

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN QUEMADOR CICLÓNICO DE BIOMASA
PARA EL LABORATORIO DE COMBUSTIÓN DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA
MECÁNICA

DAIRON FERNANDO HERRERA NIÑO

ANDRÉS MAURICIO APARICIO MESA

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

BUCARAMAGA

2022

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN QUEMADOR CICLÓNICO DE BIOMASA
PARA EL LABORATORIO DE COMBUSTIÓN DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA
MECÁNICA

Dairon Fernando Herrera Niño

Andrés Mauricio Aparicio Mesa

Trabajo de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Director

Yesid Javier Rueda Ordoñez

Doctor en Ingeniería Química

Codirector

Diego Luis Franco Jácome

Doctor en Ingeniería Mecánica

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOMECAÑICAS
ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA
BUCARAMAGA

2022

DEDICATORIA

A mi madre Nubia Esperanza y a mi padre Pedro Nel, por ser los gestores principales de este logro.

A Isabel Cristina Galindo y a mis hijos Juan José y Juan Fernando, quienes son el motor de mi vida y mi razón de ser.

A mis hermanas Nidia y Alejandra, por el apoyo incondicional en cada etapa de mi vida.

Dairon Fernando Herrera Niño

DEDICATORIA

*A todos mis familiares por darme un apoyo incondicional,
A mis amigos por las experiencias y enseñanzas durante mi vida universitaria,
y principalmente a mis padres, Milena y Primitivo, quienes fueron los responsables
de que este pequeño sueño se hiciera realidad.*

Andrés Mauricio Aparicio Mesa

AGRADECIMIENTOS

Con un sentimiento profundo de gratitud queremos agradecer a las personas que nos apoyaron y colaboraron para poder cumplir esta meta. En primer lugar, a nuestros directores de proyecto los doctores **Yesid Javier Rueda Ordoñez y Diego Luis Franco Jácome**, por compartir con nosotros sus conocimientos y su tiempo para guiarnos durante el desarrollo de nuestro proyecto de grado.

A nuestra alma mater la Universidad Industrial de Santander por formarnos como profesionales éticos y competitivos, en especial a los docentes de la Escuela de Ingeniería Mecánica por los logros adquiridos durante nuestro programa académico.

Agradecemos al personal administrativo y de planta física de la Escuela de Ingeniería Mecánica, a don Fredy y a don Henry los encargados del taller de mantenimiento por colaborarnos con nuestro banco de laboratorio, de igual manera a los conserjes Manuel y Jorge por facilitarnos el ingreso al laboratorio y las aulas que necesitábamos tener acceso durante el desarrollo de las pruebas.

A nuestros compañeros, amigos y colegas con los que establecimos un lazo de convivencia durante esta etapa, las experiencias y momentos difíciles, así como los buenos momentos ayudaron a nuestra formación como profesionales y personas.

Por último, queremos agradecer el apoyo brindado por nuestros padres y familiares en el transcurso de nuestra vida universitaria, la confianza, motivación y perseverancia fueron fundamentales para lograr juntos el objetivo.

Dairon Fernando Herrera Niño y Andrés Mauricio Aparicio Mesa

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	16
1. OBJETIVOS	18
1.1 OBJETIVO GENERAL	18
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	18
2. MARCO TEÓRICO.....	19
2.1 Biomosas en Colombia.....	21
2.2 Clasificación de las biomosas.....	22
2.2.1 Sector agrícola	23
2.2.2 Sector pecuario	24
2.2.3 Residuos sólidos urbanos	25
2.3 Aplicaciones industriales de la biomasa	25
2.3.1 Combustión directa.....	26
2.3.2 Gasificación	27
2.3.3 Pirólisis	27
2.3.4 Digestión anaerobia.....	28
2.4 Poder calorífico de las biomosas	28
2.4.1 Poder calorífico superior (PCS)	29
2.4.2 Poder calorífico inferior (PCI)	30
2.3 Granulometría.....	31
2.4 Primera Ley de la Termodinámica	32
2.4.1 Segunda Ley de la Termodinámica	33
2.4.2 Temperatura de llama adiabática	33

2.5 Estequiometria.....	34
2.6 Velocidad de arrastre de la biomasa	34
2.7 Humedad en el combustible	35
2.8 Quemadores.....	36
2.8.1 Quemador ciclónico.....	37
2.8.3 Quemador de lecho arrastrado.....	45
2.8.4 Quemador de lecho fijo	46
2.8.5 Quemador de lecho fluidizado.....	47
3. METODOLOGÍA.....	49
3.1 Materiales	49
3.1.1 Caracterización de las biomosas.....	50
3.2 Preparación del combustible	52
3.3 Descripción del equipo	53
3.4 Método.....	54
3.4.1 Procedimiento	54
3.5.2 Modelo termodinámico cero-dimensional.....	58
4. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DE LABORATORIO	67
4.1. PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS.....	67
4.1.1 Quemador ciclónico Horizontal (Alternativa 1)	67
4.1.2 Quemador ciclónico vertical (Alternativa 2)	68
4.2. DISEÑO EN DETALLE	69
4.2.1 Diseño reactor ciclónico	71
4.2.2 Suministro de aire	77
4.2.3 Sistema de alimentación de biomasa	86

4.2.4 Adquisición de datos	91
5. RESULTADOS Y DISCUSIONES	97
5.1 Pruebas de estabilidad	98
5.2 Efecto del factor de equivalencia (Φ) en el quemador ciclónico	102
5.3 Efecto del flujo de combustible en el quemador ciclónico	105
6. CONCLUSIONES.....	108
7. OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES	109
BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS	110
ANEXOS	114

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Cultivos generadores de biomasa residual agrícola	23
Tabla 2. Procesos de conversión de biomasa	26
Tabla 3. Poder calorífico de algunas biomásas	29
Tabla 4. Poder calorífico superior de algunas biomásas	30
Tabla 5. Velocidad mínima de arrastre recomendable.....	35
Tabla 6. Humedades de algunos residuos.....	36
Tabla 7. Comparación de emisiones de tres tipos de quemadores ciclónicos	42
Tabla 8. Comparación de emisiones de CO y NOx	43
Tabla 9. Análisis próximo y elemental de biomásas. Todas las unidades están en % a excepción del poder calorífico y la densidad aparente	51
Tabla 10. Caracterización de alimentación de biomasa.....	55
Tabla 11. Resultados de caudal de aire por placa de orificio.....	56
Tabla 12. Resultados de caudal de aire con anemómetro.....	57
Tabla 13. Resultados obtenidos en el modelo termodinámico cero dimensional...	66
Tabla 14. Propiedades de las biomásas a evaluar	89
Tabla 15. Clasificación de los termopares	94
Tabla 16. Resultados para el aserrín	104
Tabla 17. Parámetros de combustión	105
Tabla 18 Plan de mantenimiento del equipo de quemador ciclónico	118
Tabla 19. Presupuesto y costo del banco de laboratorio	126

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Fuentes de obtención de biomasa	19
Figura 2. Ecuación química de la fotosíntesis.....	20
Figura 3. Residuos agrícolas de Colombia	21
Figura 4. Clasificación de las biomásas en Colombia.....	23
Figura 5. Animales generadores de biomasa sector pecuario	24
Figura 6. Quemador ciclónico	38
Figura 7. Funcionamiento quemador ciclónico	39
Figura 8. Esquema de quemador ciclónico a escala de laboratorio de Purwanto S. et al.....	40
Figura 9. Esquema de quemador ciclónico a escala de laboratorio de Siyi L. et al.....	41
Figura 10. Caldera acuotubular con quemadores ciclónicos	44
Figura 11. Sistema de bypass en quemadores ciclónico	45
Figura 12. Quemador de lecho arrastrado	46
Figura 13. Quemadores de lecho fijo: (a) Flujo ascendente. (b) Flujo descendente	47
Figura 14. Quemadores de lecho fluidizado: (a) Burbujeante (b) Circulante	48
Figura 15. Biomásas evaluadas en el proyecto	49
Figura 16. Molino de cuchillas y martillos	53
Figura 17. Diagrama esquemático del banco de laboratorio.....	54
Figura 18. Caracterización de caudal de aire con placa de orificio	56
Figura 19. Caracterización de caudal de aire con anemómetro.....	57
Figura 20. Caracterización del ventilador centrifugo	58
Figura 21. Condiciones atmosféricas en Bucaramanga.....	61
Figura 22. Quemador ciclónico horizontal.....	67
Figura 23. Quemador ciclónico Vertical	68
Figura 24. Sistemas del prototipo de quemador ciclónico.....	70
Figura 25. Ensamble del banco de quemador ciclónico CAD	71

Figura 26. Cámara de combustión aislada	72
Figura 27. Interfaz del código EES de transferencia de calor en la cámara de combustión.....	73
Figura 28. Capas de los materiales aislantes en la cámara de combustión	76
Figura 29. Cilindro para el diseño de la cámara de combustión	77
Figura 30. Ventilador centrífugo.....	78
Figura 31. Gráfica de velocidad de aire en función del diámetro de tubería	79
Figura 32. Dimensiones placa de orificio Norma ISO 51-67	80
Figura 33. Tomas de presión con placa de orificio.....	81
Figura 34. Distancia para distintas tomas de presión con placa de orificio	83
Figura 35. Gráfica de caudal de aire en función de la diferencia de altura	85
Figura 36. Modelo CAD del tornillo sin fin de alimentación.....	88
Figura 37. Soporte de tornillo en unión de PVC modelo CAD	88
Figura 38. Motor reductor para el sistema de alimentación de biomasa.....	90
Figura 39. Manómetro en U del banco de laboratorio.....	91
Figura 40. Sensor de humedad y temperatura ambiente para Arduino	92
Figura 41. Conexión de los módulos para la medición de temperatura	93
Figura 42. Pantalla tipo LCD para Arduino	95
Figura 43. Análisis de resistencia para la estructura de la cámara de combustión	96
Figura 44. Banco de laboratorio de quemador ciclónico	96
Figura 45. Esquema de posición de los termopares tipo K.....	97
Figura 46. Prueba de combustión para bagazo de caña y cascarilla de arroz.....	98
Figura 47. Perfil de temperaturas durante la combustión de aserrín con un flujo másico de combustible de 5 kg/h.....	99
Figura 48. Perfil de temperaturas durante la combustión del bagazo de caña con un flujo másico de combustible de 5 kg/h.	100
Figura 49. Perfil de temperaturas durante la combustión de cascarilla de arroz con un flujo másico de combustible de 5 kg/h.	101
Figura 50. Perfil de temperaturas para la combustión de 1.5 kg/h de aserrín con un factor de equivalencia de 0.4.	102

Figura 51. Perfil de temperaturas para la combustión de 1.5 kg/h de aserrín con un factor de equivalencia de 0.6	103
Figura 52. Perfil de temperaturas para la combustión de 1.5 kg/h de aserrín y un factor de equivalencia de 0.8	104
Figura 53. Perfil de temperatura para la combustión de cascarilla de arroz en condiciones máximas de operación del quemador ciclónico	106
Figura 54. Perfil de temperatura para la combustión de aserrín en condiciones máximas de operación del quemador ciclónico	107
Figura 55. Perfil de temperaturas para la combustión del bagazo de caña en condiciones máximas de operación del quemador ciclónico	107
Figura 56. Esquema de tablero de control banco de laboratorio	115

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A. Manual de operación del banco de laboratorio	114
ANEXO B. Código para el cálculo de caudales de aire por placa de orificio según la Norma ISO-5167	120
ANEXO C. Modelo termodinámico cero dimensional desarrollado en EES.....	122
ANEXO D. Presupuesto y costo del banco de laboratorio	126
ANEXO E. Ficha técnica comerciales para cotización.....	127
ANEXO F. Interfaz en Excel de los consumibles de la práctica de laboratorio. ..	129
ANEXO G. Evidencia fotográfica	130
ANEXO H. Formato de práctica de laboratorio de combustión industrial.....	132
ANEXO I. Planos CAD del banco de laboratorio de quemador ciclónico.....	138
ANEXO J. Pruebas de caracterización de flujo másico de combustible	144

RESUMEN

TÍTULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN QUEMADOR CICLÓNICO DE BIOMASA PARA EL LABORATORIO DE COMBUSTIÓN DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA*

AUTORES: Dairon Fernando Herrera Niño, Andrés Mauricio Aparicio Mesa**

PALABRAS CLAVE: Quemador ciclónico, tiempo de residencia, relación de equivalencia, relación aire combustible, biomasa.

DESCRIPCIÓN: Los quemadores ciclónicos son una tecnología de combustión directa, diseñados en un principio para la combustión de polvos de carbón, pero se han desarrollado recientemente para la utilización de biomasa con tamaños de partículas muy finas conocidas como BMF (Biomass Micron Fuel), con el fin de aprovechar un residuo agroindustrial en la generación de calor y energía para procesos industriales en ingeniería.

Se desarrolló un modelo termodinámico cero dimensional para diseñar y dimensionar un quemador ciclónico a escala de laboratorio, para evaluar los parámetros característicos de la combustión de biomasa con granulometrías menores a 250 micras, se analizó el perfil de temperatura a través de la cámara de combustión variando la relación de equivalencia para determinar el efecto del tiempo de residencia y exceso de aire en la temperatura durante la combustión. El proceso de combustión en los quemadores ciclónicos utiliza un flujo de aire tangencial a la cámara de combustión con el fin de formar un ciclón y aumentar el tiempo de residencia del combustible. Los combustibles que se utilizaron en el desarrollo de las pruebas fueron aserrín, cascarilla de arroz, cascarilla de sachá inchi y bagazo de caña.

Durante el desarrollo de las prácticas se observó que las biomasa cuyas granulometrías eran menores tenían mejor rendimiento durante la combustión. Se realizaron variaciones de la relación de equivalencia la cuál es dependiente de la relación aire-combustible, y se concluyó que la relación de equivalencia óptima estaba en 0,6. Para cada una de las biomasa que fueron evaluadas se desarrolló un perfil de temperatura longitudinal para él estudió de las pérdidas por transferencia de calor, comparando la temperatura de llama adiabática con los datos obtenidos experimentalmente.

*Trabajo de grado

** Facultad de Ingenierías Físico mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Yesid Javier Rueda Ordoñez, Doctor en Ingeniería Química. Codirector: Diego Luis Franco Jácome, Doctor en Ingeniería Mecánica.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF A CYCLONE BIOMASS BURNER FOR THE COMBUSTION LABORATORY OF THE SCHOOL OF MECHANICAL ENGINEERING*

AUTHOR: Dairon Fernando Herrera Niño, Andrés Mauricio Aparicio Mesa**

KEY WORDS: Cyclone burner, residence time, equivalence ratio, air fuel ratio, biomass.

DESCRIPTION: Cyclone burners are a direct combustion technology, originally designed for the combustion of coal powders, but have recently been developed for the use of biomass with very fine particle sizes known as BMF (Biomass Micron Fuel), in order to take advantage of an agro-industrial waste in the generation of heat and energy for industrial processes in engineering.

A zero dimensional thermodynamic model was developed to design and size a laboratory scale cyclone burner, to evaluate the characteristic parameters of biomass combustion with granulometries less than 250 microns, the temperature profile through the combustion chamber was analyzed varying the equivalence relationship to determine the effect of residence time on temperature during combustion.

The combustion process in cyclone burners uses an air flow tangential to the combustion chamber in order to form a cyclone and increase the residence time of the fuel. The fuels used in the development of the tests were sawdust, rice husk, sachá inchi husk and cane bagasse.

During the development of the practices, it was observed that the biomasses whose size particle were smaller had better performance during combustion. Variations of the equivalence ratio were made, which is dependent on the air-fuel ratio, and it was concluded that the optimal equivalence ratio was 0.6. For each of the biomasses that were evaluated, a longitudinal temperature profile was developed for him to study the losses due to heat transfer, comparing the adiabatic temperature with the data obtained experimentally.

* Degree work

** Faculty of Physical Mechanical Engineering. School of Mechanical Engineering. Director: PhD. Yesid Javier Rueda Ordoñez. Co-director: PhD. Diego Luis Franco Jácome.

INTRODUCCIÓN

Actualmente, la demanda de energía en los sectores agrícolas, industriales, comerciales, entre otros, han resultado en un excesivo consumo de energía fundamentado en primer lugar por fuentes no renovables como el carbón y los derivados del petróleo. Este alto consumo de energía junto con otros problemas contemporáneos como la deforestación han contribuido al fenómeno del cambio climático y a un empeoramiento de la contaminación del aire, una gran demanda y consumo de este recurso no renovable ha contribuido en gran parte al aumento de la contaminación ambiental.

Sin embargo, se han desarrollado diferentes alternativas y tecnologías para la generación de energía que han surgido buscando mitigar los efectos producidos por el consumo de combustibles fósiles. Estas fuentes de energía como la biomasa se consideran renovables o alternativas puesto que provienen de procesos naturales que tienen ciclos de reabastecimiento cortos, comparados con los combustibles fósiles.

Una de las formas de aprovechamiento de la energía contenida en la biomasa es mediante la combustión directa. Este proceso consiste en la oxidación de la biomasa donde el calor liberado durante la reacción es aprovechado para una aplicación específica, como son suministrar calor a un proceso o producir vapor de agua. Una de las alternativas renovables de energía que se investiga en ingeniería para reducir la dependencia del carbón y el petróleo, es el del aprovechamiento de las biomásas agroindustriales residuales.

La biomasa representa un gran potencial de energía para países con alta producción agrícola como es el caso de países sudamericanos de clima tropical. Existen diversas industrias que generan grandes cantidades de biomasa, particularmente las de productos forestales y las agrícolas. En las industrias de productos forestales se generan grandes cantidades de aserrín, cortezas, ramas y otros residuos. En las industrias agrícolas cada uno de los ciclos de la cosecha

genera grandes cantidades de biomasa incluidos bagazo, tucas de maíz, cascarillas de arroz y las podas o recortes de huertos y viñedos, entre otros.

Según la Superintendencia de Industria y Comercio de Colombia (SIC)¹, gran parte de la biomasa obtenida de plantaciones es utilizada como material para abastecer calderas de combustión. La combustión de biomasa y otros combustibles sólidos en calderas se pueden clasificar según su tecnología; en combustión de lecho fluidizado y combustión en suspensión. El quemador ciclónico pertenece al grupo de combustión en suspensión, este mecanismo de inyección de aire optimiza el proceso de mezclado con el combustible garantizando mejores eficiencias de la combustión.

Algunas ventajas de utilizar estas biomasa es que presentan una alta disponibilidad, su combustión tiene un impacto medio ambiental menor, contribuye a la generación de empleo en zonas rurales entre otras. El aprovechamiento de las biomasa para la producción de energía en un país está ligado a la capacidad de producción y aprovechamiento de residuos agroindustriales.

Este proyecto de investigación tiene como objetivo diseñar y construir un quemador ciclónico a escala de laboratorio con capacidad para quemar de 1 a 5 kg/h de biomasa (serrín, bagazo, cascarilla de arroz) con una granulometría menor a 250 micras que será instalado en el Laboratorio de Combustión de la Escuela de Ingeniería Mecánica – UIS para el posterior desarrollo de prácticas de laboratorio.

El desarrollo de un prototipo a escala de laboratorio dedicado para la investigación y el desarrollo de prácticas permitiría a los estudiantes de ingeniería mecánica reforzar los conocimientos teóricos relacionados con la termodinámica, transferencia de calor y combustión.

¹ SIC, EFICIENCIA DE CALDERAS PARA EL USO DE BIOMASA, Boletín tecnológico, Colombia 2017. p.8.

1. OBJETIVOS

1.1 OBJETIVO GENERAL

- Desarrollar un banco de laboratorio para la evaluación de combustibles sólidos mediante la tecnología de quemador ciclónico para el Laboratorio de Combustión de la Escuela de Ingeniería Mecánica - UIS.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

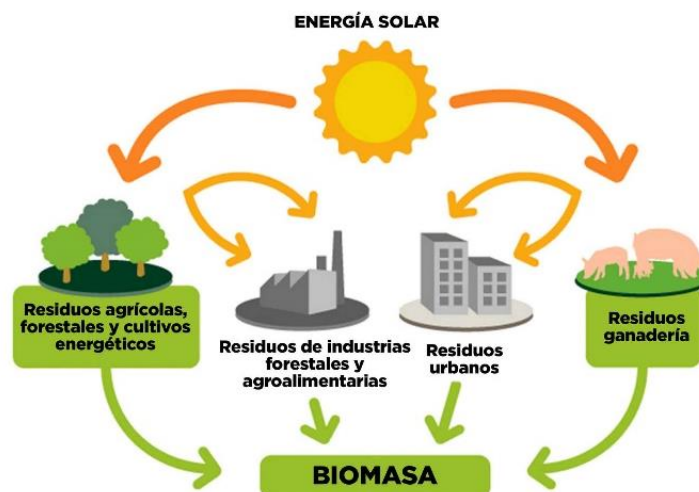
- Determinar los parámetros característicos de la combustión para dimensionar el quemador por medio de un modelo termodinámico cero-dimensional.
- Diseñar y construir un equipo de quemador ciclónico para la quema de combustibles sólidos con una capacidad de 1 a 5 kg/h de BMF (Biomass Micron Fuel) con granulometrías menores a 250 micras.
- Desarrollar un manual de laboratorio que describa los protocolos de operación del equipo durante la ejecución de las practicas asociadas con las tecnologías de combustión de biomasa.
- Validar el modelo termodinámico de combustión por medio de pruebas de funcionamiento del equipo con diferentes tipos de biomasa.

2. MARCO TEÓRICO

La biomasa es cualquier material que proviene de organismos vivos tales como vegetación, bosques, selvas, cultivos acuáticos, bosques naturales, residuos agrícolas, desechos de animales y desechos urbanos e industriales de tipo orgánico que puede utilizarse para producir energía². La biomasa residual hace referencia a los subproductos que se derivan de las transformaciones naturales o industriales que se llevan a cabo en la materia orgánica. En la Figura 1 se observa las fuentes generadoras de biomasa³.

La biomasa que se obtiene en forma natural con un porcentaje de humedad menor al 60%, como el serrín, cascarilla de residuos agrícolas, entre otras, se prestan mejor a ser utilizadas energéticamente mediante procesos termoquímicos, que producen directamente energía térmica o productos secundarios en la forma de combustibles sólidos, líquidos o gaseosos.

Figura 1. Fuentes de obtención de biomasa



² Jiménez, Andrés. Análisis de proyectos con fuentes no convencionales de energía en América Latina. Plan de energización rural del departamento de Nariño. San Juan de Pasto – Nariño Colombia 2013 p. 15 – 25

³ Isidro; La biomasa, fuente de energía renovable de gran potencial. [En línea] (Recuperado: 11 de junio 2021) Disponible en: <https://www.topcable.com/blog-electric-cable/la-biomasa-fuente-de-energia-renovable-de-gran-potencial>

Fuente: Isidro; La biomasa, fuente de energía renovable de gran potencial. [En línea] (Recuperado: 11 de junio 2021)

Una de las ventajas de las biomásas es que convierte un residuo agrícola en una fuente de energía sustentable, que podría reducir el consumo de combustibles fósiles tradicionales y que puede llegar a representar un potencial energético significativo.

La biomasa es un recurso que se considera renovable, porque se genera en periodos de tiempo cortos si los comparamos con la formación de los combustibles fósiles. Su contenido energético es el resultado de la fotosíntesis, que es el proceso de conversión de la energía lumínica del sol en energía química⁴. En la Figura 2 se observa la ecuación química del proceso de fotosíntesis.

Figura 2. Ecuación química de la fotosíntesis



Fuente: Patiño, Pedro. Biomasa: estudio de factibilidad para implementar un sistema de generación de energía a partir de residuos vegetales. Bucaramanga 2014, 90p. Trabajo de investigación. Universidad de Santander, 2014.

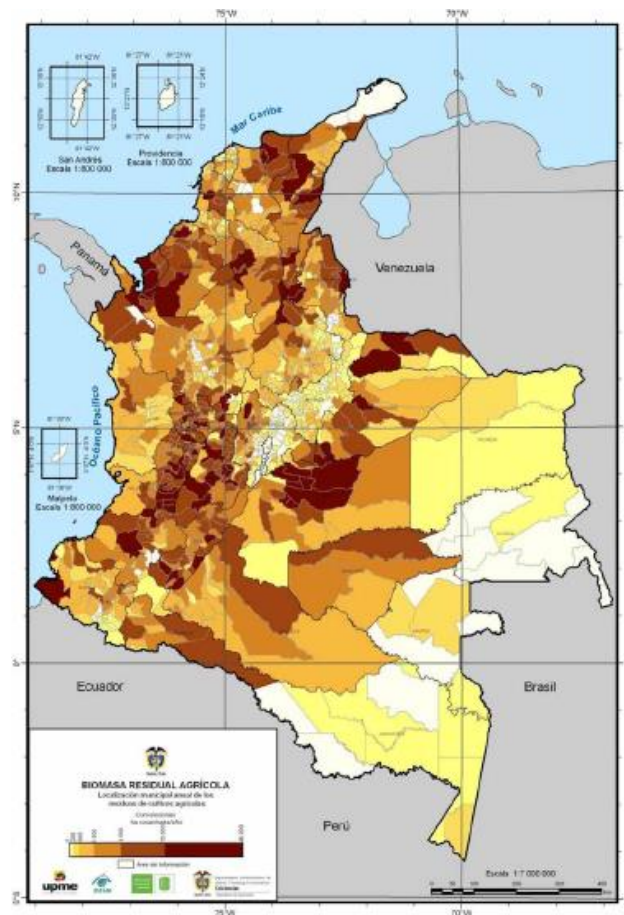
El impacto ambiental de la biomasa es considerablemente inferior al que se deriva de la utilización de combustibles fósiles, su contenido en azufre y metales pesados es casi nulo y el CO₂ emitido en la combustión se considera neutro ya que se emite la misma cantidad que fue absorbida por la planta en su etapa de crecimiento.

