DE PROCESOS DE COMBUSTIÓN CON CÁMARA DE ALTA VELOCIDAD.” TFG, UVa, 2018.
- [42] “Reducción de emisiones de óxidos de nitrógeno.” Accessed: Aug. 25, 2020. [Online]. Available: http://ocw.uniovi.es/pluginfile.php/1015/mod_resource/content/1/1C_C12757_0910/04_GT17_Reducccion_de_NOX_en_humos.pdf.

ANEXO I: PARÁMETROS EXPERIMENTALES

Tabla 26. Experimentos realizados con datos reales

ID	FECHA	P _{res} [bar]	T _i [°C]	P _i [bar]	Fr	PRESIONES PARCIALES						¿VÁLIDO?	ESPECIE
						CH4	H2	CO	N2	CO2	AIRE		
1	29/06/2020	0,094	35	1	1	0,0107	0,16	0,226	0,634	0,735	1	NO (T _i baja)	Pinus patula
2	29/06/2020	0,022	58	0,8	1	0,029	0,06	0,122	0,447	0,527	0,804	NO (T _i baja)	Pinus patula
3	02/07/2020	0,013	68,5	0,8	1	0,023	0,051	0,113	0,441	0,516	0,819	NO (T _i baja)	Pinus patula
4	02/07/2020	0,011	75	0,8	1	0,019	0,049	0,112	0,436	0,516	0,829	SI	Pinus patula
5	02/07/2020	0,012	92	0,8	1	0,02	0,056	0,116	0,437	0,516	0,802	SI	Pinus Patula
6	02/07/2020	0,012	92	1,0	1	0,023	0,062	0,14	0,543	0,641	1,018	SI	Pinus Patula
7	02/07/2020	0,007	90	0,8	1	0,015	0,051	0,106	0,433	0,51	0,797	SI	Pinus patula
8	02/07/2020	0,011	90	0,8	1	0,018	0,05	0,111	0,436	0,515	0,802	SI	Pinus Patula
9	02/07/2020	0,012	92	1,2	1	0,023	0,074	0,162	0,649	0,768	1,207	SI	Pinus Patula
10	06/07/2020	0,012	70	1	1	0,024	0,06	0,14	0,544	0,641	1,007	NO (P _i alta)	Pinus Patula
11	06/07/2020	0,012	89	1,5	1	0,026	0,086	0,202	0,811	0,955	1,498	SI	Pinus Patula
12	06/07/2020	0,012	90	2	1	0,032	0,110	0,264	1,075	1,269	2,010	SI	Pinus Patula
13	06/07/2020	0,012	91	3	1	0,043	0,156	0,388	1,608	1,897	3,02	SI	Pinus Patula
14	06/07/2020	0,012	110	4	1	0,051	0,206	0,514	2,141	2,526	4,005	SI	Pinus Patula
15	06/07/2020	0,012	110	0,8	1	0,021	0,053	0,112	0,438	0,517	0,816	SI	Pinus Patula
16	06/07/2020	0,012	110	2	1	0,032	0,111	0,265	1,077	1,271	2,01	SI	Pinus Patula
17	10/07/2020	0,012	75	0,8	1	0,021	0,058	0,116	0,43	0,508	0,819	SI	Cordia alliodora
18	10/07/2020	0,012	90	0,8	1	0,021	0,057	0,114	0,431	0,507	0,806	SI	Cordia alliodora
19	10/07/2020	0,012	90	0,8	1	0,022	0,059	0,115	0,429	0,509	0,799	SI	Cordia alliodora
20	10/07/2020	0,012	90	1,5	1	0,028	0,098	0,205	0,795	0,94	1,502	SI	Cordia alliodora
21	10/07/2020	0,012	90	3	1	0,044	0,183	0,396	1,575	1,87	3,01	SI	Cordia alliodora
22	10/07/2020	0,012	110	0,8	1	0,02	0,061	0,114	0,431	0,509	0,8	SI	Cordia alliodora
23	10/07/2020	0,013	110	1,5	1	0,031	0,098	0,207	0,797	0,944	1,52	SI	Cordia alliodora
24	10/07/2020	0,013	110	3	1	0,044	0,184	0,398	1,576	1,872	3,011	SI	Cordia alliodora
25	10/07/2020	0,013	110	0,8	1	0,021	0,059	0,116	0,429	0,511	0,815	SI	Cordia alliodora