⁴ Patiño, Pedro. Biomasa: estudio de factibilidad para implementar un sistema de generación de energía a partir de residuos vegetales. Bucaramanga 2014, 90p. Trabajo de investigación. Universidad de Santander, 2014.

2.1 Biomosas en Colombia

Colombia tiene una posición geográfica y unas características climáticas que ofrece condiciones favorables para el desarrollo de las actividades agropecuarias. El país cuenta con una superficie de 114.174.800 hectáreas, de las cuales el 44,77% se estima que se destinan a la actividad agropecuaria (Ministerio de agricultura y desarrollo rural)⁵. En la Figura 3 se muestra el mapa de biomasa residual en Colombia⁶.

Figura 3. Residuos agrícolas de Colombia



⁵ Ministerio de Agricultura y Desarrollo Rural (2010). Bogotá, D.C., (Colombia) Dirección de política sectorial del MADR

⁶ H. Escalante Hernández, J. Orduz Prada, H. J. Zapata Lesmes, M. C. Cardona Ruiz, y M. Duarte Ortega, Atlas del Potencial Energético de la Biomasa Residual en Colombia. 2007.

Esto evidencia que en Colombia el sector agropecuario es una fuente importante de biomasa residual. En los últimos años, ha aumentado el interés en el aprovechamiento de residuos en diferentes ámbitos debido a su bajo costo, su alta disponibilidad, (es una fuente de energía asequible a poblaciones rurales) y la necesidad de reducir el impacto ambiental causado por la quema de combustibles no renovables.

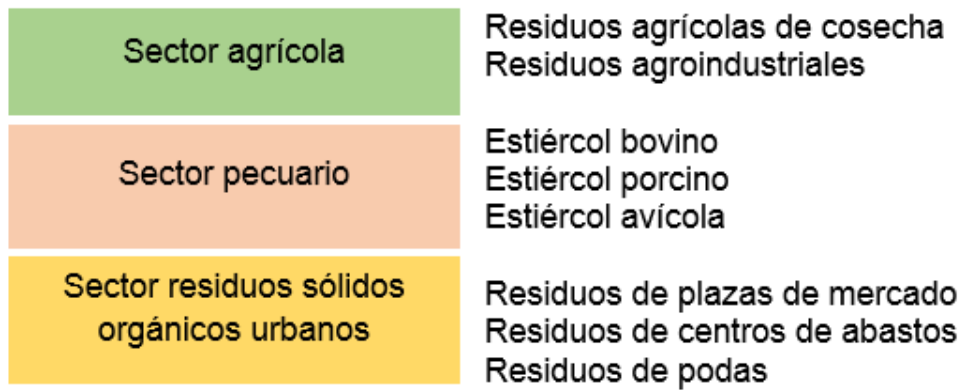
En Colombia se tiene un potencial energético en el uso de residuos de origen forestal y agrícola, las biomásas más utilizadas en la producción de energía son el bagazo de caña de azúcar (1.5 millones de toneladas anuales), la cascarilla de arroz (457.000 toneladas anuales) y el fruto de palma de aceite (600.000 toneladas anuales) según el Atlas del Potencial Energético de la Biomasa Residual en Colombia.

Se puede estimar con la producción del año 2015, que en Colombia se produjeron en este año, cerca de 608.713 toneladas de cascarilla de arroz y 6.149.068 toneladas de bagazo de caña. Igualmente se producen cerca de 700.000 toneladas de residuos de la madera. Para el año 2017 fue de 218.007.204 toneladas. De esta cantidad, los cultivos que más residuos generaron fueron la caña de azúcar con cerca de 155.866.414 toneladas, el plátano 26.547.871 toneladas y el banano 12.674.307 toneladas.

2.2 Clasificación de las biomásas

Colombia por ser un país de alta producción agrícola es un generador masivo de residuos agrícolas, por lo que las biomásas pueden clasificarse en tres amplios sectores de obtención como se observa en la Figura 4 según el Atlas de Biomásas de Colombia del Ministerio de Minas y Energía se clasifican de la siguiente manera:

Figura 4. Clasificación de las biomásas en Colombia



2.2.1 Sector agrícola

En este sector están las conformadas por los subproductos que se generan durante los procesos de recolección y transformación de las actividades agrícolas las cuales generan residuos. El sector agrícola es uno de los mayores generadores de biomásas en Colombia, debido a sus amplias extensiones de cultivos y su riqueza ambiental para cultivar diferentes tipos de alimentos. En la Tabla 1 se observa los cultivos generadores de biomasa agrícola en Colombia según el tipo de cultivo.

Tabla 1. Cultivos generadores de biomasa residual agrícola

Cultivos generadores de biomasa	
Transitorios	Permanentes
Arroz	Banano
Maíz	Caña de azúcar
	Caña de panela
	Palma de aceite
	Plátano
	Café

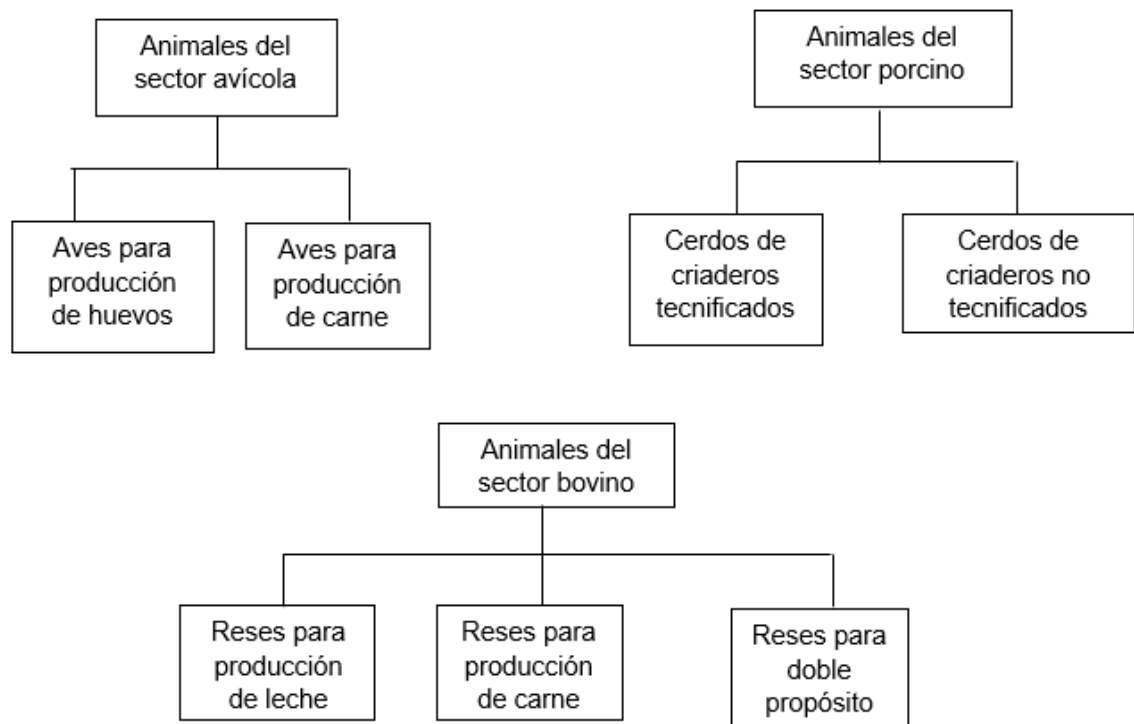
Fuente: H. Escalante Hernández, J. Orduz Prada, H. J. Zapata Lesmes, M. C. Cardona Ruiz, y M. Duarte Ortega, Atlas del Potencial Energético de la Biomasa Residual en Colombia. 2007.

Los ingenios azucareros, la industria arrocera, de café, palma de aceite entre otros, generan como transformación de la materia prima residuos orgánicos que pueden ser utilizados en la generación de calor, energía y otros procesos de reutilización a través de distintos procesos fisicoquímicos, como la obtención de biogás, bioetanol y materiales a los que se les pueda dar un valor agregado y un flujo comercial.

2.2.2 Sector pecuario

El estiércol generado por cadenas productivas de animales, como las avícolas, el sector bovino y el sector porcino son los considerados como la biomasa residual para este sector. En Colombia, el sacrificio de ganado (vacuno, bufalino, porcino caprino y ovino) para el tercer trimestre del año 2018 alcanzó un total de 496.445 toneladas y el sector avícola produjo 1.624.000 toneladas de pollo. En la Figura 5 se clasifican los animales generadores de biomasa en el sector pecuario.

Figura 5. Animales generadores de biomasa sector pecuario



Fuente: Atlas del Potencial Energético de Biomasa en Colombia

Existen otros residuos generados en el sector pecuario como aquellos que se producen antes de realizar el beneficio del animal (estiércol, orín, restos de piel o plumaje, restos de alimentación y restos del hábitat, etc.) que son susceptibles de aprovechamiento. Por ejemplo, un cerdo de 110kg puede producir 4,6kg de residuos (estiércol y orina).

El principal uso de los residuos del sector pecuario es la generación de biogás, aprovechando el estiércol de los animales, a través de biodigestores para su obtención.

2.2.3 Residuos sólidos urbanos

Dentro del grupo de residuos urbanos se encuentran los provenientes de centros de abastos, plazas de mercado y podas de zonas verdes urbanas. La concentración de diferentes desechos, puede ser un gran problema para las ciudades, la forma de como procesar esos residuos para colaborar con el medio ambiente.

Una de las principales soluciones a este problema son las plantas de termo valorización, que utilizan estos residuos urbanos para la generación de energía eléctrica y obtención de gas natural. El principal problema es su costo de inversión inicial.

2.3 Aplicaciones industriales de la biomasa

Las biomásas tienen diferentes aplicaciones entre las cuales se destacan la obtención de combustibles, fertilizantes agrícolas, obtención de nano partículas, y procesos industriales que necesiten de un gasto energético considerable.

El aprovechamiento de la biomasa depende de sus características físicas, en la Tabla 2 se muestran los procesos de conversión aplicables de biomasa, producto final y sus aplicaciones⁷.

⁷ UPME. Aproximación al potencial energético de la Biomasa residual en Colombia. Ministerio de Minas y Energía. Colombia 2007

Tabla 2. Procesos de conversión de biomasa

Tipo de biomasa	Características físicas	Procesos de conversión aplicables	Producto final	Aplicaciones
Materiales orgánicos de alto contenido de humedad.	Estiércoles. Residuos de alimentos. Efluentes industriales. Residuos urbanos.	Digestión anaeróbica y fermentación alcohólica.	Biogás. Metanol. Etanol. Biodiesel.	Motores de combustión. Turbinas de gas. Hornos y calderas. Estufas domésticas.
Materiales lignocelulósicos (cultivos energéticos, residuos forestales de cosechas y urbanos).	Polvo. Astillas. Pellets. Briquetas. Leños. Carbón vegetal.	Densificación. Combustión directa. Pirólisis. Gasificación.	Calor. Gas pobre. Hidrógeno. Biodiesel.	Estufas domésticas. Hornos y calderas. Motores de combustión. Turbinas de gas.

Fuente: UPME. Aproximación al potencial energético de la Biomasa residual en Colombia. Ministerio de Minas y Energía. Colombia 2007

Estos procesos implican una descomposición térmica de los componentes de la biomasa y una liberación de energía en forma de calor u obtención de biocombustibles intermedios. Hay cuatro procesos básicos mediante los que la biomasa puede transformarse en calor y energía: **combustión directa, gasificación, pirolisis y digestión anaerobia.**

2.3.1 Combustión directa

Tradicionalmente, la biomasa se ha empleado en pequeñas calderas domésticas para la generación de calor. En general, se trata de sistemas de limitada eficiencia energética y de uso local, que no requieren de un tratamiento previo complejo del

combustible, depende en su mayor parte de la humedad que contiene. Sin embargo, se han desarrollado tecnologías para un mayor aprovechamiento de las biomásas como combustible en las cuales se ha podido aumentar significativamente su eficiencia.

2.3.2 Gasificación

La gasificación por su parte es un proceso termoquímico usado para convertir materia carbonosa en un gas sintético (CO_2 , CH_4 y H_2) de bajo poder calorífico en un ambiente con privación de oxígeno, por lo que este proceso permite producir metanol o hidrógeno.

Es una combustión en atmósfera con bajo volumen de oxígeno, mediante la cual se genera una corriente gaseosa y un residuo sólido con propiedades combustibles. Esta reacción se puede describir como la consecución de varios fenómenos: secado, descomposición térmica o pirólisis, combustión parcial, craqueo de gases, vapores y alquitranes y gasificación de los productos finales⁸.

2.3.3 Pirólisis

Se define como un proceso termoquímico de transformación de la biomasa que, mediante la aplicación de energía y en ausencia de oxígeno, transforma la biomasa inicial en tres productos: gases no combustibles, aceites y carbón vegetal. En el proceso de pirólisis, con ausencia de oxígeno, la biomasa es destilada térmicamente con temperaturas superiores a los 250°C .

Mediante este proceso resultan tres tipos diferentes de residuos: el residuo sólido o carbón vegetal, el residuo líquido denominado comúnmente como ácidos piroleñosos o alquitrán y agua, y el residuo gaseoso que constituye precisamente

⁸ Chint Solar México S. de R.L. de C.V. La biomasa, ¿qué es y cuáles son sus aplicaciones? 2009. [En Línea]. (Recuperado en 15 de junio 2021) Disponible en: <https://chintpowerlatinoamerica.com/blog/energia-solar/la-biomasa-que-es-y-cuales-son-sus-aplicaciones/>

una mezcla de gases (incluyendo dióxido de carbono, hidrogeno, hidrocarburos ligeros y nitrógeno, etc.).

La proporción de cada uno de estos productos es dependiente de las condiciones de operación y fundamentalmente de la composición química del tipo de biomasa, así como cada uno de los subproductos depende de la temperatura, del proceso, de la materia prima, velocidades de calentamiento y de la metodología empleada⁹.

2.3.4 Digestión anaerobia

Es un proceso microbiológico que se desarrolla en ausencia de oxígeno y que está fundamentalmente ligado al tratamiento de los residuos biodegradables. El producto final es el denominado biogás, compuesto principalmente por metano y CO₂, el cual puede utilizarse para la producción de calor y/o electricidad. Los dispositivos donde se produce este proceso son conocidos como biodigestores.

2.4 Poder calorífico de las biomásas

El poder calorífico es la cantidad de energía por unidad de masa o unidad de volumen de materia que se puede desprender al producirse una reacción química de oxidación, cuando un combustible se quema por completo, es igual al valor absoluto de la entalpía de combustión del combustible. El contenido químico de un combustible también afectará el poder calorífico del material.

El alto contenido de cenizas en un combustible reducirá el poder calorífico del material.¹⁰ En general se puede considerar que el poder calorífico de la biomasa puede oscilar entre las 3000 y 4500 kcal/kg para los residuos lignocelulósicos, las 2000 y 3000 kcal/kg para los residuos urbanos y finalmente las 10000 kcal/kg para

⁹ Chint Solar México S. de R.L. de C.V. La biomasa, ¿qué es y cuáles son sus aplicaciones? 2009. [En Línea]. (Recuperado en 15 de junio 2021) Disponible en: <https://chintpowerlatinoamerica.com/blog/energia-solar/la-biomasa-que-es-y-cuales-son-sus-aplicaciones/>

¹⁰ Gracia R, Pizzaro C, Lavin AL, Bueno JL. 2014. Spanish biofuels heating value estimation, doi: 10.1016/j.fuel.2013.08.049. Part II: Proximate analysis data. Fuel 117: 1139-1147

los combustibles líquidos provenientes de cultivos energéticos. En la Tabla 3 se observa la capacidad calorífica de algunos residuos agroindustriales.

Tabla 3. Poder calorífico de algunas biomásas

Tipo de residuo	Poder calorífico superior (kcal/kg)
Aserrín	3460.7
Cascarilla de arroz	3281.6
Bagazo de caña	1823.4
Palma Africana	3558.5
Cáscara de café	4245.8

Fuente: Gracia R, Pizzaro C, Lavin AL, Bueno JL. 2014. Spanish biofuels heating value estimation, doi: 10.1016/j.fuel.2013.08.049. Part II: Proximate analysis data. Fuel 117: 1139-1147.

El poder calorífico depende de la fase de agua en los productos. El poder calorífico recibe el nombre de poder calorífico superior (PCS) cuando el agua en los productos está en forma líquida, y se llama poder calorífico inferior (PCI) cuando el agua en los productos está en forma de vapor. Se relacionan por medio de la Ecuación 1.

$$PCS = PCI + (mh_{fg})_{H_2O} \quad (kJ/kg_{combustible}) \quad (\text{Ec. 1})$$

Donde:

m = masa de agua en los productos por unidad de masa de combustible

h_{fg} = Entalpía de vaporización del agua a la temperatura especificada

2.4.1 Poder calorífico superior (PCS)

El Poder Calorífico Superior o PCS, es todo el calor liberado en la combustión, sumando además el calor que se liberaría en la condensación del agua contenida en los humos. Esta agua tiene dos orígenes: el agua formada en la reacción de combustión de la biomasa y el agua que contenía el propio combustible.

Se distinguen dos valores de PCS: el PCS en base seca y el PCS en base húmeda. Un elevado porcentaje de humedad reduce la eficiencia de la combustión debido a que una gran parte del calor liberado se usa para calentar y evaporar el agua y no se aprovecha en la reducción química del material.¹¹ En la Tabla 4 se presenta el poder calorífico superior de algunos residuos de madera y subproductos agrícolas.

Tabla 4. Poder calorífico superior de algunas biomazas

Tipo de Biomasa	Poder calorífico superior (MJ/kg)
Madera	
Astillas de madera	20.89
Corteza de pino	20.95
Desechos industriales de madera	19.0
Subproductos agrícolas	
Paja de trigo	18.94
Bagazo	18.09
Caña	18.06
Cascarilla de arroz	15.58
Aserrín	19.34

2.4.2 Poder calorífico inferior (PCI)

El Poder Calorífico Inferior o PCI tiene en cuenta que una parte del calor liberado se utilizará en evaporar el agua que pueda contener la biomasa quemada y el agua formada en la reacción, que se encuentra en estado líquido.

Desde el punto de vista de la combustión el PCI da una idea más real del calor liberado en el proceso de combustión, ya que una parte del calor generado se invierte en evaporar el agua y ese calor no es aprovechable. Igual que en el caso del PCS, puede hablarse de PCI en base húmeda (PCIH) y PCI en base seca (PCIS).

¹¹ ENERGIZA, El poder calorífico de la biomasa 2018. [En Línea] (Recuperado el 25 de junio 2021). Disponible en: https://energiza.org/index.php?option=com_k2&view=item&id=1347:el-poder-calor%C3%ADfico-de-la-biomasa

El PCI de un combustible se determina a partir del PCS, extrayendo el calor latente del agua formada mediante la Ecuación 2.

$$PCI = PCS - 2.5(9H + H_2O) \quad (\text{Ec. 2})$$

Donde:

PCI = Poder calorífico inferior (MJ/kg)

PCS = Poder calorífico superior (MJ/kg)

2,5= Calor de condensación del agua a 0°C (MJ/kg agua)

9 kilogramos de agua que se forman al oxidar un kilogramo de hidrógeno

H = moles de hidrógeno en el combustible

H₂O= moles de agua por uno de humedad del combustible

2.3 Granulometría

La granulometría es el estudio de la distribución estadística de los tamaños de una colección de elementos de un material sólido fraccionado¹². La granulometría es un factor muy importante, ya que se debe adecuar el tamaño de acuerdo a los procesos para los cuales va hacer utilizada la biomasa. El tamaño medio y la granulometría está relacionado con el contenido de humedad y de cenizas debido a que para granulometrías bajas existe gran infiltración de impurezas y aumenta su absorción de humedad presente en el ambiente; de estas dependerá el valor comercial, por los costos de almacenamiento y transporte. Un tamaño de partícula más pequeño da como resultado un mejor rendimiento de la combustión directa.

Principales métodos de medición.

¹² HERGUEDAS, Ana y TARANCO, Carlos. Biomasa, biocombustibles y sostenibilidad. Instituto Universitario de Investigación en Gestión Forestal Sostenible. Universidad de Valladolid-INIA (IUGFS). Avenida de Madrid, s/n. 2012.

- Tamizado en seco: superior a 100 μm
- Tamizado en húmedo: superior a 30 μm
- Sedimentometría: 1 μm a 100 μm
- Centrifugación analítica: 0.01 μm a 20 μm
- Difracción láser: 0.01 μm a 3 mm
- Microscopía: 50 μm a 1 mm
- Potencial Zeta: 3 nm a 10 μm

2.4 Primera Ley de la Termodinámica

El principio de conservación de la energía expresa que, durante una interacción, la energía puede cambiar de una forma a otra, pero su cantidad total permanece constante. Es decir, la energía no se crea ni se destruye, se transforma¹³.

La primera ley de la termodinámica es simplemente una expresión del principio de conservación de la energía, es necesario aplicar este concepto puesto que la combustión es un proceso exotérmico donde se transforma la energía química en energía térmica. Se expresa mediante la Ecuación 3.

$$n_c \dot{m}_{combust} \bar{q}^\circ + \sum_i n_{ri} \Delta \bar{h}_{pi}^{Tr} = Q + \sum_i n_{ri} \Delta \bar{h}_{pi}^{Tp} \quad (\text{Ec. 3})$$

Donde:

n_c = moles de combustible.

m_{com} = flujo másico de combustible.

n_{ri} = moles de reactivos.

q° = poder calorífico inferior.

$\Delta \bar{h}$ = entalpía por mol de combustible

¹³ ÇENGEL Yunus., BOLES Michael. TERMODINAMICA, McGraw-Hill, México 2012, Séptima edición. p. 774

2.4.1 Segunda Ley de la Termodinámica

Los procesos termodinámicos en los sistemas reactivos necesitan el análisis de la segunda ley, en particular la exergía y la destrucción de la exergía, las cuales se relacionan con la entropía. Utilizando cantidades por unidad de mol de combustible, la relación de balance de entropía se puede expresar mediante la Ecuación 4.

$$\sum \frac{Q_k}{T_k} + S_{gen} = S_{prod} - S_{react} \quad (\text{Ec. 4})$$

Donde:

T_k = es la temperatura en la frontera

Q_k = el calor que la cruza. Para un proceso adiabático ($Q=0$).

Una vez que se evalúa el cambio de entropía total o la generación de entropía, la exergía destruida asociada con una reacción química puede determinarse mediante la Ecuación 5.

$$X_{destruida} = T_0 * S_{gen} \quad (\text{Ec. 5})$$

Donde T_0 es la temperatura absoluta de los alrededores.

2.4.2 Temperatura de llama adiabática

La temperatura adiabática es la máxima temperatura teórica que la llama de una combustión real de un combustible puede alcanzar en ausencia de transferencia de calor que, por razones termodinámicas, no es factible evitar, con lo que la temperatura efectiva observada siempre es menor¹⁴.

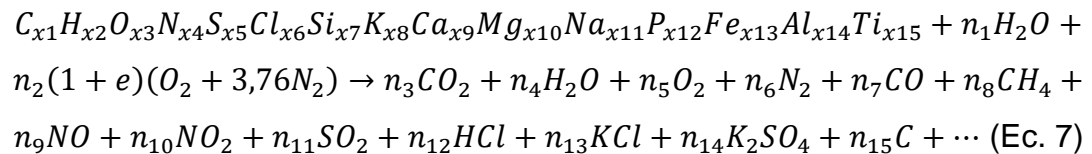
¹⁴ IBARRA, Julián; RUEDA, Yesid y GELVEZ, Omar. Modelado y dimensionamiento de una hornilla de biomasa, Escuela de Ingeniería Mecánica, Universidad Industrial de Santander. Resarcí report, Bucaramanga, Colombia, 2017

La estimación de la temperatura adiabática debe realizarse en función de la composición de las especies presentes en la llama (que a su vez dependen de la temperatura de la misma), dependerá del exceso de aire, la eficiencia de la combustión y la naturaleza del combustible. Esta dada por la Ecuación 6.

$$n_c \bar{q}^\circ + \sum_i n_{ri} \bar{\Delta h}_{ri}^{Tr} = \sum_i n_{ri} \bar{\Delta h}_{ri}^{TLL} \quad (\text{Ec. 6})$$

2.5 Estequiometria

Los métodos analíticos para la comprensión del proceso de la combustión requieren de una reacción global en la cual se relaciona el análisis último de la biomasa y la cantidad de aire suministrado al proceso, para así obtener como productos gases y cenizas. Esta reacción se expresa en la Ecuación 7 donde los términos " xn " representan el coeficiente atómico de la composición de biomasa, " nx " el número de moles de cada elemento y el término " e " representa el exceso de aire¹⁵:



Para la caracterización de la biomasa es necesario realizar un análisis último. Dicho análisis tiene como objetivo entregar la relación en masa de los principales elementos presentes en la biomasa.

2.6 Velocidad de arrastre de la biomasa

La velocidad de arrastre necesaria para transportar la biomasa es importante en la combustión ciclónica, ya que de esta dependerá el caudal másico de biomasa que puede suministrarse a la cámara de combustión para la quema de las biomasa en un quemador ciclónico.

¹⁵ JENKINS Bryan, Combustion properties of biomass. En: Fuel Processing Technology. Vol 54 1998. p. 14-46

En la Tabla 5 se presenta la velocidad mínima de aire recomendable para el arrastre de varios tipos de biomasa¹⁶.

Tabla 5. Velocidad mínima de arrastre recomendable

Biomasa	Velocidad (m/s)
Cenizas	30-43
Cemento	30-46
Polvo de carbón	20-28
Maíz, trigo, centeno	25-36
Algodón	22-30
Aserrín y residuos de madera ligeros	10-15
Aserrín y residuos de madera pesados	17-23
Astillas de madera	20-25
Cascarilla de arroz	15-20

Fuente: NOGUÉS Fernando. ENERGIA de la biomasa. Prensas Universitarias de Zaragoza. España 2010. Vol. 1. p.185

2.7 Humedad en el combustible

Es la relación de la masa de agua contenida por kilogramo de materia seca. La humedad de la biomasa puede medirse en base seca o en base húmeda. La humedad es independiente de la densidad y de la presión parcial del aire y por consiguiente de la presión total. Para la mayoría de los procesos de conversión energética es importante que la biomasa tenga un contenido de humedad inferior al 30%, ya que de esto dependerá la cantidad de energía que se puede liberar durante un proceso de combustión directa.

La humedad es un aspecto crítico y fundamental para que las biomásas tengan el poder calorífico óptimo. La humedad de la biomasa es equivalente a la cantidad de agua que posee, y en el momento de la combustión esa agua determina la energía

¹⁶ NOGUÉS Fernando. ENERGIA de la biomasa. Prensas Universitarias de Zaragoza. España 2010. Vol. 1. p.185

que se puede producir. En la Tabla 6 se muestra una aproximación porcentual de humedad según el tipo de residuos.¹⁷

Tabla 6. Humedades de algunos residuos

Fuente generadora de biomasa	Tipo de residuo	Características físicas
Residuos forestales	Restos de aserrío: corteza, aserrín, astillas	Polvo, sólido, HR > 50%
	Residuos de ebanistería: aserrín, virutas, astillas	Polvo, sólido, HR 30 -40%
	Residuos de plantaciones: ramas, cortezas, raíces	Sólido, HR > 55%
Residuos agropecuarios	Cáscara y pulpa de frutas y vegetales	Sólido muy húmedo
	Cáscara y polvo de granos secos	Polvo, HR < 25%
	Estiércol	Sólido muy húmedo
	Tallos, hojas, cáscaras, maleza, pastura	Sólido, HR > 55%
Residuos industriales	Pulpa y cáscara de frutas y vegetales	Sólido moderadamente húmedo
	Residuos de procesamiento de carne	Sólido muy húmedo
	Aguas de lavado de carnes y vegetales	Líquido
Residuos urbanos	Grasas y aceites vegetales	Líquido grasoso
	Aguas negras	Líquido
	Desechos domésticos urbanos	Sólido muy húmedo
	Basura orgánica	Sólido muy húmedo

2.8 Quemadores

Un quemador es un dispositivo que se utiliza para transformar un combustible (líquido, sólido o gaseoso) en energía mediante una reacción de oxidación. La principal función de un quemador es generar calor por medio del desprendimiento de energía que se genera durante la combustión, esta energía es aprovechada en

¹⁷ Manuales sobre energía renovable: Biomasa/ Biomass Users Network (BUN-CA). -1 ed. -San José, C.R.: Biomass Users Network (BUN-CA), 2002. 42 p.

calderas, generadores, secadores y demás actividades que requieran de un gasto energético

La clasificación de los quemadores se realiza de acuerdo con el tipo y estado de los combustibles que utilizan, así como la forma de suministro del combustible hacia el interior de la cámara de combustión. Existen variedad de quemadores en la industria y se pueden encontrar según el estado de los combustibles (sólido, líquido, gaseoso). Otros parámetros como el tamaño de partícula, la forma, la humedad, entre otros también influyen a la hora de definir un quemador específico. A continuación, se presentarán los quemadores más utilizados para la combustión de combustibles sólidos.

2.8.1 Quemador ciclónico

El quemador ciclónico es una tecnología de combustión directa, utilizado principalmente para combustibles sólidos con tamaños de partícula entre 150 y 300 micras. Los quemadores ciclónicos representan una tecnología alternativa para la combustión de residuos agroindustriales en diversas aplicaciones, incluyendo la generación de calor en una caldera y secadores de productos agrícolas.

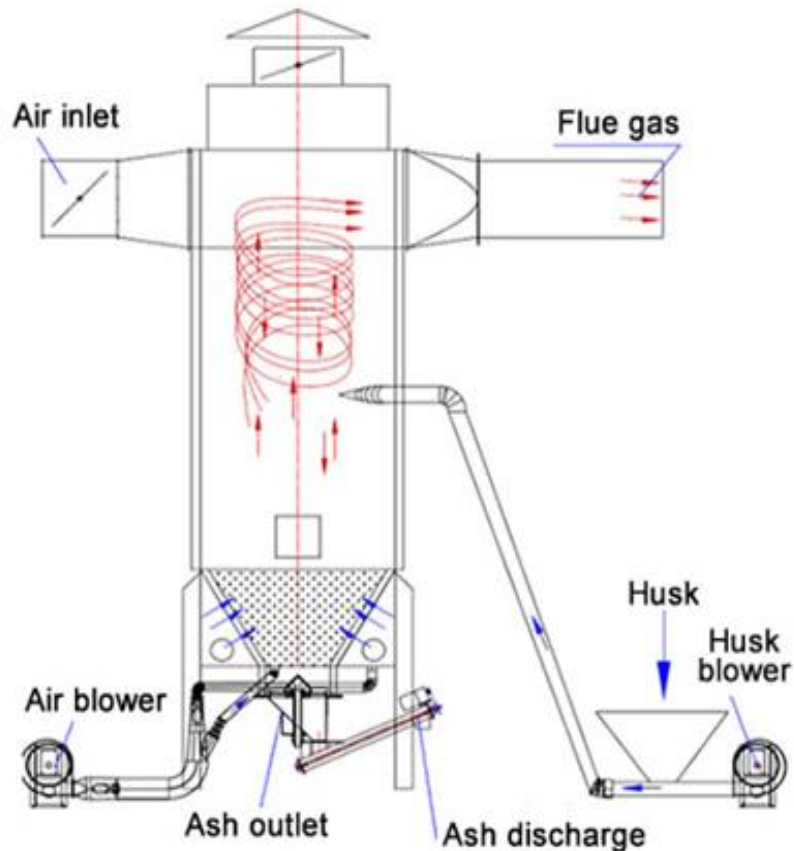
La eficiencia de la combustión en quemadores ciclónicos es considerablemente mayor en comparación con la combustión en hornos convencionales de biomasa, la acción ciclónica del flujo conduce las partículas de combustible hacia la pared del quemador, intensificando el proceso de mezcla del aire con el combustible lo que garantiza mejores eficiencias de combustión acelerando la velocidad de la reacción.

Las partículas de combustible reaccionan durante su paso a través de la cámara de combustión y son finalmente arrastradas por los gases de combustión a la salida del sistema como cenizas volantes. Estas cenizas son generalmente recolectadas en sistemas de filtrado para el control de partículas.

En esta tecnología se introduce el combustible pulverizado a presión, mediante un sistema de inyección neumático (aire primario), de forma que durante la combustión

se genera un movimiento helicoidal (ciclón) dentro de la cámara de combustión al mezclarse con el aire para generar la oxidación del combustible como se muestra en la Figura 6.¹⁸

Figura 6. Quemador ciclónico

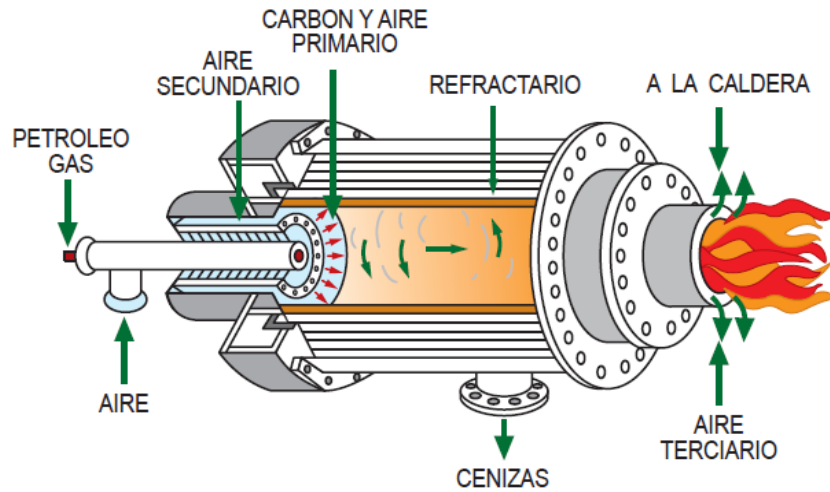


Fuente: BAHAMONDES Pedro, Potencia y Rendimiento de la Caldera. Asociación Chilena de Seguridad, p.20

El funcionamiento del quemador ciclónico puede apreciarse en la Figura 7, donde el combustible en polvo es impulsado por un ventilador hacia la cámara de combustión donde se inyecta aire por un suministro secundario tangencialmente.

¹⁸ BAHAMONDES Pedro, Potencia y Rendimiento de la Caldera. Asociación Chilena de Seguridad, p.20

Figura 7. Funcionamiento quemador ciclónico



Fuente: Gummert M, et al. Rice hull furnace – IRRI’s experience. Paper presented at the 5th National Grains Postproduction Conference, 18-19 July 2007, Philippines

Los dos tipos de quemadores más comunes para calderas de biomasa son los de parrilla y lecho fluidizado, ambos con buena flexibilidad de combustible y pueden utilizar variedad de combustibles con diferentes contenidos de humedad y cenizas.

La eficiencia de combustión en quemadores de parrilla o tipo Stoker es menor en comparación con las cámaras de combustión de lecho fluidizado y de combustión ciclónica.

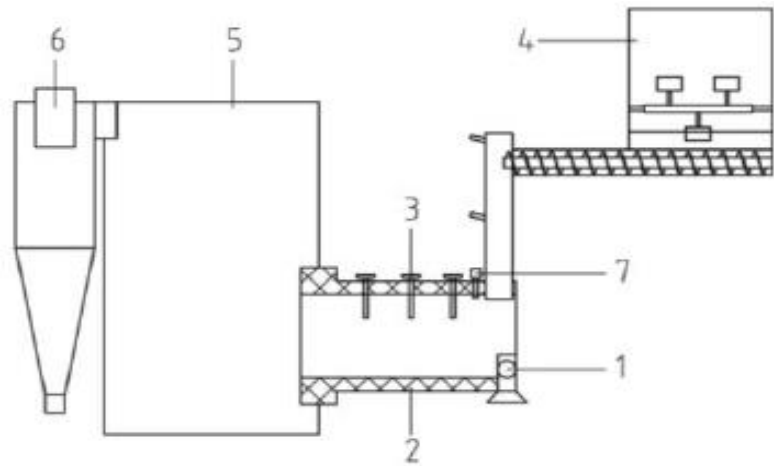
La tecnología de lecho fluidizado compite con la tecnología de quemador ciclónico para el uso de biomasa como combustible, a diferencia de la de lecho fluidizado la de combustión ciclónica es de una configuración más sencilla. Los quemadores ciclónicos tienen un rendimiento elevado, este es similar al de los quemadores de combustibles líquidos convencionales. La buena distribución entre el combustible y el oxidante que esta tecnología produce, disminuye el aire en exceso necesario y la temperatura de ignición. Los quemadores ciclónicos permiten que el

aprovechamiento de la energía liberada durante la combustión de biomasa sea más eficiente¹⁹.

En el trabajo de Purwanto et al.²⁰ se observa un quemador ciclónico (ver Figura 8) para la combustión de cascarilla de arroz, considerando un flujo de combustible de 3,35kg/h los resultados presentados mostraron que las mayores temperaturas alcanzadas en el quemador de 861°C fueron obtenidas para una relación aire combustible de 9,34 kg de aire/kg de combustible.

Figura 8. Esquema de quemador ciclónico a escala de laboratorio de Purwanto S. et al

- 1- Ventilador
- 2- Cámara de combustión
- 3- Termopares
- 4- Molino
- 5- Colector de gas
- 6- Colector de cenizas
- 7- Encendedor



Fuente: PURWANTO, S., PRADANA, F. Characteristics Of Powder Rice Husk Burning On Cyclone Burner. International Journal of Scientific & Technology Research, 2018. Vol. 7

¹⁹ Gummert M, et al. Rice hull furnace – IRRI’s experience. Paper presented at the 5th National Grains Postproduction Conference, 18-19 July 2007, Philippines.

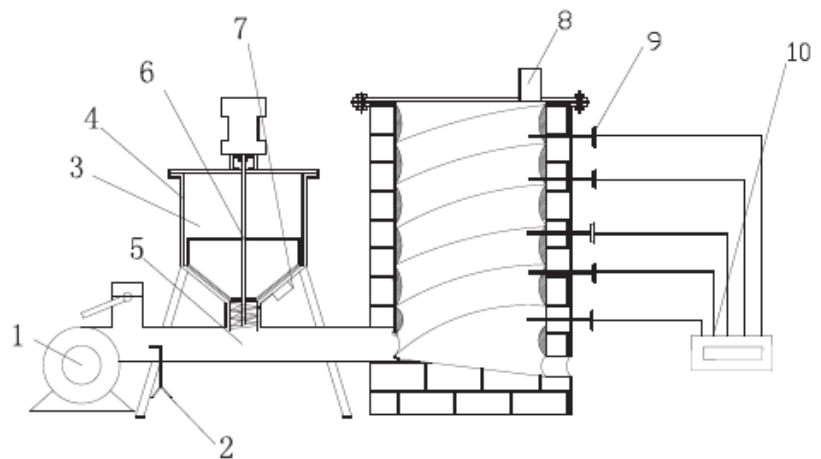
²⁰ PURWANTO, S., PRADANA, F. Characteristics Of Powder Rice Husk Burning On Cyclone Burner. International Journal of Scientific & Technology Research, 2018. Vol. 7.

Entre las ventajas más destacadas de los quemadores ciclónicos de biomasa se encuentran la baja emisión de gases contaminantes principalmente CO y NO_x a comparación de los quemadores que utilizan carbón.

Otro trabajo de investigación sobre la combustión de biomasa en quemadores ciclónicos a escala de laboratorio es el artículo de Siyi L. et al²¹, en el cual se presenta un estudio sobre los parámetros de la combustión de aserrín de pino con granulometrías menores a 250 micras conocida como BMF (Biomass Micron Fuel) evaluando la influencia del factor de equivalencia (Φ) y el tamaño de partícula. En la Figura 9 se observa el esquema de quemador ciclónico a escala de laboratorio utilizado para la investigación.

Figura 9. Esquema de quemador ciclónico a escala de laboratorio de Siyi L. et al

- 1- Ventilador
- 2- Tubo de Pitot
- 3- Tornillo alimentador
- 4- Tolva
- 5- Entrada de alimentación
- 6- Agitador
- 7- Motor de vibración
- 8- Chimenea
- 9- Termopares
- 10- Sistema de adquisición de datos



Fuente: SIYI Luo et al, Experimental study on combustion of biomass micron fuel (BMF) cyclone furnace, En: ScienceDirect, China 2010

Determinaron que con un flujo másico de combustible de 250g/min y un Φ de 1.2 la temperatura en la cámara de combustión alcanzaba los 1200 °C para el combustible

²¹ SIYI Luo et al, Experimental study on combustion of biomass micron fuel (BMF) cyclone furnace, En: ScienceDirect, China 2010

cuya granulometría estaba por debajo de la malla 140. De igual manera analizaron y evaluaron la composición química de los gases de combustión y las cenizas.

En el trabajo de Choe et al²², se realiza una comparación de tecnologías de quemadores ciclónicos que incluye teoría, diseño y análisis de combustión relacionadas con las emisiones producto de la combustión de biomásas pulverizadas y no pulverizadas.

En la Tabla 7 se observa la comparación de tres tipos de quemadores ciclónicos y la emisión de gases de acuerdo al tipo de combustible y la relación de exceso de aire.

Tabla 7. Comparación de emisiones de tres tipos de quemadores ciclónicos

	Tipo de combustible	Temperatura Máx. (°C)	O ₂ (%)	CO (ppm)	NO _x (ppm)	SO _x (ppm)	Relación exceso de aire
Fungtammasa et al.	Viruta	1275	-	3196	-	-	1,5
Luo et al.	BMF(>250µm)	1270	0,6	0,015	182	96	1,2
Choe et al.	Astillas de madera (5-10cm)	1058	3,53	39,46	48,67	0,3	1,21

Las emisiones de NO_x en los quemadores ciclónicos dependen de la temperatura alcanzada dentro de la cámara de combustión. Para temperaturas mayores a 1300°C la tasa de formación de NO_x aumenta, debido a la disociación del nitrógeno molecular en el aire. Para temperaturas inferiores a 1300°C los NO_x formados en

²² Choe, K. Review of Wood Biomass Cyclone Burner. *Energies* 2021, 14, 4807. <https://doi.org/10.3390/en14164807>

los gases de combustión provienen principalmente de la oxidación del nitrógeno contenido en el combustible²³.

En la Tabla 8. se presenta una comparación de emisiones de CO y NO_x entre dos quemadores ciclónicos y otros tipos de quemadores tipo Stoker o de parrilla que son los más utilizados en la industria.

Tabla 8. Comparación de emisiones de CO y NO_x

	Residuos	No-MDF	MDF	Antiseptis Wood	Madera	Luo et al.	Choe et al.
NO _x (ppm)	176	480	681	603	125-261	182	49
CO(ppm)	4243	2673	5480	12,628	96-1547	0,015	39

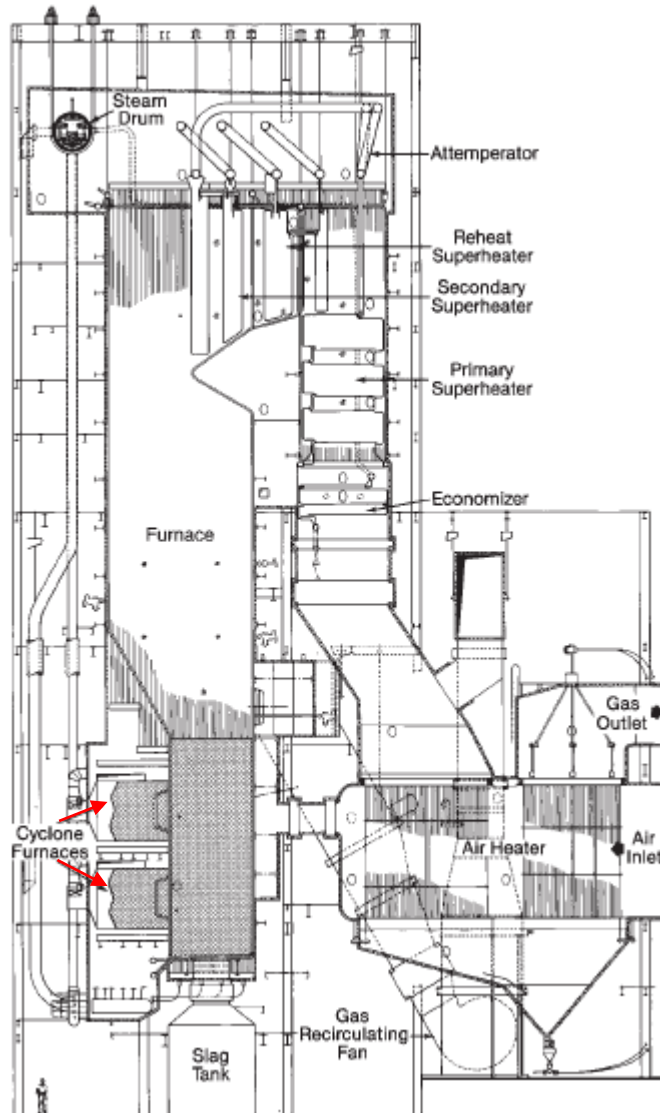
Algunas desventajas de esta tecnología están asociadas al control de cenizas volantes generadas y a los mayores costos de los sistemas de inyección de aire secundarios. La tecnología de combustión ciclónica o en suspensión, fue inicialmente diseñada para la quema de polvos de carbón mineral de baja calidad.

Actualmente esta tecnología se utiliza para una variedad de procesos industriales, en donde además del carbón mineral se pueden quemar otros tipos de combustibles, generalmente biomasa o una mezcla de ambos. Una de las principales aplicaciones de los quemadores ciclónicos está en la generación de vapor para centrales termoeléctricas donde se utilizan para la quema de carbón en la caldera. Las calderas con quemadores ciclónicos ganaron una amplia aceptación debido a su capacidad para quemar una reserva sustancial de carbones considerados inadecuados para la combustión de carbón pulverizado. Como se

²³ Nussbaumer, T. Furnace Design and Combustion Control to Reduce Emissions and Avoid Ash Slagging; R&D Report. 1997. Available online: <https://silo.tips/download/furnace-design-and-combustion-control-to-reduce-emissions-and-avoid-ashslagging>

observa en la Figura 10, la caldera cuenta con dos quemadores ciclónicos donde el tamaño de cada uno es de 1.8m para una generación de 1150MW de potencia²⁴.

Figura 10. Caldera acuotubular con quemadores ciclónicos

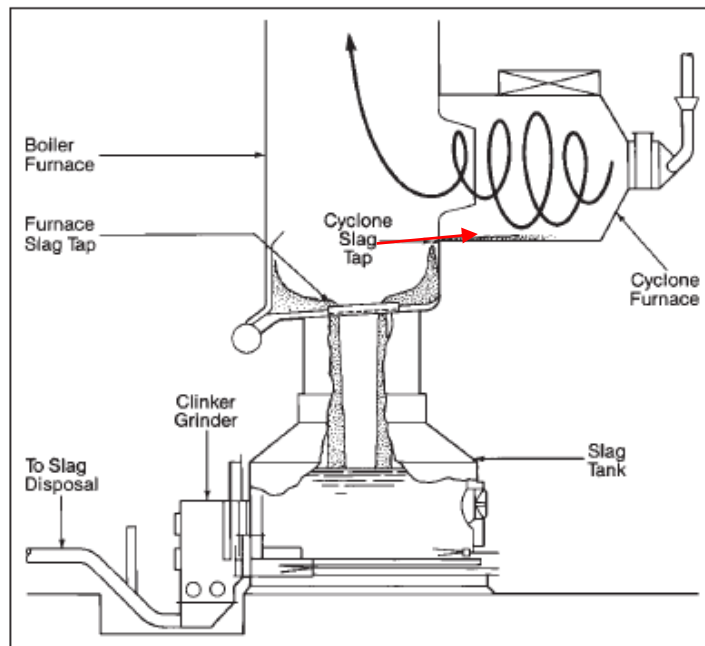


Fuente: Steam/its generation and use. 41st edition.Editors: John B. Kitto and Steven C. Stultz.The Babcock & Wilcox Company, Barberton, Ohio, U.S.A. 2005

²⁴ Steam/its generation and use. 41st edition.Editors: John B. Kitto and Steven C. Stultz.The Babcock & Wilcox Company, Barberton, Ohio, U.S.A. 2005

La caldera cuenta con agujeros “Slag Tap” o grifos para la extracción de escoria como se muestra en detalle en la Figura 11. El propósito principal es mantener un flujo positivo de gases calientes de la caldera a través del “Slag Tap”, lo que reduce la probabilidad de que este se tapone por acumulación de escoria especialmente con cargas bajas de combustible.

Figura 11. Sistema de bypass en quemadores ciclónico



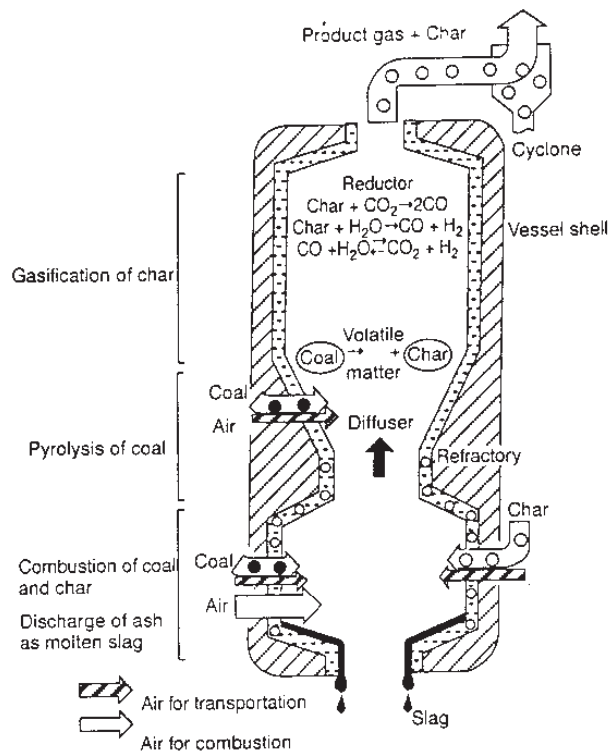
Fuente: Steam/its generation and use. 41st edition. Editors: John B. Kitto and Steven C. Stultz. The Babcock & Wilcox Company, Barberton, Ohio, U.S.A. 2005

2.8.3 Quemador de lecho arrastrado

Los gasificadores de lecho arrastrado operan, de manera similar con las calderas de carbón pulverizado. Funcionan en corrientes iguales con un tamaño de partícula muy fino, debido a que los tiempos de permanencia en el reactor son muy cortos. Las altas temperaturas de operación del reactor dan como resultado conversiones

muy elevadas y la presencia de alquitrán en el gas de salida es prácticamente nula²⁵
 En la Figura 12 se observa el funcionamiento del quemador de lecho arrastrado, el proceso de combustión, pirolisis y gasificación.

Figura 12. Quemador de lecho arrastrado



Fuente: Fonseca González, N. (2003). Estado del Arte del Uso del Gas de Gasificación Termoquímica de Biomasa (GG), en Motores de Combustión Interna Alternativos.

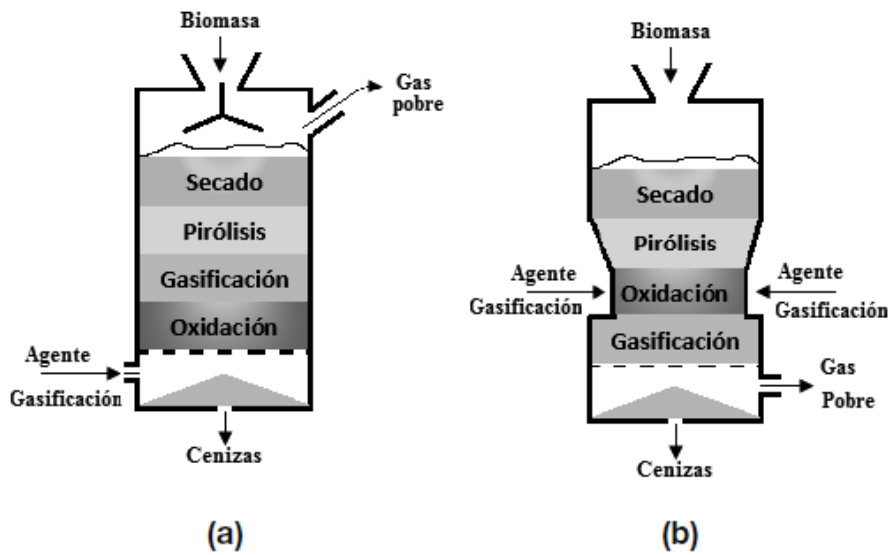
2.8.4 Quemador de lecho fijo

En los reactores de lecho fijo/móvil las fases se ponen en contacto según el modelo de flujo en pistón. La biomasa se mueve lentamente como un pistón mientras se pone en contacto con un flujo de agente oxidante. Según la dirección del flujo de

²⁵ Fonseca González, N. (2003). Estado del Arte del Uso del Gas de Gasificación Termoquímica de Biomasa (GG), en Motores de Combustión Interna Alternativos.

biomasa, estos reactores son de flujo ascendente, o cruzado descendente como se observa en la Figura 13, y su capacidad varía desde 10 kW hasta 10 MW de carga térmica inicial²⁶.

Figura 13. Quemadores de lecho fijo: (a) Flujo ascendente. (b) Flujo descendente



Fuente: Curbelo, A. (octubre de 2014). Gasificación. Seminario internacional de uso energético sostenible de biomasa residual. Bogotá, Colombia

2.8.5 Quemador de lecho fluidizado

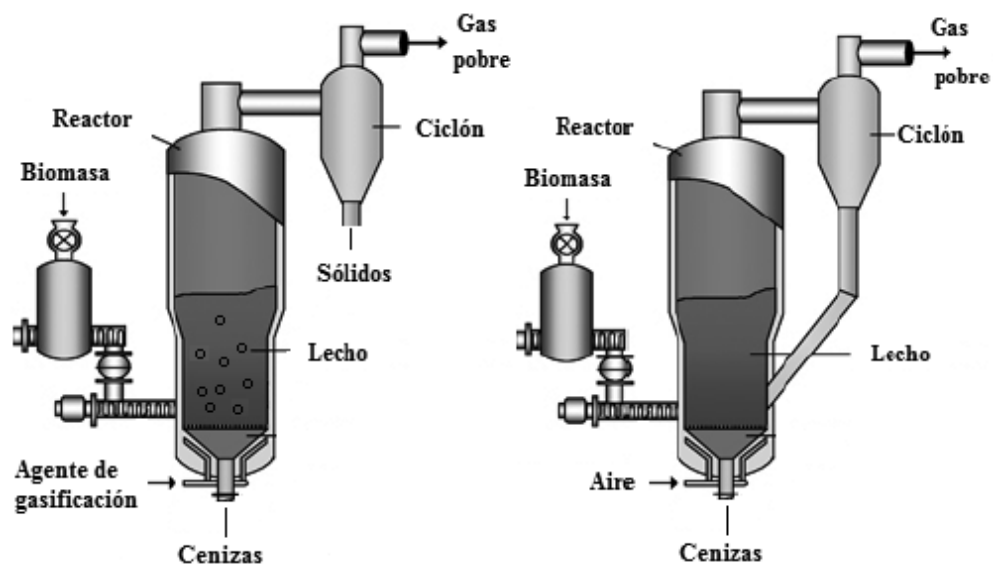
En este tipo de gasificador el agente gasificante circula por el interior del reactor a una velocidad ascendente de tal forma que el lecho de sólido inerte se encuentra en estado de fluidificación, ocasionándose en el interior del reactor una mezcla que facilita la transferencia de materia y energía entre el combustible y el gas. Existen dos categorías dentro de este tipo de gasificadores: los burbujeantes y los

²⁶ Curbelo, A. (octubre de 2014). Gasificación. Seminario internacional de uso energético sostenible de biomasa residual. Bogotá, Colombia.

circulantes²⁷. En la Figura 14 se observan los tipos de quemadores en lecho fluidizado.

- Gasificadores de lecho fluidizado burbujeante: El agente fluidizante gasificante genera una velocidad lo suficientemente baja tal que no provoca una circulación significativa de sólido.
- Gasificadores de lecho fluidizado circulante: El agente fluidizante gasificante genera una velocidad mucho más elevada la cual ocasiona la circulación de sólidos. Este sólido se recircula al reactor mediante el empleo de un ciclón y un sistema de retorno al gasificador.

Figura 14. Quemadores de lecho fluidizado: (a) Burbujeante (b) Circulante



Fuente: Curbelo, A. (octubre de 2014). Gasificación. Seminario internacional de uso energético sostenible de biomasa residual. Bogotá, Colombia

²⁷ Castellanos, J. U. (2012). Modelado del proceso de gasificación de biomasa para aprovechamiento energético: una revisión al estado del arte.

3. METODOLOGÍA

La metodología consiste en dar los parámetros que se utilizaron para el desarrollo de las pruebas, preparación del combustible y variables a evaluar. Las biomasas que se utilizaron en las pruebas fueron aserrín de pino y álamo, bagazo de caña, cascarilla del fruto de Sacha Inchi y cascarilla de arroz.

3.1 Materiales

En la Figura 15 se observan las biomasas utilizadas para el desarrollo del proyecto. El aserrín fue recolectado de los procesos de lijado y acabado de dos carpinterías en Duitama, Boyacá las cuales utilizaban diferente tipo de madera en sus procesos. El aserrín utilizado era de un tamaño de partícula pulverizado lo que garantizaba la granulometría menor a 250 micras, por lo que no tuvo que pasar por una etapa de molienda y únicamente se pasó por una malla para quitar sólidos de mayor tamaño.

El bagazo de caña fue recolectado de un trapiche en Duitama, Boyacá el método para el secado consistió en extender el bagazo sobre una teja de zinc y ponerlo al sol. Luego se llevó a una etapa de molienda hasta pulverizarlo y obtener.

Figura 15. Biomásas evaluadas en el proyecto



Fuente: elaboración propia

La cascarilla de arroz y del fruto de Sacha Inchi se encontraban disponibles en el laboratorio de combustión de la escuela, se llevó a una etapa de molienda hasta conseguir la granulometría deseada.

3.1.1 Caracterización de las biomásas

Las biomásas están compuestas por una amplia gama de elementos y compuestos, estos dependerán de la zona de cultivo, el proceso de recolección y transformación al que han sido llevados para la obtención de los residuos entre otros factores. Los elementos más abundantes en la composición de las biomásas son el carbono, hidrogeno, oxígeno y nitrógeno.

El aserrín es el conjunto de partículas o polvillo que se desprende de la madera cuando ésta es aserrada²⁸. Se considera que el potencial energético en los diferentes tipos de aserrín es superior en comparación con los residuos agroindustriales.

El bagazo de caña de azúcar es un material lignocelulósico constituido principalmente por celulosa, hemicelulosa y lignina. Se obtiene como subproducto o residuo en las centrales azucareras después de la extracción del jugo de caña de azúcar y representa aproximadamente entre el 25 y 40% del total de materia procesada²⁹.

La cascarilla de arroz es un subproducto generado del proceso de molienda del grano de arroz. Un gran porcentaje de la cascarilla de arroz está compuesta por silicio, este elemento es tomado en grandes cantidades por la planta de arroz, indispensable para la nutrición de la planta, resistencia de las plantas a las infecciones por hongos, ataques de insectos, mantenimiento de las hojas y tallos erectos (resistencia al vuelco), eficiencia en el uso del agua y translocación del

²⁸ Serret-Guasch N, Ortega G, QuinEtero M. Caracterización de aserrín de diferentes maderas. Facultad de Ingeniería Química. Universidad de Oriente, Santiago de Cuba, Cuba. RTQ vol.36 no.3 Santiago de Cuba sep.-dic. 2016.

²⁹ Manals-Cutiño E, Penedo-Medina M, Salas-Tort D. Caracterización del bagazo de caña como biomasa vegetal. Facultad de Ingeniería Química, Universidad de Oriente, Santiago de Cuba, Cuba febrero 2015.

fosforo³⁰. Este fenómeno explica el alto porcentaje de cenizas presente en la biomasa.

Los datos recolectados del análisis próximo y ultimo entre otras características de algunas biomásas, se muestran en la Tabla 9. Los datos fueron tomados de caracterización de biomásas en la literatura mencionada y no son parte de la investigación para el desarrollo de este proyecto.

Tabla 9. Análisis próximo y elemental de biomásas. Todas las unidades están en % a excepción del poder calorífico y la densidad aparente

Biomasa	Material Volátil	Cenizas	Carbo no Fijo	Humedad	Densidad aparente (kg/m ³)	Poder calorífico (kcal/kg)	C	H	N	O
Aserrín	75	2,49	75	15,5	167	4000 4300	50,6	6,0	0,14	43,1
Bagazo de caña	68 - 70	1,26	29,7	4	120	1800 2100	48,5	5,9	0,2	38,9
Cascarilla de arroz	64,7	17,8	13,36	8,89	125	3200 3600	39,1	5,2	0,6	37,2
Cascarilla de sacha inchi	83,6	1,75	7,76	12,9	135	6000 6300	42,4	5,3	1,85	54,4

Material Volátil

Es el gas que se desprende cuando la muestra, sin humedad, se mantiene a 950 °C por 7 minutos. La diferencia en peso da el porcentaje de materias volátiles. Estas consisten en una variedad de gases orgánicos combustibles y no combustibles como otras sustancias que se volatilizan.

³⁰ Martínez C, Acevedo G, Espinal G. La cadena del arroz en Colombia. Una mirada global de su estructura y dinámica, 1991-2005. Ministerio de Agricultura y Desarrollo Rural. Observatorio Agro cadenas Colombia. Bogotá, marzo de 2005. Disponible en: www.agronet.gov.co/www/docs_agronet/2005112141728_caracterizacion_arroz.pdf

Cenizas

Si el combustible sólido se quema completamente, el residuo es ceniza. Las composiciones de las cenizas varían según el combustible, y la forma como fue oxidado, los principales componentes son óxidos de silicio, aluminio, hierro, potasio etc. Las cenizas suelen tener una investigación en ingeniería para ser utilizadas en aplicaciones que incluye fertilizantes para la agricultura, así como en los materiales de construcción para proporcionar mejores cualidades mecánicas a los hormigones entre otras.

Carbono fijo

Es la diferencia entre la masa de la muestra original y la suma de las masas de agua, materias volátiles y cenizas. Hay que tener en cuenta, que esta diferencia no representa todo el carbono que había en el combustible sólido, ya que parte de este se desprendió en los compuestos del material volátil y tiene otros compuestos como azufre, hidrogeno y oxígeno³¹.

3.2 Preparación del combustible

La preparación del combustible consiste en pulverizar la biomasa a evaluar hasta una granulometría micrométrica, conocido como BMF (Biomass Micron Fuel) con tamaños de partícula menores a 250µm. Las biomosas evaluadas pasaron por una etapa de molienda para la cual se utilizó el molino de cuchillas y martillos como el de la Figura 16 disponible en el laboratorio de combustión de la escuela utilizando el tamiz más pequeño disponible en el laboratorio.

Se utilizó un tamiz de 0.8mm y se prepararon muestras de 1kg para cada una de las biomosas que 8kg de aserrín y 4kg de cascarilla de sachá Inchi.

³¹ MARADEY Juan F; Combustión, en Termodinámica Aplicada, 1 Ed. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, 2002, p. 641-650.

No se tiene en cuenta la biomasa necesaria para mantener el equipo con la temperatura necesaria para la operación entre tiempos muertos producto del cambio de biomasa en las pruebas.

Figura 16. Molino de cuchillas y martillos



Fuente: elaboración propia

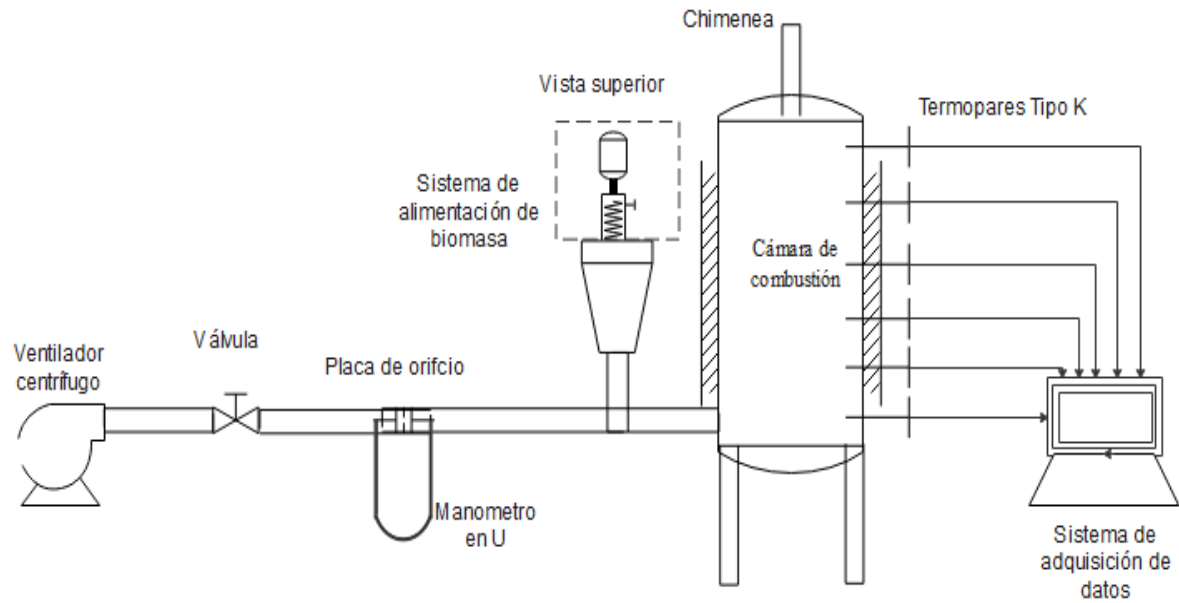
Para el desarrollo de la práctica de laboratorio, se utilizaron cuatro tipos de biomasa, se desarrolló una interfaz en Excel para conocer la cantidad exacta de material a utilizar en las pruebas como se muestra en el Anexo F. La interfaz tiene en cuenta una práctica de ocho grupos con flujo másico, tiempo de prueba y relación de equivalencia variable, dato que el docente encargado del laboratorio puede modificar para obtener la masa de cada biomasa necesaria para el desarrollo.

3.3 Descripción del equipo

El equipo de laboratorio de quemador ciclónico de biomasa consta de una cámara de combustión, sistema de alimentación de aire, sistema de alimentación de biomasa y un sistema de adquisición de datos.

El esquema del banco de laboratorio se muestra en la Figura 17, donde se describen los componentes y sistemas principales del equipo de laboratorio.

Figura 17. Diagrama esquemático del banco de laboratorio



Fuente: elaboración propia

3.4 Método

El método consistió en dar los parámetros del proceso de diseño y construcción del banco de laboratorio, proceso de puesta a punto para el funcionamiento y correcta operación y el desarrollo del modelo cero dimensional para los cálculos termodinámicos teóricos del proceso de combustión de cada biomasa.

3.4.1 Procedimiento

Para encender el equipo es necesario precalentar la cámara de combustión, se utilizó papel junto a trozos de madera hasta alcanzar una temperatura estable en la parte inferior entre 400°C y 450°C posteriormente se colocó en marcha la alimentación de aire y de biomasa con caudales mínimos. Al mismo tiempo el sistema de adquisición de datos va registrando de forma continua y automática las

temperaturas mediante un programa desarrollado en Arduino y una interfaz en Excel.

Las pruebas se llevaron a cabo al caracterizar el tornillo de alimentación de biomasa para tener un parámetro que nos permitió establecer el flujo másico de combustible mínimo y máximo. El motor del tornillo varia su velocidad según la apertura del potenciómetro posicionado en el tablero de control.

El tornillo vario linealmente entre 120° y 270° de apertura del potenciómetro. En la Tabla 10 se muestran los datos promedio del flujo másico para la cascarilla de arroz y sachá inchi, y el aserrín. Para conocer el promedio se realizaron tres pruebas diferentes para cada configuración (Ver Anexo J).

Tabla 10. Caracterización de alimentación de biomasa

Biomasa	Ángulo de apertura		
	150°	210°	300°
Cascarilla de arroz	7,95(kg/h)	10,70(kg/h)	14,73(kg/h)
Cascarilla de Sacha Inchi	6,51(kg/h)	9,67(kg/h)	11,86(kg/h)
Aserrín	3,75(kg/h)	7,80(kg/h)	9,88(kg/h)

Fuente: elaboración propia

Para calcular el caudal de aire se utilizó una placa de orificio y se tomaron las caídas de presión con un manómetro experimental en U utilizando agua como fluido de medición. El caudal de aire se calculó mediante un código que se realizó en EES y siguiendo las ecuaciones descritas en la Norma ISO 51-67 como se describe en la etapa de diseño. Se comparó los datos de medidas de caudal con la placa de orificio y se realizaron tomas con un anemómetro para obtener una fiabilidad en los datos.

El caudal de aire varia linealmente de acuerdo con la velocidad del motor del ventilador. En la Tabla 11 se presentan los datos obtenidos de caudal de aire que

fueron medidos por medio de la placa de orificio y los cálculos descritos en Norma ISO 51-67 parte 1.

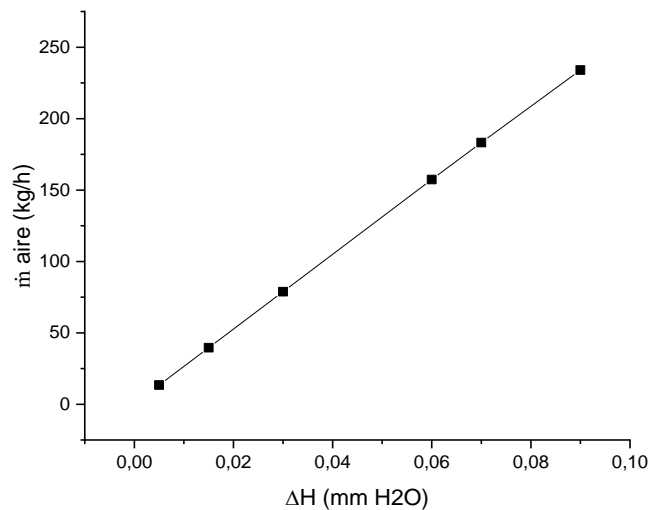
Tabla 11. Resultados de caudal de aire por placa de orificio

Caudales de aire utilizando placa de orificio							
$\Delta H(m)$	$g(m/s^2)$	$\rho_{agua}(kg/m^3)$	$T(^{\circ}C)$	$\Delta P(Pa)$	$\dot{m}(kg/s)$	$\dot{m} (kg/h)$	$q_v(m^3/s)$
0,005	9,8	998,9	25	97,9	0,008	28,84	0,0062
0,01	9,8	998,9	25	195,8	0,016	57,70	0,0124
0,015	9,8	998,9	25	293,7	0,024	86,51	0,0185
0,02	9,8	998,9	25	391,6	0,032	115,35	0,0247

Fuente: elaboración propia

En la Figura 18 se observa la relación de caudal másico de aire con respecto a la altura del manómetro que varía según la apertura del potenciómetro, los datos de la gráfica se tomaron de los resultados descritos en la Tabla 11.

Figura 18. Caracterización de caudal de aire con placa de orificio



Fuente: elaboración propia

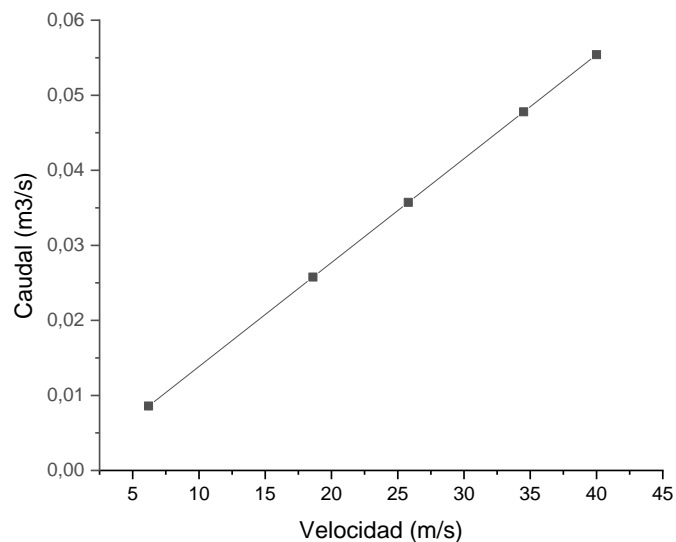
El caudal varía linealmente respecto de la velocidad tomada con el anemómetro en el tramo de la tubería como se observa en la Figura 18. la cual es una aproximación de acuerdo con la apertura que tiene el potenciómetro del motor del ventilador. Los datos obtenidos para caudal de aire con el anemómetro se muestran en la Tabla 12.

Tabla 12. Resultados de caudal de aire con anemómetro

Calculo de caudales por velocidades utilizando anemómetro						
v(m/s)	A(m ²)	T(°C)	Q _v (m ³ /s)	ṁ(kg/s)	ρ _{aire} (kg/m ³)	ṁ (kg/h)
8	0,000794	25	0,006354	0,0082	1,293	29,57
15,8	0,000794	25	0,012548	0,0162	1,293	58,41
23,5	0,000794	25	0,018664	0,0241	1,293	86,87
28	0,000794	25	0,022238	0,0287	1,293	103,51

Fuente: elaboración propia

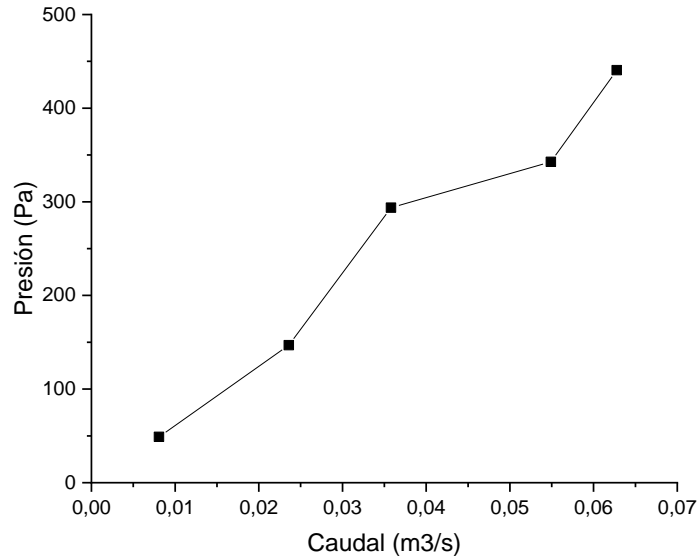
Figura 19. Caracterización de caudal de aire con anemómetro



Fuente: elaboración propia

En la Figura 20 se muestra la gráfica de presión manométrica en función del caudal volumétrico de aire que se realizó con los datos obtenidos en la medición con placa de orificio y anemómetro respectivamente.

Figura 20. Caracterización del ventilador centrífugo



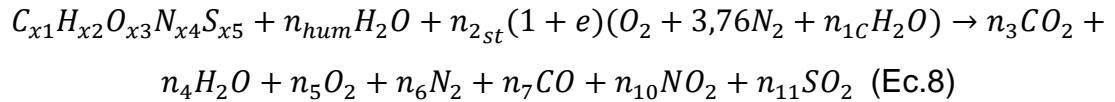
Fuente: elaboración propia

3.5.2 Modelo termodinámico cero-dimensional

El modelo cero dimensional del sistema incluye el análisis de primera ley de la termodinámica aplicada a sistemas reactivos, con el fin de conocer los parámetros característicos de la combustión como la relación aire combustible, temperatura de llama adiabática y temperatura teórica tomando la transferencia de calor presente en el sistema.

El modelo propone la reacción de combustión en la Ecuación 8. tomando los elementos principales en las biomásas: carbono, hidrogeno, oxigeno, nitrógeno, azufre, valores obtenidos del análisis último. Además, se tiene en cuenta la cantidad de humedad presente en la biomasa y en el aire. En los productos, se supone la

oxidación completa del azufre y debido a las bajas temperaturas en la combustión de biomásas (en comparación con combustibles fósiles) se considera que el nitrógeno produce NO₂ en pequeñas proporciones, casi despreciables.



$$n_{2st} * (1 + e) = n_2 \quad (\text{Ec. 9})$$

$$n_{1C} * n_2 = n_1 \quad (\text{Ec. 10})$$

Inicialmente se realiza un balance estequiométrico para la combustión teórica cuyos productos no presentan CO ni O₂, y además se realiza un balance de la ecuación general presenta un caso cuyos productos funcionan para exceso de aire y para combustión incompleta. Los balances de cada especie se muestran en las ecuaciones Los balances estequiométricos llevan el sufijo ST.

Balance del carbono

$$x_1 = n_3 + n_7 \quad (\text{Ec. 11})$$

$$x_1 = n_{3ST} \quad (\text{Ec. 12})$$

Balance de hidrogeno:

$$x_2 + 2 * n_1 + n_{hum} * 2 = 2 * n_4 + 4 * n_8 \quad (\text{Ec. 13})$$

$$x_2 + 2 * n_{1st} + n_{hum} * 2 = 2 * n_{4ST} \quad (\text{Ec. 14})$$

Balance de oxigeno

$$x_3 + n_1 + n_2 * (1 + e) * (2) + n_{hum} = 2 * n_3 + n_4 + 2 * n_5 + n_7 + n_8 + n_9 + n_{10} * 2 + n_{11} * 2 \quad (\text{Ec.15})$$

$$x_3 + n_{1ST} + n_{2ST} * (2) + n_{hum} = 2 * n_{3ST} + n_{4ST} + n_{11} * 2 \quad (\text{Ec. 16})$$

Balance del Nitrógeno:

$$x_4 + n_2 * (1 + e) * 3,76 * 2 = 2 * n_6 + n_{10} \text{ (Ec. 17)}$$

$$x_4 + n_{2_{ST}} * 2 * 3,76 = 2 * n_{6_{st}} \text{ (Ec. 18)}$$

Balance de azufre:

$$x_5 = n_{11} \text{ (Ec.19)}$$

Se realiza un cálculo de la masa correspondiente a cada especie presente en el combustible, en los cuales se incluye el porcentaje de humedad y ceniza. Esto se muestra en las Ecuaciones 20 y 21, para el combustible en base húmeda y base seca, datos obtenidos del análisis próximo de la biomasa.

$$Masa_{comb} = Masa_C + Masa_H + Masa_O + Masa_S + Masa_N + Masa_{HUM} + M_{ash} \text{ (Ec. 20)}$$

$$Masa_{comb_{dry}} = Masa_C + Masa_H + Masa_O + Masa_S + Masa_N + M_{ash} \text{ (Ec. 21)}$$

$$Masa_C = 12 * x_1 \text{ (Ec. 22)}$$

$$Masa_H = x_2 \text{ (Ec. 23)}$$

$$Masa_O = 16 * x_3 \text{ (Ec. 24)}$$

$$Masa_S = 32 * x_5 \text{ (Ec. 25)}$$

$$Masa_N = 14 * x_4 \text{ (Ec. 26)}$$

$$Masa_{HUM} = n_{hum} * (2 + 16) \text{ (Ec. 27)}$$

$$m_{ash} = Porcentaje_{ash} * masa_{comb} \text{ (Ec. 28)}$$

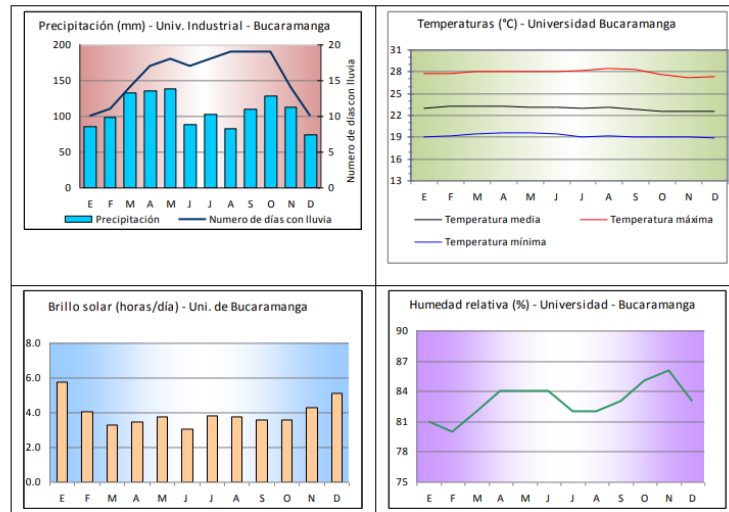
$$masa_{HUM} = Porcentaje_{hum} * masa_{comb} \text{ (Ec. 29)}$$

Según el Ideam³² la ciudad de Bucaramanga tiene una temperatura promedio de 22,5 °C y una humedad relativa superior al 80% como se muestra en la Figura 21.

Los datos de humedad y temperatura ambiente son necesarios esto debido a que son factores que influyen en las características de la combustión y los fluidos como el aire.

³²Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales, CARÁCTERÍSTICAS CLIMATOLÓGICAS DE CIUDADES PRINCIPALES Y MUNICIPIOS TURÍSTICOS, p. 34

Figura 21. Condiciones atmosféricas en Bucaramanga



Fuente: Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales, **CARÁCTERÍSTICAS CLIMATOLÓGICAS DE CIUDADES PRINCIPALES Y MUNICIPIOS TURÍSTICOS**, p. 34

Es importante resaltar que los datos tomados por el Ideam para el área de Bucaramanga son tomados desde la Universidad Industrial de Santander, lugar donde también se realizaron las pruebas de combustión del equipo. Se utilizan los conceptos de psicrometría para conocer los moles de agua en el ambiente, suponiendo una presión atmosférica de 100 kPa.

Condiciones ambientales para Bucaramanga:

$$P_{atm} = 100[kPa]$$

$$T_{amb} = 22,5 [^{\circ}C]$$

$$\varphi = 0,8$$

En la Ecuación 30. se muestra el cálculo de la presión de vapor, conociendo la humedad relativa y la presión de saturación a la temperatura ambiente. Utilizando la ley de Dalton en la Ecuación 32, se calcula la presión parcial del aire seco y el vapor de agua, reemplazando en la Ecuación 32 también se conoce la humedad

absoluta que representa la masa de agua por unidad de masa de aire seco en el ambiente.

$$\varphi = p_v/P_{sat} \text{ (Ec. 30)}$$

$$w = 0,622 * \frac{P_v}{P_a} \text{ (Ec. 31)}$$

$$P_a + P_v = P_{atm} \text{ (Ec. 32)}$$

Utilizando la Ecuación 33 y 34 se calculan las masas correspondientes al aire seco y el vapor de agua

$$m_v = MW_{molar} * n_1 \text{ (Ec. 33)}$$

$$m_a = MA_{molar} * n_2 * (1 + e) * 4,76 \text{ (Ec. 34)}$$

$$m_{v_{ST}} = MW_{molar} * n_{1_{st}} \text{ (Ec. 35)}$$

La presión parcial del vapor de agua en el aire es lo suficientemente baja para considerarlo como gas ideal, para gases ideales la presión parcial es proporcional al número de moles de cada molécula. Este proceso es aplicable para el balance estequiométrico y en exceso de aire, tal como se muestra en las Ecuaciones 38 y 39.

$$n_{total} = n_1 + (n_2 * (1 + e) * 4,76) \text{ (Ec. 36)}$$

$$n_{total_{ST}} = n_{1_{ST}} + (n_2 * (1) * 4,76) \text{ (Ec. 37)}$$

$$\frac{n_{total}}{P_{atm}} = \frac{n_1}{p_v} \text{ (Ec. 38)}$$

$$\frac{n_{total_{st}}}{P_{atm}} = \frac{n_{1_{ST}}}{p_v} \text{ (Ec. 39)}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones conformado por las ecuaciones se conocen las moles de los reactivos y productos para un caso generalizado.

La fracción molar en los productos se calcula tomando los moles totales de los productos en la Ecuación 40 y el número de moles del producto a analizar, para el caso del agua se muestra en la Ecuación 41, cuya presión es calculada en la Ecuación 42.

$$P_{water} = P_{atm} * Y_{water} \quad (\text{Ec. 40})$$

$$Y_{water} = n_4/n_{productos} \quad (\text{Ec. 41})$$

$$n_{productos} = n_3 + n_4 + n_5 + n_6 + n_7 + n_8 + n_9 + n_{10} + n_{11} + n_{12} \quad (\text{Ec. 42})$$

Conociendo las masas de los reactivos, podemos calcular la relación aire combustible estequiométrica y de la reacción en general, utilizando la Ecuación 43 para aire estequiométrico y la Ecuación 44 para combustión incompleta y en exceso de aire. En la Ecuación 45 se calcula la relación de equivalencia de la reacción la cual relaciona la relación aire combustible teórica con la real teniendo en cuenta que se utilizaran varias biomasa cuya relación aire combustible estequiométrica varia para cada una.

$$AC_{ST} = \frac{m_{a_{st}}}{Masa_{comb}} \quad (\text{Ec. 43})$$

$$AC = m_{a_{REAL}}/Masa_{comb} \quad (\text{Ec. 44})$$

$$\Phi_{eq} = AC_{ST}/AC \quad (\text{Ec. 45})$$

$$m_{a_{REAL}} = MA_{molar} * n_2 * 4,76 * (1 + e) + m_v \quad (\text{Ec. 46})$$

$$m_{a_{ST}} = MA_{molar} * n_2 * 4,76 + m_{v_{ST}} \quad (\text{Ec. 47})$$

Posteriormente, con el fin de conocer el calor extraído y la temperatura de llama adiabática, se realiza un análisis de primera ley aplicada a sistemas reactivos que se presenta en la Ecuación 3 del marco teórico.

Para el cálculo de la entalpia de formación de la biomasa se realizó un cálculo de primera ley para aire estequiométrico, tomando el calor expulsado en la combustión para temperatura de 25°C en los productos como el valor del poder calorífico inferior el cual se definió en el marco teórico del documento, dicho cálculo se realiza en la Ecuación 48.

Con el propósito de que el modelo sea flexible a los datos de entrada, se relaciona el poder calorífico inferior con el poder calorífico superior, de modo que conociendo

cualquiera de los dos valores, se calcula la entalpia de formación de la biomasa, esta relación se muestra en la Ecuación 49.

$$Q * masa_{comb_{dry}} + H_{reactivos_{25}} = H_{productos_{25}} \quad (\text{Ec. 48})$$

$$PCI * masa_{comb_{dry}} = PCS * masa_{comb_{dry}} - h_{fg} * n_{4st} * MW_{molar} \quad (\text{Ec. 49})$$

Es importante recordar que la entalpia en sistemas reactivos depende de un sistema de referencia, entonces para cada termino se expresa la entalpia como la suma de la entalpia de formación, y el aumento de entalpia desde el punto de referencia como se muestra en la Ecuación 50. Para el cálculo de la entalpia de formación los productos están a temperatura de referencia, entonces ese aumento de entalpia se vuelve cero. En la Ecuación 51 se muestra la primera ley para este caso, y en las Ecuaciones 52 y 53 se muestra la entalpia de los reactivos

$$h = (h_{form} + h_{tempe} - h^0) \quad (\text{Ec. 50})$$

$$H_{reactivos_{25}} = H_{biomasa} + H_{air_{st}} \quad (\text{Ec. 51})$$

$$H_{biomasa} = h_{form_{biomasa}} \quad (\text{Ec. 52})$$

$$H_{Air_{st}} = (n_{2st}) * 4,76 * (hh_{f_{air}} + hh_{TR_{air}} - hh_{25_{air}}) \quad (\text{Ec.53})$$

Analizando la suma de entalpias de los productos a 25°C como se muestra en la Ecuación 55 y para cada especie en la ecuación 56-60.

$$H_{productos_{25}} = H_{CO2_{25}} + H_{H2O_{25}} + H_{N2_{25}} + H_{SO2_{25}} \quad (\text{Ec.54})$$

$$H_{CO2_{25}} = n_{3st} * (hh_{f_{CO2}}) \quad (\text{Ec.55})$$

$$H_{H2O_{25}} = n_{4st} * (hh_{f_{H2O}}) \quad (\text{Ec.56})$$

$$H_{N2_{25}} = n_{6st} * (hh_{f_{N2}}) \quad (\text{Ec.57})$$

$$H_{SO2_{25}} = n_{11} * (hh_{f_{SO2}}) \quad (\text{Ec.58})$$

$$H_{NO2_{25}} = n_{10} * (hh_{f_{NO2}}) \quad (\text{Ec.59})$$

$$H_{O2_{25}} = n_5 * (hh_{f_{O2}}) \quad (\text{Ec.60})$$

Los valores de las entalpias de formación de los productos son obtenidos del libro Yunus Cengel, se calcula la entalpia de formación de la biomasa. Conociendo dicho valor, se procede a calcular la temperatura de llama adiabática

Para conocer la temperatura de llama adiabática teniendo en cuenta que el calor es cero, la primera ley como se muestra en la Ecuación 61 iguala la entalpia de los reactivos con la entalpia de los productos. En la Ecuación 62 se calcula la entalpia de los reactivos, tomando la humedad de la biomasa y del aire según las Ecuaciones 63 y 64.

$$H_{reactivos} = H_{productos} \text{ (Ec.61)}$$

$$H_{reactivos} = H_{biomasa} + H_{humedad} + H_{air} + H_{HUM} \text{ (Ec.62)}$$

$$H_{humedad} = n_1 * (hh_{f_{H_2O}} + hh_{TR_{H_2O}} - hh_{25_{H_2O}}) \text{ (Ec. 63)}$$

$$H_{HUM} = masa_{hum} * h_{liq} \text{ (Ec.64)}$$

$$H_{Air} = (n_2) * 4,76 * (hh_{f_{air}} + hh_{TR_{air}} - hh_{25_{air}}) \text{ (Ec.65)}$$

Calculando la entalpia de los productos, se realiza la sumatoria de las entalpias de cada molécula presente en los productos como se muestra en la Ecuación 66, para el cálculo de la entalpia de las cenizas se calcula tomando el calor específico a presión constante, y la diferencia de temperaturas entre la temperatura de productos y la del aire de entrada que coincide con la de la biomasa como se muestra en la Ecuación 67.

$$H_{productos} = H_{CO_2} + H_{H_2O} + H_{N_2} + H_{SO_2} + H_{O_2} + H_{NO_2} + H_{CO} + H_{ash} \text{ (Ec.66)}$$

$$H_{ash} = m_{ash} * Cp_{ash} * (T_P - T_{aire}) \text{ (Ec.67)}$$

Las entalpias de los productos, tomando como referencia la Ecuación 50, se calculan según las Ecuaciones 68-74

$$H_{CO_2} = n_3 * (hh_{f_{CO_2}} + hh_{TP_{CO_2}} - hh_{25_{CO_2}}) \text{ (Ec.68)}$$

$$H_{CO} = n_7 * (hh_{f_{CO}} + hh_{TP_{CO}} - hh_{25_{CO}}) \text{ (Ec.69)}$$

$$H_{H_2O} = n_4 * (hh_{f_{H_2O}} + hh_{TP_{H_2O}} - hh_{25_{H_2O}}) \text{ (Ec.70)}$$

$$H_{N_2} = n_6 * (hh_{f_{N_2}} + hh_{TP_{N_2}} - hh_{25_{N_2}}) \text{ (Ec.71)}$$

$$H_{SO_2} = n_{11} * (hh_{f_{SO_2}} + hh_{TP_{SO_2}} - hh_{25_{SO_2}}) \text{ (Ec.72)}$$

$$H_{NO_2} = n_{10} * (hh_{f_{NO_2}} + hh_{TP_{NO_2}} - hh_{25_{NO_2}}) \text{ (Ec.73)}$$

$$H_{O_2} = n_5 * (hh_{f_{O_2}} + hh_{TP_{O_2}} - hh_{25_{O_2}}) \text{ (Ec.74)}$$

El calor específico de las cenizas dependen de su composición, para el caso a estudiar se analizaba tomando el calor específico del elemento de mayor composición, que en su mayoría fue el silicio. Para las biomásas de dos o más elementos, se realizó una proporción según el porcentaje másico de este, como se muestra en la Ecuación 75. Donde X es la fracción másica de cada elemento que conforma la ceniza.

$$CP_{ash} = CP_n * X_n + CP_m * X_m \text{ (Ec.75)}$$

3.5.3 Resultados del modelo termodinámico

En el Anexo C. se muestra la interfaz del modelo con los resultados para diferentes biomásas que se utilizaran en el laboratorio. El aserrín depende del tipo de madera, de modo que se realizan iteraciones para el pino y para el álamo. Los resultados se muestran en la Tabla 13 con los datos de las relaciones aire/combustible para los tipos de aserrín, cascarilla de arroz y paja de arroz.

Tabla 13. Resultados obtenidos en el modelo termodinámico cero dimensional

BIOMASA	TEMP. MAX[°C]	AC [kg aire/kg comb]
Aserrín (Pino)	1901	5,358
Aserrín (Álamo)	1718	6,087
Cascarilla arroz	1855	4,496
Paja arroz	1943	3,918

Fuente: elaboración propia

4. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DE LABORATORIO

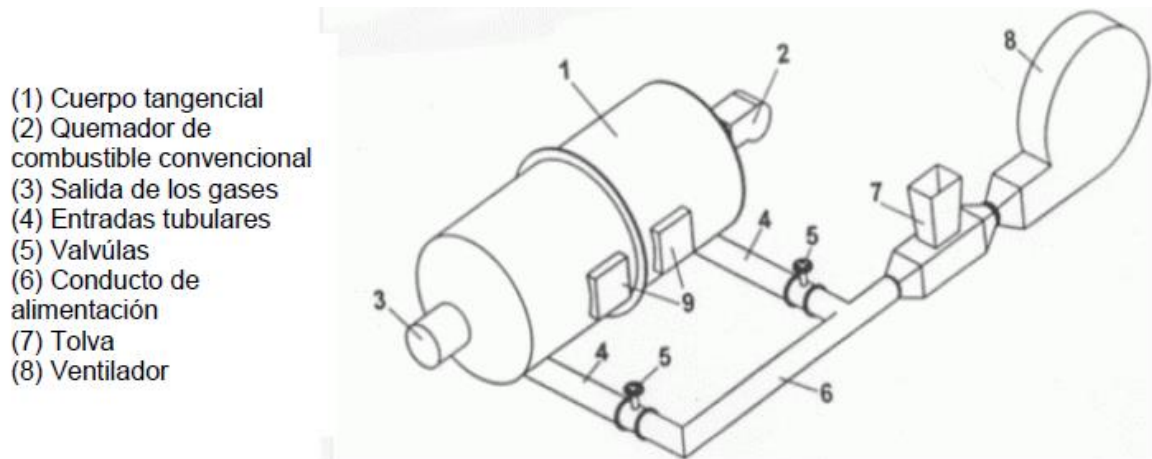
4.1. PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS

El quemador de biomasa debe cumplir con el óptimo desarrollo de las tareas principales y necesarias para el proceso de combustión, entre estas: controlar el registro del aire, regular la homogeneidad entre la mezcla de la biomasa y el aire, y permitir un correcto manejo de gases producto de la combustión. Se abordaron de manera independiente la inyección de los reactivos, la expulsión de los productos, y el diseño de la cámara de combustión.

4.1.1 Quemador ciclónico Horizontal (Alternativa 1)

Esta alternativa presenta la construcción de un quemador ciclónico que es caracterizado por tener una cámara de combustión cilíndrica horizontal, donde la inyección tangencial del combustible pulverizado mediante entradas laterales incentiva la combustión ciclónica (ver Figura 22)³³.

Figura 22. Quemador ciclónico horizontal



Fuente: Werther J y et al. Combustión de productos agrícolas residuos Prog Energy Combust Sci 2000

³³ Werther J y et al. Combustión de productos agrícolas residuos Prog Energy Combust Sci 2000.

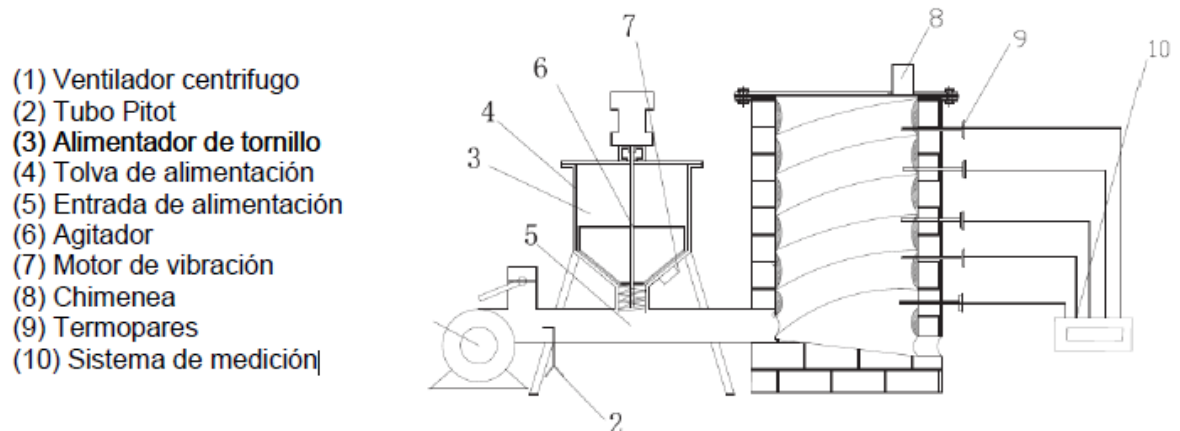
En un extremo de la cámara de combustión es ubicado un quemador de combustible convencional (gasóleo) para el encendido del equipo y en el otro extremo la salida de los gases de combustión

El material es suministrado mediante una tolva y es dirigido mediante una línea principal a válvulas que permiten regular la cantidad de combustible que entraría por cada uno de los conductos de alimentación. Un ventilador es utilizado para proporcionar el aire necesario durante la combustión. Visores son ubicados lateralmente para verificar el comportamiento de la combustión.

4.1.2 Quemador ciclónico vertical (Alternativa 2)

Esta alternativa está basada en el trabajo de Siyi³⁴ et al. donde se plantea un quemador ciclónico vertical para biomazas con granulometrías bajas (menores a 250 micras) el esquema de banco de laboratorio se muestra en la Figura 23.

Figura 23. Quemador ciclónico Vertical



Fuente: Luo Siyi et al, Experimental study on combustion of biomass micron fuel (BMF) in cyclone furnace, ScienceDirect, China 2010.

³⁴ Luo Siyi y et al, Experimental study on combustion of biomass micron fuel (BMF) in cyclone furnace, ScienceDirect, China 2010.

Este equipo está conformado por un ventilador centrifugo el cual envía aire a una cámara de ciclación de forma cilíndrica ubicada verticalmente, con una altura de 900mm y un diámetro efectivo de 400mm.

La biomasa es suministrada mediante una tolva de alimentación. Un tornillo sin fin dosifica la cantidad de biomasa al ducto de aire, este sistema puede presentar aglomeraciones que impiden que el combustible pase por la entrada de alimentación siendo necesario un agitador y un motor de vibración.

El flujo de aire es medido por un tubo Pitot. La mezcla aire combustible ingresa a la cámara de combustión de manera tangencial por la parte inferior, lo que genera el movimiento ciclónico. Los gases de la combustión son retirados mediante una chimenea localizada en la parte superior de la cámara de combustión. Los gases son eliminados por la chimenea.

La temperatura es medida por 5 termopares distribuidos a lo largo de la cámara de combustión, dicha lectura es enviada a un sistema de medición para su posterior análisis.

4.2. DISEÑO EN DETALLE

El diseño del banco de laboratorio se desarrolló en el software Solid Works, los planos de cada uno de los componentes y de los módulos del equipo se encuentran disponibles (Ver Anexo I), donde se observan las dimensiones y los parámetros que se tuvieron en cuenta en la etapa de diseño.

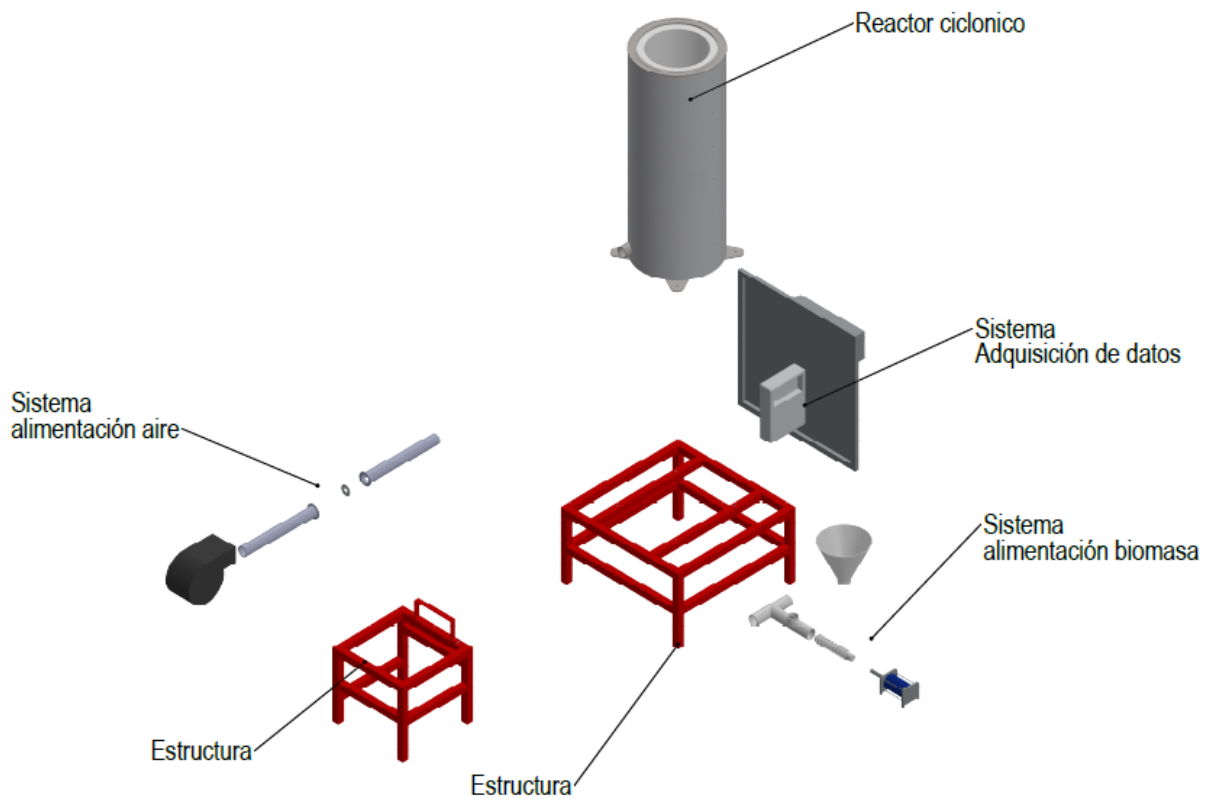
En esta sección se analiza cada componente que integra el equipo, y se realiza tomando como referencia los cálculos de diseño para cada caso específico. De igual manera se realizó una matriz de calidad (QFD) para la seleccionar la alternativa de diseño que cumpliera con los requisitos de diseño e ingeniería.

El equipo está conformado por cuatro módulos principales, sistema de alimentación de aire, sistema de alimentación de combustible, sistema de adquisición de datos y el sistema de control. Los componentes de cada uno de los sistemas están descritos

en el manual de operación del equipo (Ver Anexo A), donde se describen los parámetros de funcionamiento y correcta operación de cada uno de los sistemas.

En la Figura 24 se muestran los sistemas que conforman el quemador ciclónico en vista isométrica y los sistemas que lo conforma por separado.

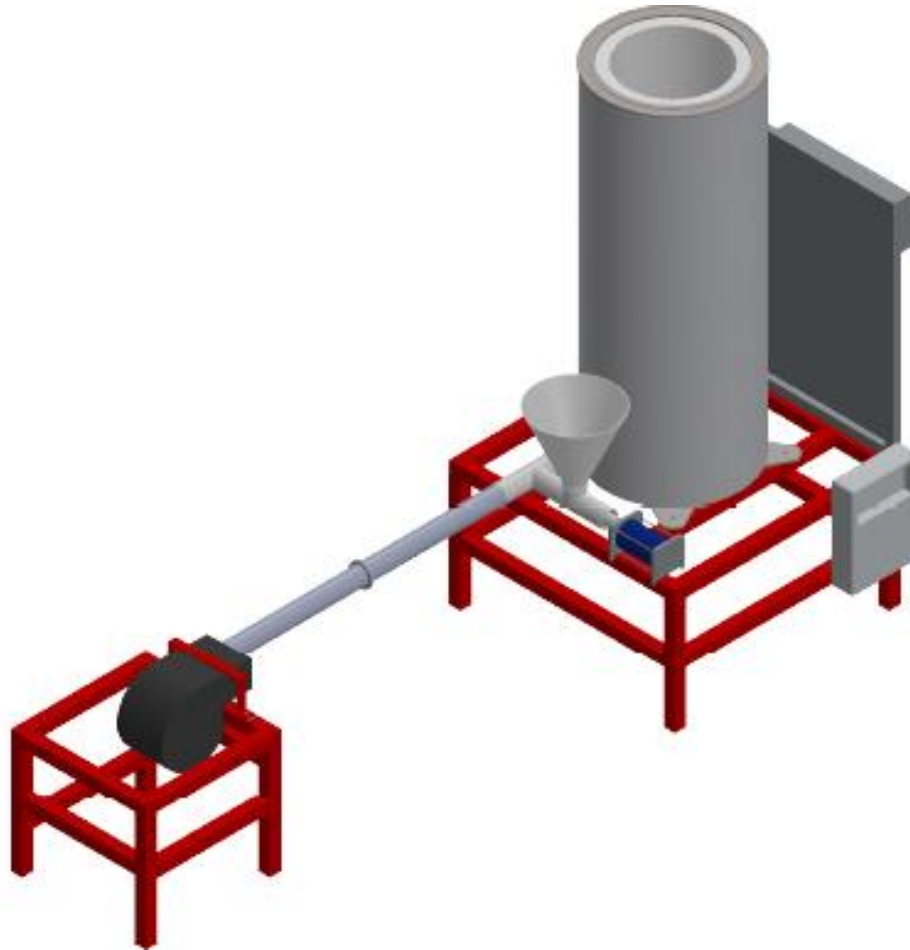
Figura 24. Sistemas del prototipo de quemador ciclónico



Fuente: elaboración propia

En la Figura 25 se muestra el diseño del banco de laboratorio realizado en Solid Works, el ensamble y las partes principales que conforman el equipo con los ajustes de diseño que se tuvieron en cuenta de acuerdo con el dimensionamiento del quemador ciclónico.

Figura 25. Ensamble del banco de quemador ciclónico CAD



Fuente: elaboración propia

4.2.1 Diseño del reactor ciclónico

Para la cámara de combustión se seleccionó un cilindro de acero de 25cm de diámetro y una altura de 70cm. Con el fin de aumentar su estabilidad térmica, resistencia a la corrosión y eficiencia, se utilizó concreto refractario para recubrir la estructura, se propone recubrir internamente con un espesor de una pulgada, y solo una capa pequeña externa para evitar el contacto directo de la lámina de acero con la lana refractaria, la cual se encarga de mantener las paredes externas del reactor a 60°C aproximadamente y resguardar la seguridad de los estudiantes del laboratorio.

Características del sistema de aislamiento térmico.

Se realizó un modelo de transferencia de calor para conocer las características del sistema aislante. Se conocen los materiales a utilizar de donde se obtienen las propiedades térmicas de los mismos, sin embargo, se debe tener en cuenta la variedad de lanas y fibras de cerámicos en el mercado, las cuales tienen conductividad y precios diferentes. El concreto refractario es estable a altas temperaturas, resistente a la oxidación y ataque químico y no se funde. Este tipo de refractario es de tipo ácido con alto contenido de alúmina y sílice y su conductividad varía entre 0,15 y 1 W/m.K³⁵. Este elemento se considera frágil, de modo que debe ser cuidado de golpes y choque térmicos bruscos. En la Figura 26 se observa el montaje e instalación de la manta cerámica.

Figura 26. Cámara de combustión aislada



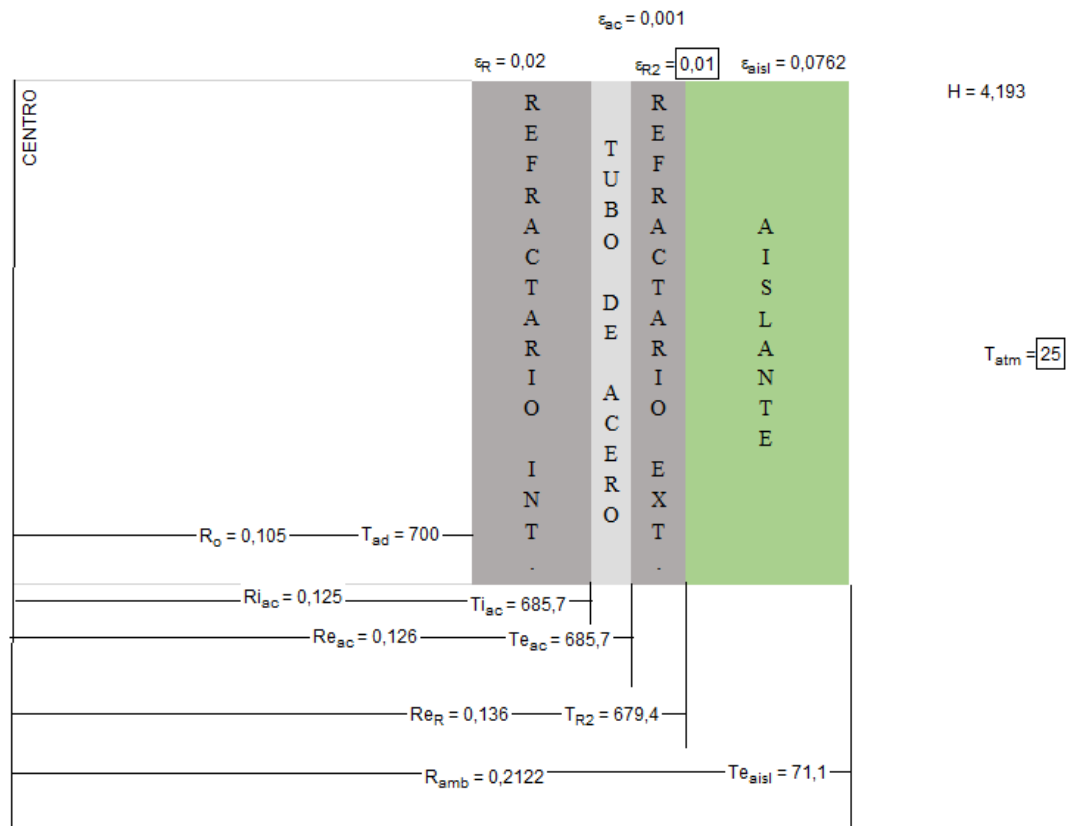
Fuente: elaboración propia

³⁵ Refractarios de Colombia. Creada con Wix.com. [En Línea]. Disponible en: (<https://www.refractariosdecolombia.com/product-page/concreto-refractario-www-refractariosdecolombia-mercadoshops-com-co>)

Para garantizar la seguridad del operario, así como disminuir las pérdidas por transferencia de calor en la frontera de la cámara de combustión, se seleccionó una fibra cerámica, cuya conductividad varía entre 0,012 a 0,2 W/m.K, tiene buena resistencia a la corrosión y es un material de baja densidad la cual varía entre 60 a 160 kg/m³.

El modelo de transferencia de calor tiene en cuenta conducción natural para un cilindro vertical y conducción entre las diferentes capas de materiales. Se realizaron cálculos de transferencia de calor dentro de la cámara de combustión como se muestra en la Figura 27, el cual tiene en cuenta los coeficientes de conductividad térmica de los materiales que la conforman.

Figura 27. Interfaz de transferencia de calor en la cámara de combustión



Fuente: elaboración propia

Los datos de la temperatura interna de la cámara de combustión, está dada por los termopares, la temperatura ambiente es tomada del sensor de temperatura y humedad ambiente, de modo que son conocidas.

Teniendo en cuenta el flujo de calor total desde ambas temperaturas, se toma según la Ecuación 76. Esta fórmula es aplicable para diferentes condiciones de fronteras, de modo que inicialmente se calcula el flujo de calor por medio de los puntos conocidos (T_{int} y T_{atm}) y posteriormente se calculan las temperaturas del resto de paredes en la configuración

$$Q = \frac{T_{int} - T_{atm}}{R_{eq}} \quad (\text{Ec. 76})$$

Donde la resistencia equivalente corresponde a:

$$R_{eq} = R_R + R_{ac} + R_{R2} + R_{LV} + R_{ATM} \quad (\text{Ec. 77})$$

Analizando cada resistencia térmica

Resistencias por conducción

Se midió el radio interior del tubo de acero ($R_{iAC}=0,125$ m), además la longitud del tubo es de 75cm

Las resistencias en los cilindros son de la forma:

$$R_x = \frac{\ln\left(\frac{R_i}{R_o}\right)}{(2*\pi*L*K_x)} \quad (\text{Ec. 78})$$

Entonces calculando la resistencia térmica para cada material presente en la configuración

Refractario interior:

$$R_R = \frac{\ln\left(\frac{R_{iAC}}{R_o}\right)}{(2*\pi*L*K_R)} \quad (\text{Ec. 79})$$

Tubo de acero:

$$R_{ac} = \frac{\ln\left(\frac{Re_{ac}}{Ri_{ac}}\right)}{(2 * \pi * L * K_{ac})} \quad (\text{Ec. 80})$$

Refractario exterior:

$$R_{R2} = \ln\left(\frac{Re_R}{Re_{ac}}\right) / (2 * \pi * L * K_R) \quad (\text{Ec. 81})$$

Aislante a forma de lana de vidrio:

$$R_{LV} = \frac{\ln\left(\frac{R_{amb}}{Re_R}\right)}{2 * \pi * L * K_{LV}} \quad (\text{Ec. 82})$$

Resistencias a convección

$$R_{ATM} = \frac{1}{AH_{atm}} \quad (\text{Ec. 83})$$

Tomando la temperatura promedio de Bucaramanga como 22°C, se realiza el cálculo del coeficiente convectivo para un cilindro vertical de 250mm de diámetro y 700mm de altura.

En la Ecuación 84 se muestra el Numero de Nusselt, para este caso la longitud característica es la relación entre el volumen y el área superficial del cilindro. El valor de la conductividad térmica (k) es obtenido para una temperatura de película que se muestra en la ecuación y se muestra en la Ecuación 85 el número de Nusselt para un cilindro vertical cuyo diámetro debe cumplir la Ecuación 86. Para conocer dichas relaciones se deben calcular los números adimensionales de Grashof y Rayleigh, mostrados en las Ecuaciones 87 y 88.

$$n_u = \frac{hL_c}{K} \quad (\text{Ec.84})$$

$$n_u = 0,1 * Ra_L^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Ec. 85})$$

$$D = 35 * \frac{L}{Gr_L^{0,25}} \quad (\text{Ec. 86})$$

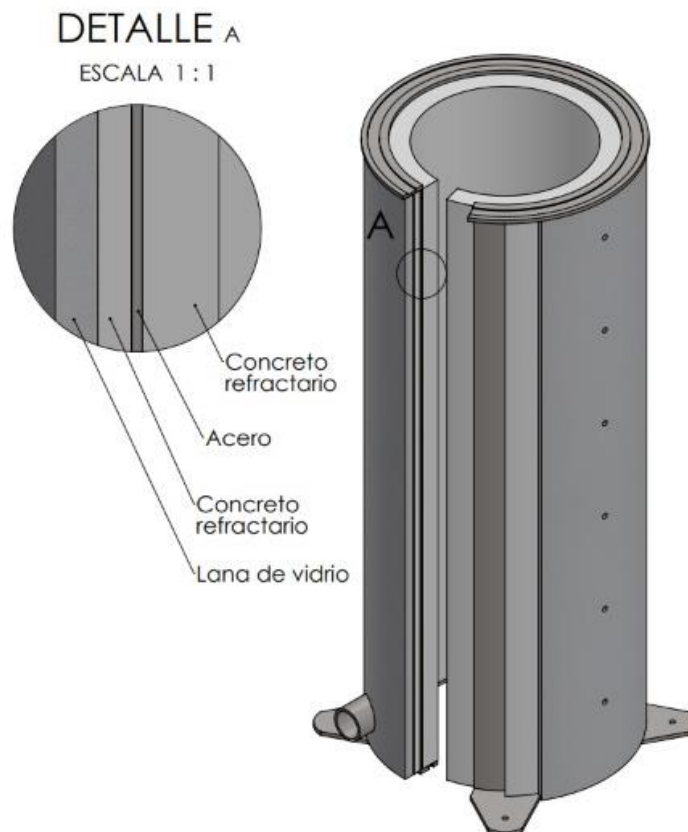
$$Gr_L = \frac{g * \beta * (T_s - T_{infinity}) * L_c^3}{\nu^3} \quad (\text{Ec. 87})$$

$$Ra_L = Gr_L * Pr_L \quad (\text{Ec. 88})$$

Un corte en la sección transversal de la cámara de combustión se muestra en la Figura 28. La cual contiene la configuración propuesta para el recubrimiento de la camisa de acero inoxidable que se tomó como soporte estructural.

Las diferentes capas del sistema de aislamiento termico de la cámara de combustión, estan conformadas por el revestimiento interno y externo con refractario que cuenta ademas con la manta de fibra cerámica.

Figura 28. Capas de los materiales aislantes en la cámara de combustión



Fuete: elaboración propia

En la construcción de este sistema, se utilizaron recipientes para almacenamiento de refrigerante R-134a los cuales cumplen con el diámetro requerido de diseño, sin

embargo, estos elementos tienen solo 25cm de altura, de modo que se soldaron tres tanques para una altura total de 75cm.

En la Figura 29 se observa el cilindro utilizado para el primer prototipo de cámara de combustión. Para el diseño final se cortaron tres tanques del mismo material y se soldaron de manera que quedara un solo cilindro.

Figura 29. Cilindro para el diseño de la cámara de combustión



Fuente: elaboración propia

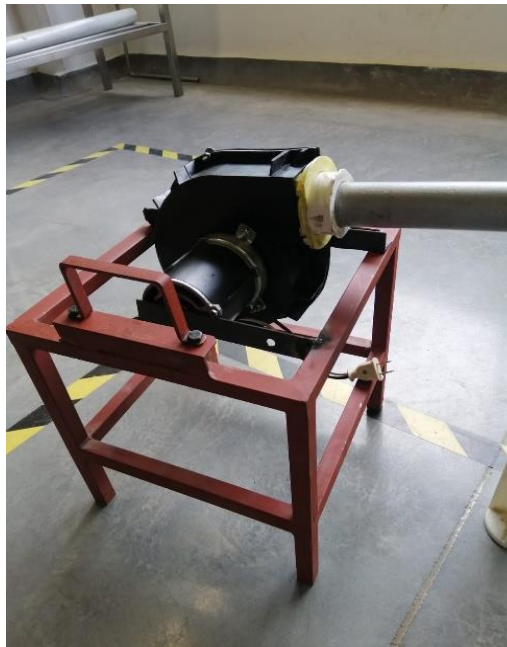
4.2.2 Diseño del sistema de suministro de aire

El sistema de alimentación de aire está conformado por un ventilador centrífugo, la placa de orificio, la tubería y accesorios del sistema neumático por la cual será transportado el aire.

El ventilador centrífugo debe proporcionar un caudal de $40\text{m}^3/\text{h}$ para proporcionar la masa de aire suficiente para quemar cascarilla de arroz (Biomasa de mayor caudal másico) con una razón de equivalencia de 0,4 para combustión en exceso de aire. Se seleccionó un ventilador centrífugo cuyo caudal volumétrico máximo es de $60\text{m}^3/\text{h}$ como el de la Figura 30.

El ventilador fue reemplazado del prototipo inicial ya que por la constante operación el motor eléctrico cumplió su ciclo de trabajo. El nuevo ventilador es de menor capacidad, por tal razón tiene un rango de caudales de aire menor.

Figura 30. Ventilador centrífugo



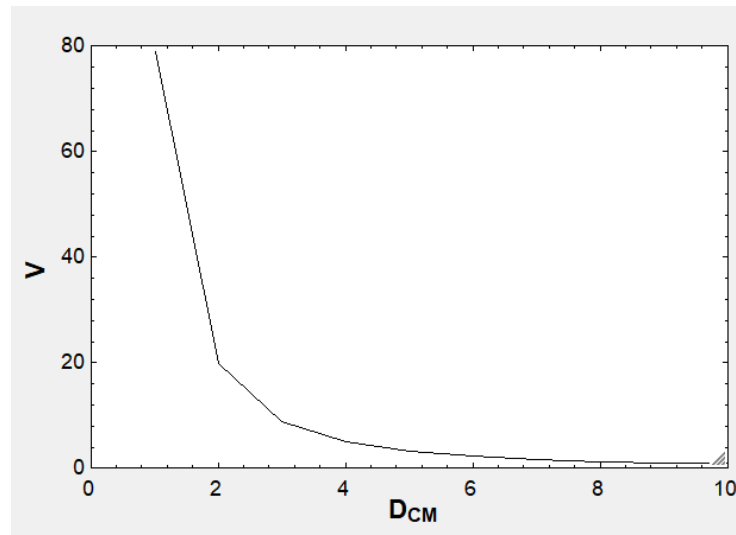
Fuente: elaboración propia

Posteriormente se selecciona el diámetro de la tubería que conecta los diferentes sistemas mencionados anteriormente. La tubería debe ser liviana, no estará sometida a altas presiones, sin embargo, debe circular aire a una velocidad mínima para arrastrar la biomasa desde la salida del tornillo sin fin hasta la entrada del reactor. En la Tabla 4 del marco teórico se muestran velocidades de arrastre recomendables para algunos materiales, teniendo en cuenta la densidad de este.

Sin embargo, este valor depende también de la granulometría del material, durante las pruebas de arrastre se observó que para BMF estos valores de velocidad disminuyen. Para el cálculo en detalle del diámetro de tubería que cumpla con la velocidad mínima de arrastre, se toma el caudal másico de aire más pequeño del flujo másico para aire estequiométrico, el cual corresponde a 18kg/h. Se realizó una

gráfica que compara la velocidad con el diámetro para ese flujo másico. La cual se muestra en la Figura 31.

Figura 31. Gráfica de velocidad de aire en función del diámetro de tubería



El punto óptimo para obtener una velocidad suficiente para arrastrar el material es de 3cm aproximadamente, por tal motivo se seleccionó una tubería con diámetro de tubería comercial de 1 y ¼”.

Placa de orificio según la NORMA ISO 51-67

Para el diseño de la placa de orificio se realizó según la Norma ISO 5167, que determina la geometría y el método de empleo, es decir, las condiciones de funcionamiento e instalación de las placas de orificio, cuando se instala en una tubería. Además, esta norma especifica la información previa para calcular el caudal, siendo aplicable junto con los requisitos dados en la Norma ISO 5167-1³⁶.

Relación de diámetros β

$$\beta = \frac{d}{D} \quad (\text{Ec. 85})$$

³⁶ ISO 5167-2 - International Organization for Standardization. ISO 5167-2 Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular-cross section conduits running full - Part 2: Orifice plates. Ginebra: ISO, 2003. 47p.

Conforme a lo indicado en el apartado 5.1.8.1 de la Norma ISO 5167-2(2003), para que el cálculo sea correcto se deben cumplir las siguientes condiciones:

$$d \geq 12.5mm$$

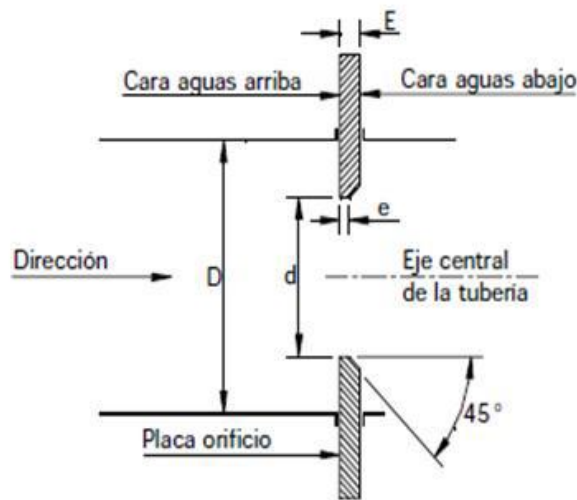
$$D \leq 71mm$$

$$0.10 \leq \beta \leq 0.75$$

$$\beta = 0.5$$

Según la norma apartado 5.1.5.1 para el cálculo de los espesores se siguen los siguientes parámetros descritos en la Figura 32. Donde se observan las especificaciones de diseño de la placa de orificio.

Figura 32. Dimensiones placa de orificio Norma ISO 51-67



Fuente: Medición del caudal de fluidos mediante dispositivos de presión diferencial intercalados en conductos de sección circular. ISO 5167 Parte 1 (1999).

$$0.005D < e < 0.02D$$

$$e = 0.02 * 31.75mm = 0.6 \leq 1mm$$

$$0.005D < E < 0.05D$$

$$E = 0.05 * 31.75mm = 1.6 \leq 2.5mm$$

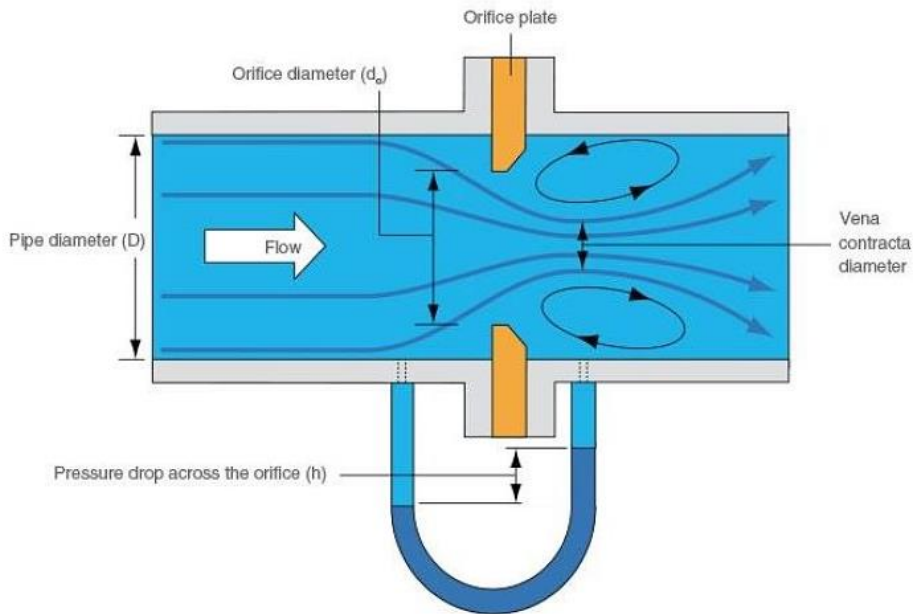
Material y manufactura

La placa puede ser fabricada de cualquier material y, de cualquier forma, siempre que esté y permanezca de acuerdo con la descripción anterior durante las mediciones de flujo según el apartado 5.1.10 de la Norma. Para el desarrollo se utilizó una placa de orificio en hierro y manufacturada en torno para los orificios de los pernos y el biselado en el diámetro del orificio en un ángulo de 45° .

Principio del método de medida

Según se describe en la Norma ISO 5167-2 (2003), el cálculo del caudal se basa en que la presencia de una placa de orificio, en el interior de una tubería por la que circula un fluido, origina una diferencia de presión estática entre los dos lados de la placa. En la Figura 33³⁷ se observa las tomas de presión utilizadas.

Figura 33. Tomas de presión con placa de orificio



³⁷ Spirax Sarco. Teorema de Bernoulli aplicado en medidor de placa orificio para vapor. [En línea] (Recuperado el 12 de julio 2021) Disponible en: [<https://vaporparalaindustria.com/teorema-de-bernoulli-aplicado-en-medidor-de-placa-orificio-para-vapor/>]

La tasa de flujo másico se puede determinar, ya que está relacionada con la presión diferencial, el coeficiente de descarga y la densidad del fluido mediante la siguiente ecuación:

$$q_m = \frac{C_d}{\sqrt{1-\beta^4}} * \varepsilon * \frac{\pi}{4} * d^2 * \sqrt{2\Delta P * \rho_f} \quad (\text{Ec. 86})$$

$$q_v = \frac{q_m}{\rho} \quad (\text{Ec. 87})$$

Donde:

q_v =Caudal volumétrico en (m³/s)

q_m =Caudal másico en (kg/s)

C_d =Coeficiente de descarga (adimensional)

β =Relación de diámetros (adimensional)

ε =Factor de expansibilidad (adimensional)

ΔP =Caída de presión en el orificio (Pa)

ρ =Densidad del fluido a la presión y temperatura dada (kg/m³)

d =Diámetro del orificio de la placa (mm)

El coeficiente de descarga se calcula para placas de orificio, según el apartado 8.3.2 de la norma, mediante la ecuación de Stölz y depende del número de Reynolds y la disposición de las tomas de medidas de presión.

$$C_d = \frac{0.5959 + 0.0312 * \beta^{2.1} - 0.184 * \beta^8 + 0.0029 * \beta^{2.5} * \left[\frac{10^6}{Re} \right]^{0.75} + 0.090 * L_1 * \beta^4 * (1 - \beta^4)^{-1} - 0.0337 * L_2 * \beta^3}{(1 - \beta^4)^{-1} - 0.0337 * L_2 * \beta^3} \quad (\text{Ec. 88})$$

Donde:

$$\beta = 0.5$$

Re=El número de Reynolds está relacionado con el diámetro de tubería D.

$$Re = \frac{V^*D}{\nu} \text{ (Ec. 89)}$$

Viscosidad cinemática del aire a 1 atm y 25 °C Tabla A-9 libro mecánica de fluidos de Çenğel³⁸.

$$\nu = 1.562 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

Para tomas de presión en la vena contracta la disposición son D aguas arriba y D/2 aguas abajo los valores de L_1 y L_2 están dados en el apartado 8.2.2 de la norma.

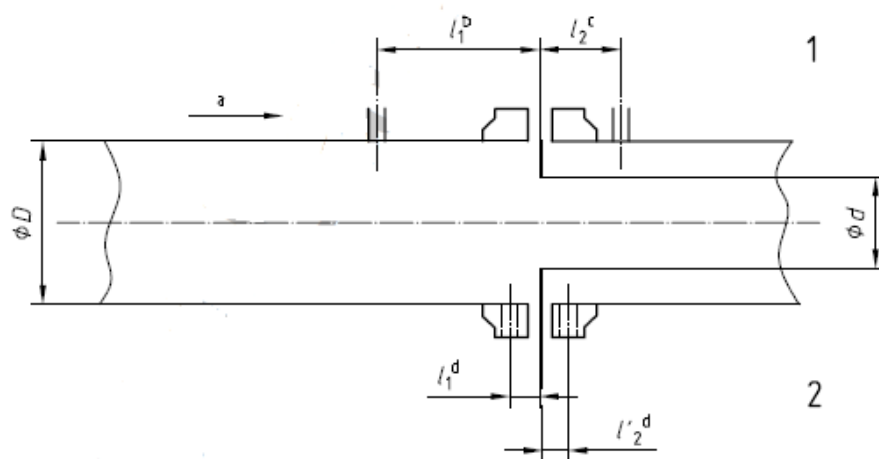
$$L_1 = 1$$

$$L_2 = 0.47$$

El valor del coeficiente de descargar será $C_d = 0.6135$

Las tomas de presión serán circulares y cilíndricas en una longitud de al menos 2,5 veces el diámetro interno de las tomas medidas desde la pared interior de la tubería según el apartado 5.2.3.5 de la Norma. El diámetro de las tomas de presión será menos de 0,13D y menos de 13mm. En la Figura 34 se observan las distancias para diferentes tomas de presión.

Figura 34. Distancia para distintas tomas de presión con placa de orificio



³⁸ ÇENGEL Yunus., BOLES Michael. TERMODINAMICA, McGraw-Hill, México 2012, Séptima edición. Tabla A-9 p 948.

1. D y D/2 Tomas de presión

2. Tomas en la brida

a Dirección de flujo.

b $L1 = D \pm 0,1D$

c $L2 = 0,5D \pm 0,02D$ para $\beta \leq 0,6$

$0,5D \pm 0,01D$ para $\beta > 0,6$

$L1 = L2'' = (25,4 \pm 0,5)$ mm para $\beta > 0,6$ and $D < 150$ mm

$(25,4 \pm 1)$ mm para $\beta \leq 0,6$

$(25,4 \pm 1)$ mm para $\beta > 0,6$ and $150 \text{ mm} \leq D \leq 1\ 000$ mm

Para que los resultados obtenidos mediante este procedimiento de cálculo se puedan considerar válidos, hay que tener en cuenta el apartado 8.3 de la Norma:

$$d \geq 12.5mm$$

$$50mm < D < 1000mm$$

$$0.2 < \beta < 0.75$$

$$Re > 10000 \text{ para } \beta > 0.45$$

Factor de expansibilidad

Para los tres tipos de disposición de tomas de presión, la fórmula empírica para calcular el factor de expansión ε :

$$\varepsilon = 1 - (0.351 + 0.258\beta^4 + 0.93\beta^8) \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1/k} \right] \quad (\text{Ec. 90})$$

Los resultados de las pruebas para la determinación de ε solo se conocen para aire, vapor y gas natural o para gases donde se conoce el coeficiente isentrópico k . Teniendo en cuenta que las pérdidas en el orificio son proporcionales al cuadrado del caudal de acuerdo a la Ecuación. 91 y 92.

$$\Delta P = k * q_v^2 \quad (\text{Ec. 91})$$

$$\Delta P = \rho_{agua} * g * \Delta H \quad (\text{Ec. 92})$$

Donde:

ΔP =Caída de presión en el orificio (Pa)

g =La constante universal de la gravedad (9.81m/s^2)

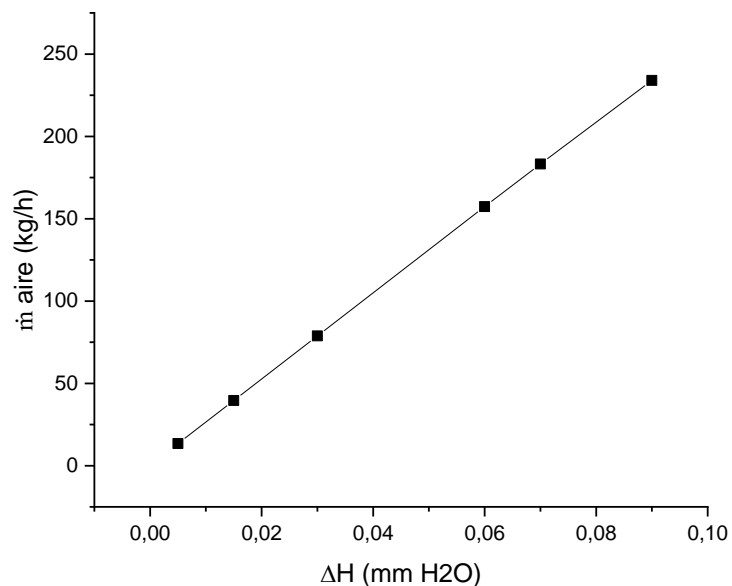
ρ_{agua} =Densidad del agua a condiciones normales (998.9kg/m^3)

ΔH =La diferencia de altura tomada en el manómetro (m)

Se obtuvo un caudal volumétrico de aire aproximadamente 187.5 L/min . El cálculo descrito se realizó para el caudal volumétrico mínimo de aire, describir los pasos de diseño de la Norma ISO 5167 y comprender las ecuaciones. Para diferentes cálculos utilice el código en EES (Ver Anexo B).

En la Figura 35 se muestra la gráfica de caudal másico de aire en función de la diferencia de altura que entrega el manómetro, para la medición de los caudales por medio de la placa de orificio.

Figura 35. Gráfica de caudal de aire en función de la diferencia de altura



Fuente: elaboración propia

Accesorios

Para la estrangulación de caudal volumétrico proveniente del ventilador centrifugo se seleccionó una válvula de globo en PVC para tubería de 1^{1/4"}, esto con el fin de realizar distintas tomas de caídas de presión a través de la placa de orificio estrangulando el caudal de aire por la tubería. La válvula fue seleccionada como primera opción para tener diferentes caudales de aire, sin embargo, con el potenciómetro cumpliendo esa función, paso a ser un accesorio de seguridad.

4.2.3 Sistema de alimentación de biomasa

El sistema de alimentación se diseñó para la combustión de 1 a 5kg/h de biomasa con granulometrías menores a 250 micras.

La tolva de alimentación diseñada para combustibles con granulometrías de hasta 250 micras. Se propone una sección cónica por facilidad en manufactura además de evitar las esquinas donde se pueda concentrar la biomasa. La tolva tiene una capacidad de 2,3L. Se diseñó diferente al del equipo de laboratorio, debido a que el primer diseño presentó problemas de aglomeración por la geometría en la que fue construida.

Sistema de inyección de la biomasa.

La biomasa debe ser arrastrada por el aire para el ingreso a la cámara de combustión, lo cual presenta un reto en el diseño de este sistema para evitar que el aire desvíe la biomasa en dirección a la tolva. Inicialmente se proponen dos sistemas que cumplan con dicho requerimiento: un tornillo sin fin y un dosificador de aspas.

El dosificador de aspas consiste en un conjunto de paletas que separa la tolva y el tubo de inyección de aire, que al rotar con dichas aspas se transporta la biomasa para ser arrastrada por el aire. Sin embargo, esta alternativa es descartada debido a la dificultad para mantener sellado el sistema.

La alternativa más sencilla y confiable es el tornillo sin fin, para el diseño de este elemento se utiliza la metodología manejada en el manual Transportadores helicoidales³⁹.

Diseño en detalle del tonillo sin fin:

Se establecen los parámetros de funcionamiento del tornillo, específicamente diseñado para transportar biomásas cuya granulometría no debe superar los 250 μm y deberá transportar entre 1 y 5kg/h de material. Se trabajarán diferentes biomásas sin embargo se realizan los cálculos tomando como referencia el aserrín, debido a que será la biomasa más usada.

El tornillo se muestra en la Figura 36, cuyo paso corresponde a $\frac{1}{2}$ " y un diámetro máximo de $1 \frac{1}{4}$ ". Además, en la Figura 37 se muestra la unión de tubería en PVC que sostiene al tornillo.

El material se seleccionó teniendo en cuenta el desgaste del tornillo por fricción, que para un material plástico es menor en comparación con el acero, además esa porción de tubería es refrigerada por el aire de entrada y está a 10cm de la cámara de combustión.

Debido a esto, el sistema de alimentación de aire debe mantenerse encendido al menos 20 minutos después de terminar las pruebas de combustión para evitar desgaste por temperatura en este elemento.

³⁹ Componentes para transportadores helicoidales, Manual Martin sprocket & gear, INC el gran Catálogo p.30

Figura 36. Modelo CAD del tornillo sin fin de alimentación

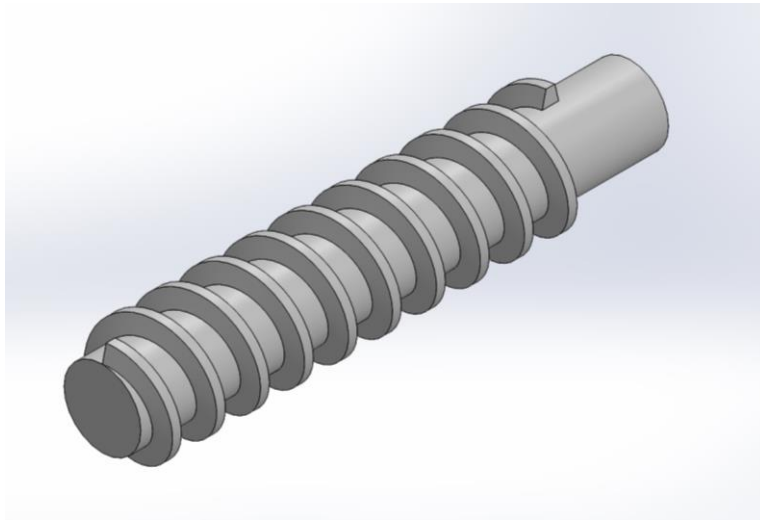
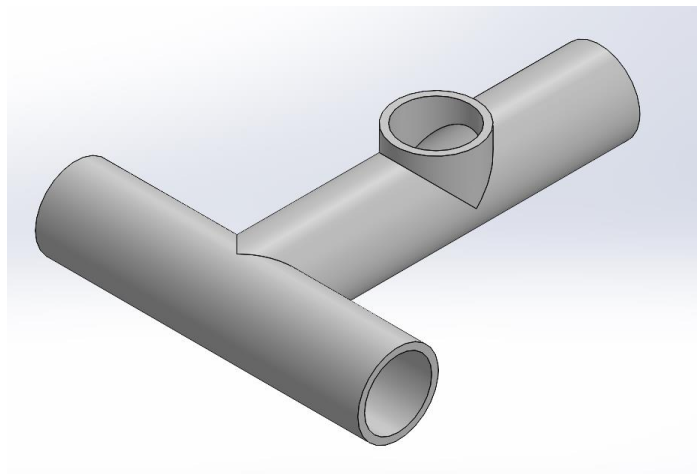


Figura 37. Soporte de tornillo en unión de PVC modelo CAD



Fuente: elaboración propia

Según la Tabla 1-1 del Manual de tornillo sin fin, las biomásas cuya granulometría no supera los $250\mu\text{m}$ se clasifican con el código A_{40} (Muy fino, menor a malla No. 40) según el Manual transportadores helicoidales, sin embargo, para evitar atascamiento en el tornillo, se realiza el diseño para granulometrías de código B_6 (Fino, menor a malla No. 6).

Se extraen de la Tabla 1-2 (del Manual)⁴⁰ los datos de algunas biomásas disponibles en el laboratorio de combustión y se presentan en la Tabla 14.

Tabla 14. Propiedades de las biomásas a evaluar

Material	Densidad(lb/ft ³)	Código	Factor del material	Carga artesana
Aserrín	10-13	B6-45UX	1,4	15
Cascarilla de café	20	B6-25MY	1	45

Se determina la capacidad del sistema teniendo en cuenta que, para transportadores helicoidales de paso estándar o completo, la velocidad se calcula usando la Ecuación 93:

$$N = \frac{\text{Capacidad requerida} \left[\frac{ft^3}{h} \right]}{\text{Capacidad a 1 rpm} \left[\frac{ft^3}{h} \right]} \quad (\text{Ec. 93})$$

La capacidad requerida para 6lb/h de aserrín es de 0.6ft³/h, además se tiene en cuenta que la capacidad a 1rpm para un diámetro de la helicoidal de 1¼" es 0.01ft³/h según la Tabla 1-6. La velocidad corresponde a 60rpm.

Se calcula la potencia necesaria para vencer la fricción y para mover el material, las cuales se calculan utilizando las ecuaciones 93 y 94. El largo del tornillo es ½ft, el factor de diámetro (Fd) según Tabla 1-12 es 3.37, y teniendo en cuenta que el buje es de Nylon con un factor de buje (Fb) de 2 según Tabla 1-13. Entonces la potencia para vencer la fricción es 2.022E⁻³ HP.

$$HP_f = \frac{L*N*F_d*f_b}{1\,000\,000} \quad (\text{Ec. 94})$$

Recordando que la capacidad requerida máxima para el aserrín es 0.6ft⁴/h y cuya densidad es 10lb/ft³ y teniendo en cuenta que el factor F_f es 1 para helicoidales estándar según la Tabla 1-14, que el factor del material es 1,4 y que el factor de

⁴⁰ TRANSPORTADOR DE TORNILLO SIN FÍN. Catálogo de piezas T 206/4 24 Importado por Nueva Casa Grande. Ctra Montealegre s/n 02691, Bonete (Albacete) www.nuevacasagrande.com.

paletas es 1 debido a que el sistema no lleva dicho elemento, la potencia necesaria para mover el material es 4.2E-6 HP

$$HP_m = \frac{C*L*W*F_f*F_m*F_p}{1\ 000\ 000} \text{ (Ec. 95)}$$

Entonces la potencia total, expresada en la Ecuación 96 donde el factor de sobrecarga es 3 para potencias pequeñas según Tabla 1-16 y cuya eficiencia es del 0,95 por el acople fijo directo al motor, la potencia necesaria es 6.4 E-3 HP, aproximadamente 5 Watts.

$$HP_T = \frac{(HP_f+HP_m)*F_o}{e} \text{ (Ec. 96)}$$

Motor reductor tornillo sin fin

Teniendo en cuenta que la potencia es aproximadamente de 5 Watts, se seleccionó un moto-reductor como el de la Figura 38, que trabaja a 24 voltios a corriente continua y cuyo consumo máximo es de 36 Watts, sin embargo, este motor se conecta a 12 voltios con la intención de bajar las RPM a las deseadas en los cálculos.

Figura 38. Motor reductor para el sistema de alimentación de biomasa



Fuente: elaboración propia

4.2.4 Adquisición de datos

Para el correcto monitoreo del sistema se recolectaron datos de temperatura, humedad del aire, temperatura dentro de la cámara de combustión y flujo de aire y combustible. Adicionalmente se tomaron valores de concentración de CO, CO₂ y gases combustibles como el metano, sin embargo, por las dificultades en disminuir la temperatura de los gases de combustión se descartaron para el diseño.

Un manómetro en U fue implementado para medir la caída de presiones en una placa de orificio, que a su vez permite realizar el cálculo del flujo volumétrico de aire suministrado al sistema. En la Figura 39 se observa el montaje del manómetro al tablero de control del equipo de laboratorio.

Figura 39. Manómetro en U del banco de laboratorio



Fuente: elaboración propia

Este diseño utiliza sensores de la familia MQ compatibles con Arduino. Se instalaron dos interruptores ON/OFF para encender y apagar los componentes eléctricos que se encuentran en el banco de laboratorio (ventilador y motor reductor del tornillo).

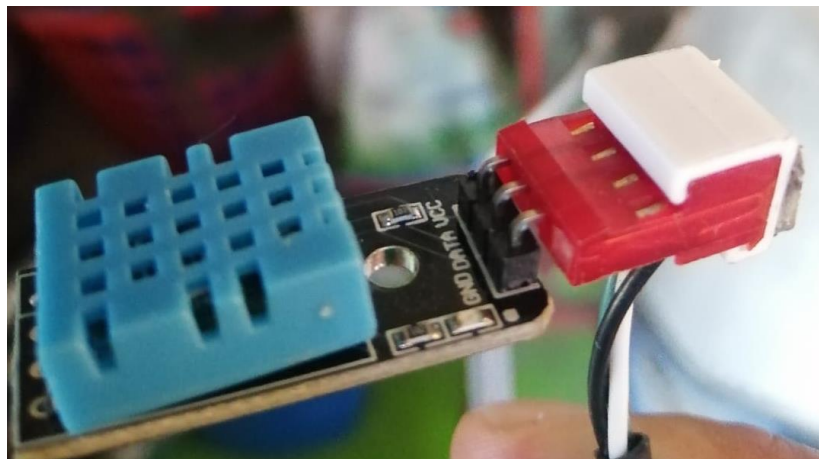
Teniendo en cuenta que los valores de caudales de aire y combustible deben variar, para controlar la velocidad del motor eléctrico del ventilador, y el caudal de aire se instaló un potenciómetro (Dimmer) para variar el voltaje de los elementos.

Sistema de adquisición de datos utilizando un microcontrolador.

El sistema es controlado por una placa Arduino Mega2560 la cual proporciona una manera económica y didáctica de toma de datos. El sistema es flexible y permite modificaciones e implementación de otros elementos electrónicos.

Para medir la temperatura del aire y humedad ambiental se utiliza un módulo DHT 11 compatible con Arduino, que se muestra en la Figura 40.

Figura 40. Sensor de humedad y temperatura ambiente para Arduino

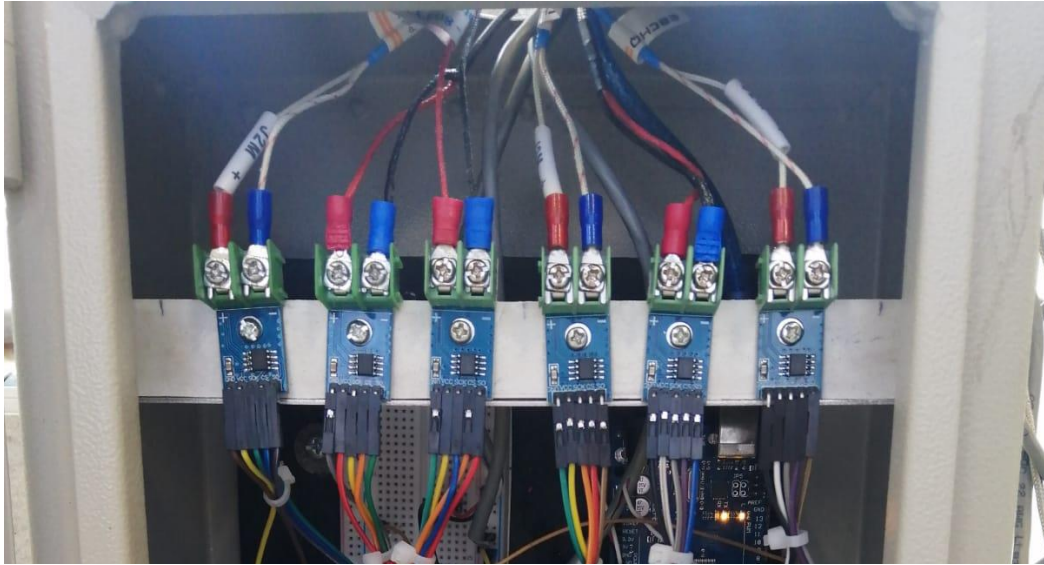


Fuente: elaboración propia

Se utilizaron módulos Max 6675 para termopares tipo K compatible con el Arduino, las cuales se muestran en la Figura 41.

Es importante tener en cuenta que se necesita un módulo para cada termopar, ya que la temperatura medida por el termopar será diferente de acuerdo con la posición longitudinal donde este se encuentre.

Figura 41. Conexión de los módulos para la medición de temperatura



Fuente: elaboración propia

Termopares tipo K

Un termopar es un sensor para medir la temperatura. Se compone de dos metales diferentes, unidos en un extremo. Cuando la unión de los dos metales se calienta o enfría, se produce una tensión que es proporcional a la temperatura en un punto. Este tipo de termopares se caracterizan por tener un cable de aleación níquel cromo y el otro de níquel – aluminio.

Trabajan en procesos con rangos de temperatura entre los -180°C y los 1372°C y emite voltaje máximo de 54.8mV . Los termopares se clasifican según su uso, y la composición de la sonda, son los dispositivos de medición de temperatura más utilizados en la industria. En la Tabla 15, se describe la nomenclatura de los termopares, así como sus características y materiales de fabricación⁴¹.

⁴¹ INSTRUMATIC. Termopares. [En Línea] (Recuperado 5 de agosto 2021). Disponible en: <https://instrumatic.com.co/producto/termopar-tipo-k-para-altas-temperaturas/>

Tabla 15. Clasificación de los termopares

Calibración	Elemento positivo	Elemento negativo	Rango de Temperatura [°C]	Línea de error estándar
Tipo T	Cobre	Constantán	0 - 370	(+ / -) 1 °C
Tipo J	Hierro	Constantán	0 - 760	(+ / -) 2,2 °C
Tipo E	Cromel	Constantán	0 - 870	(+ / -) 1,7 °C
Tipo K	Cromel	Alumel	0 - 1260	(+ / -) 2,2 °C
Tipo N	Nicrosil	Nisil	0 - 1260	(+ / -) 2,2 °C
Tipo S	90% Platino / 10% Rodio	Platino 100%	0 - 1480	(+ / -) 1,5 °C
Tipo R	87% Platino / 13% Rodio	Platino 100%	0 - 1480	(+ / -) 1,5 °C
Tipo B	70% Platino / 30% Rodio	94% Platino / 0,6% Rodio	800 - 1700	(+ / -) 0,5 °C

Se establecieron seis puntos de medida de temperatura en una configuración longitudinal a la cámara de combustión del quemador ciclónico. Los termopares que se utilizaron para la toma de datos en el desarrollo de las pruebas fueron termopares Tipo K que garantizaban tomas de temperatura superiores a los 1000°C, sin embargo, los módulos Max 6675 utilizados para la conversión de datos tienen un rango máximo de 1023°C.

Se utilizaron pantallas tipo LCD 16x2 i2C para Arduino como se muestra en la Figura 42, para observar las lecturas de las temperaturas medidas en el interior de la cámara de combustión, la temperatura ambiente y la humedad relativa. El código desarrollado en Arduino IDE permite tomar datos de los parámetros operativos cada 3 segundos.

Figura 42. Pantalla tipo LCD para Arduino



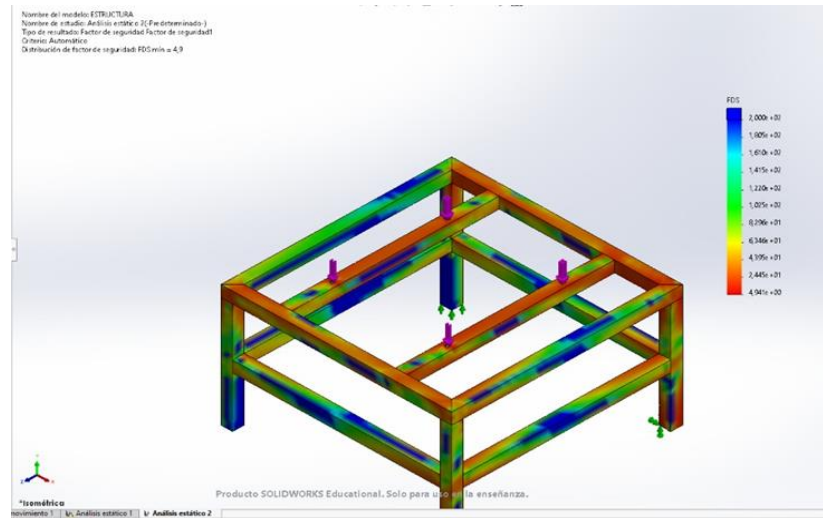
Fuente: Mercado Libre Colombia. [En Línea]. (Consultado 10 de agosto de 2021). Disponible en: <https://articulo.mercadolibre.com.co/MCO-545915097-pantalla-lcd-16x2-con-interfaz-i2c-fondo-azul>

4.2.5 Estructura y soporte del banco de laboratorio

Se diseñó un sistema modular compuesto por dos estructuras individuales de modo que permita la variación de longitud de las tuberías, además de facilitar el transporte del equipo. Las dimensiones de la estructura para la cámara de combustión son de 50x50cm y de 25x25cm para el soporte del ventilador. Se colocaron ruedas en la estructura de la cámara de combustión para facilitar su desplazamiento. La estructura se construyó soldando tubos de sección cuadrada de 1" para soportar el peso de la cámara de combustión y el ventilador.

Se realizó un análisis estático en la estructura de la cámara de combustión en el software SolidWorks. En la Figura 43, se muestra la distribución del factor de seguridad de la estructura para una carga de 100 kg, el factor de seguridad mínimo que se obtuvo es de 4,9, lo que garantiza que la estructura puede soportar con fiabilidad el peso de la cámara de combustión.

Figura 43. Análisis de resistencia para la estructura de la cámara de combustión



Fuente: elaboración propia

En la Figura 44, se observa la construcción final del equipo de quemador ciclónico y el montaje en el Laboratorio de Combustión de la Escuela de Ingeniería Mecánica.

Figura 44. Banco de laboratorio de quemador ciclónico



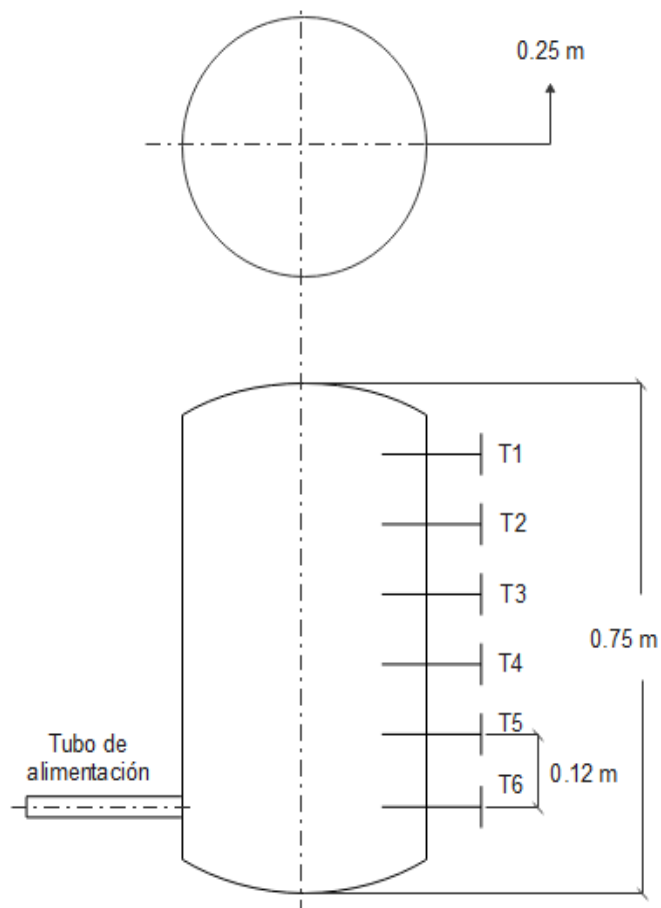
Fuente: elaboración propia

5. RESULTADOS Y DISCUSIONES

Las pruebas se desarrollaron en el laboratorio de combustión de la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander teniendo en cuenta las normas de seguridad y bajo la supervisión del docente a cargo.

En la Figura 45, se observa la disposición longitudinal de los termopares en la cámara de combustión, así como la distancia entre cada uno de ellos.

Figura 45. Esquema de posición de los termopares tipo K



Fuente: elaboración propia

Se realizaron medidas de temperatura en seis puntos diferentes variando la relación aire combustible, el flujo másico de biomasa y el caudal de aire para determinar la temperatura máxima alcanzada en la combustión de las biomásas.

La primera prueba que se realizó fue garantizar la combustión de 1 a 5kg/h de biomasas con granulometrías menores a 250 micras, para verificar el correcto funcionamiento del equipo.

En la Figura 46 se puede observar el comportamiento ciclónico en el proceso de combustión de la cascarilla de arroz y el bagazo de caña. La operación del quemador durante la combustión de la caña de azúcar presento una combustión más eficiente con baja emisión de partículas, mayores temperaturas y menor contenido de ceniza residual. Por otro lado, la combustión de la cascarilla de arroz presentó una mayor evidencia de material particulado emitido y de hollín sobre las superficies internas de la cámara de combustión.

Figura 46. Prueba de combustión para bagazo de caña y cascarilla de arroz.



Fuente: elaboración propia

5.1 Pruebas de estabilidad

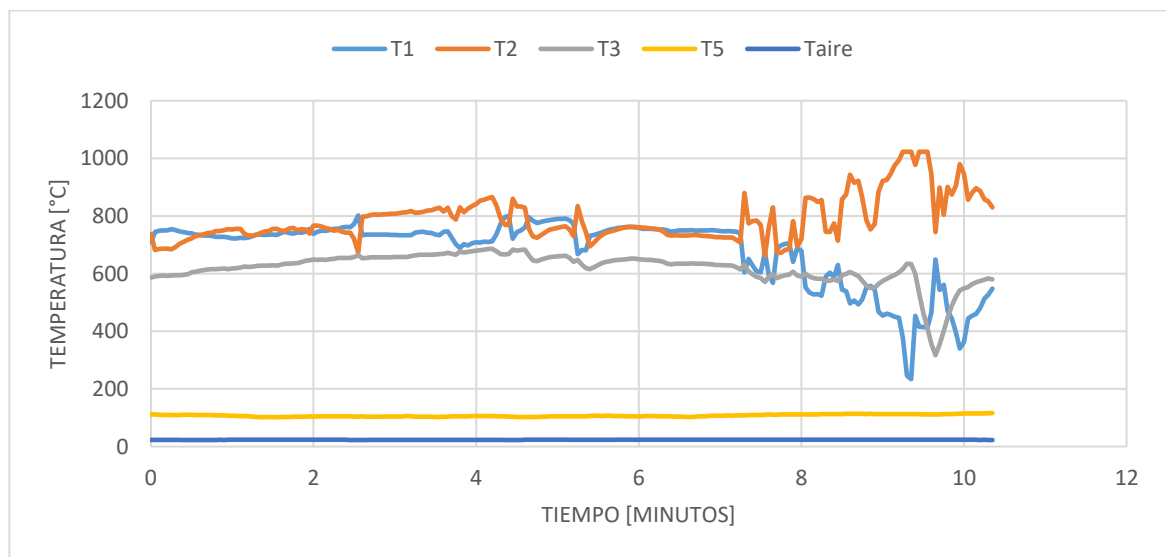
Inicialmente se realizaron pruebas para comprobar un proceso de estabilidad durante la combustión para tres tipos de biomasa, aserrín, bagazo de caña y cascarilla de arroz, donde se mantuvo el flujo de combustible y aire constante para

la toma de datos. Los resultados fueron comparados con los datos teóricos obtenidos del modelo cero-dimensional para validar y comparar con los datos experimentales de la práctica.

El equipo debe mantener una estabilidad térmica durante su funcionamiento para la correcta caracterización de los parámetros de combustión, se realizaron pruebas de 10-20 minutos y se recolectaron datos cada 3 segundos.

Para el aserrín se logró la estabilidad entre los 800°C y 1000°C como se muestra en la Figura 47. La diferencia de temperaturas se debe a la posición de los termopares, además de que algunos eran de diferente longitud, lo que las posicionaba más cerca a la pared. Se puede observar que el aserrín tiene picos por encima de los 1000°C. Esta biomasa fue la que presentó mayor estabilidad, La temperatura de la pared externa del quemador fue medida utilizando el termopar T5 y dio un valor promedio de 120°C.

Figura 47. Perfil de temperaturas durante la combustión de aserrín con un flujo másico de combustible de 5 kg/h.



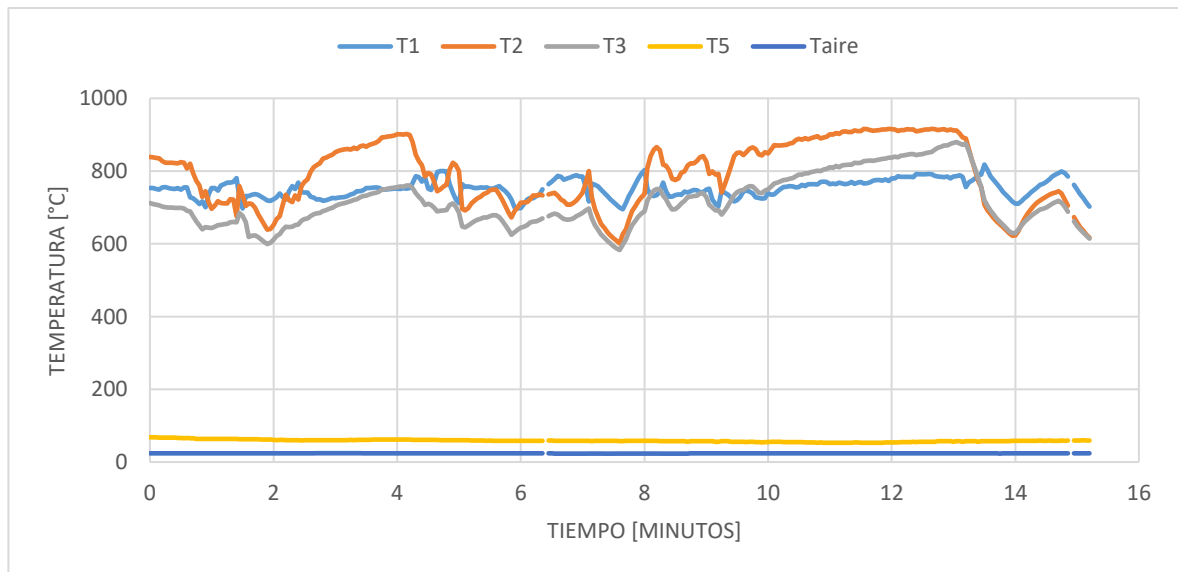
Fuente: elaboración propia

Durante el proceso de combustión de las biomásas se pueden observar picos de caídas de temperaturas esto se debe a que la alimentación del combustible no es continua y existen variaciones en el flujo de combustible a la entrada de la cámara de combustión.

Para el bagazo de caña la estabilidad se logró cerca de los 900°C durante 4 minutos a partir del minuto 10 como se muestra en la Figura 48. Se observa que la temperatura máxima dentro de la cámara de combustión se encontró a una altura de 30cm sobre el piso de la cámara, debido a que el termopar T2 se encuentra cercano al tubo de alimentación de combustible.

La temperatura del aire Taire y la humedad relativa del ambiente fue medida con un sensor Dht11 de humedad para Arduino.

Figura 48. Perfil de temperaturas durante la combustión del bagazo de caña con un flujo másico de combustible de 5 kg/h.

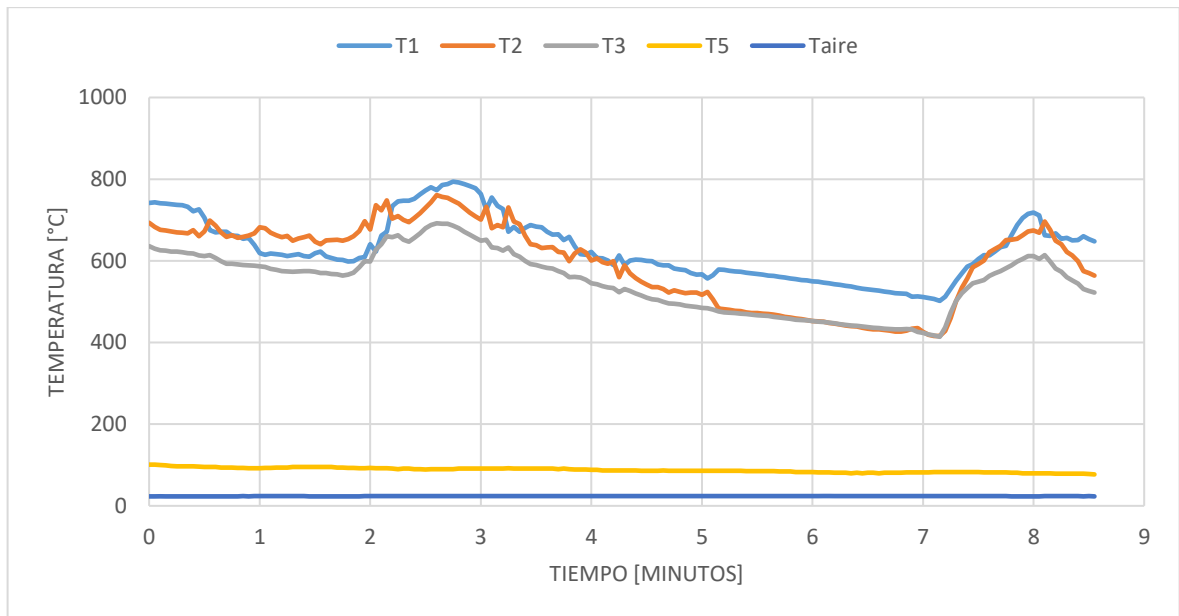


Fuente: elaboración propia

Entre el minuto 10 y el 14 se observa un incremento de aproximadamente 100°C esto sucede ya que el flujo de mezcla de combustible-aire se estabilizó durante ese periodo tiempo y la combustión logró un proceso continuo.

En el caso de la cascarilla de arroz la estabilidad se logró con temperaturas sobre los 700°C con una alimentación de combustible y aire para como se muestra en la Figura. 49. En el minuto 3 se observa una caída de temperatura considerable, esto se debe a la falta de entrada de combustible al interior de la cámara de combustión y aglomeraciones en la unión de entrada de combustible y la línea de aire.

Figura 49. Perfil de temperaturas durante la combustión de cascarilla de arroz con un flujo másico de combustible de 5 kg/h.



Fuente: elaboración propia

El tamaño de partícula del combustible es un factor importante, esto se puede explicar por dos razones: por un lado, a menor tamaño de partícula, mayor es el área de contacto de biomasa y oxígeno, lo que conduce a mayores velocidades de reacción química y reacciones completas de combustión. Cuanto más grande es el tamaño de partícula mayor es la resistencia a la transferencia de calor, lo que causa una reacción de combustión incompleta y por lo tanto una gran cantidad de carbono residual.

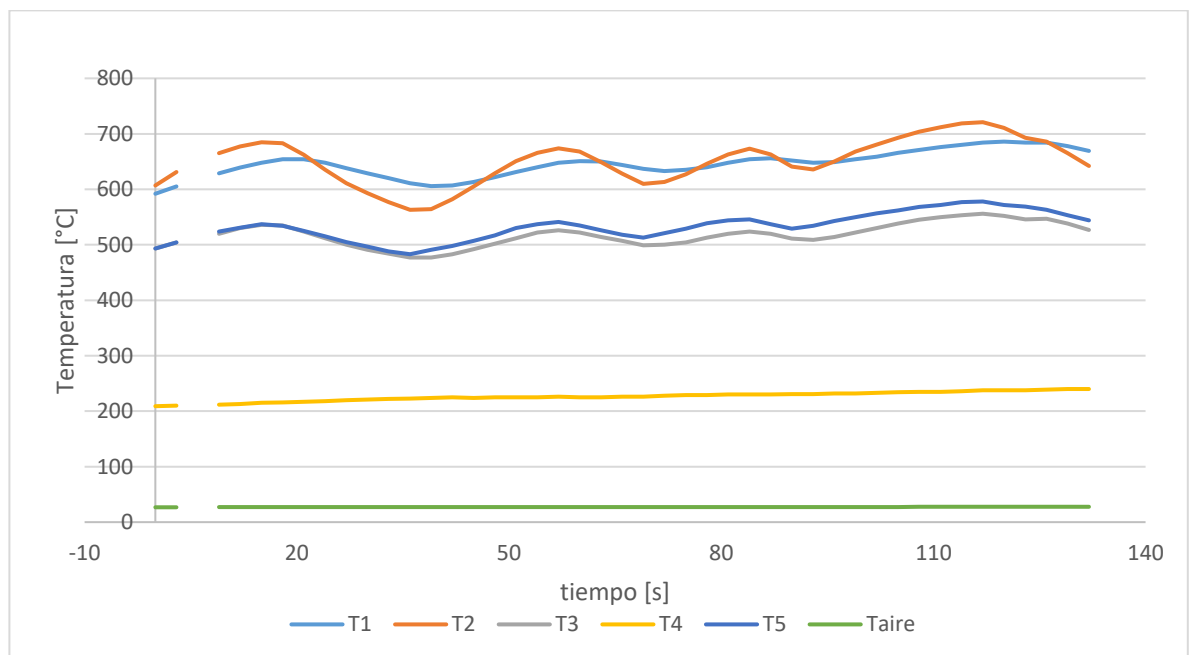
Las biomásas como la cascarilla de arroz que tenía un tamaño de partícula mayor generaban grandes cantidades de carbono residual, esto se puede presentar ya que

el tiempo de residencia en el proceso de combustión no era suficientemente largo y la reacción de oxidación era incompleta.

5.2 Efecto del factor de equivalencia (Φ) en el quemador ciclónico

La relación aire-combustible (A/C), es un factor importante para analizar los resultados de la combustión ya que esta representa la cantidad de aire utilizado por unidad de masa de combustible durante el proceso de combustión. El factor de equivalencia (Φ) es el resultado de $(A/C)_{\text{estequiométrico}}$ sobre el $(A/C)_{\text{real}}$. La influencia de la relación de equivalencia en el proceso de combustión es un factor clave a la hora de evaluar el rendimiento de la combustión. Se realizó esta prueba para el aserrín manteniendo un flujo de combustible de 1.5 kg/h y variando el factor de equivalencia entre 0.4 y 0.8. En la Figura 50, se observa la gráfica de temperaturas en el quemador durante la combustión de aserrín con factor de equivalencia de 0.4.

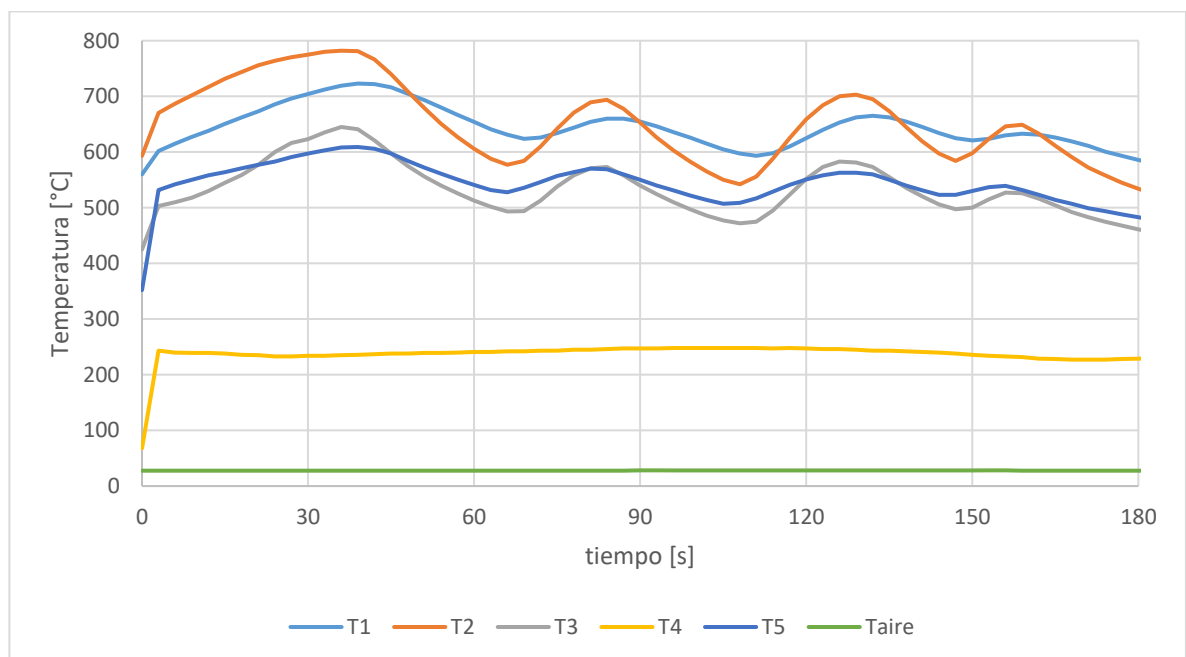
Figura 50. Perfil de temperaturas para la combustión de 1.5 kg/h de aserrín con un factor de equivalencia de 0.4.



Fuente: elaboración propia

En la Figura 51 se observa la gráfica de perfil de temperaturas durante la combustión de aserrín con una relación de equivalencia de 0.6. Estas condiciones operativas presentaron las mayores temperaturas obtenidas y la menor evidencia de hollín en los gases de combustión. Si se aumentan los flujos de alimentación de aire y combustible las temperaturas se incrementan, debido a la cantidad de material que ingresa a la cámara de combustión.

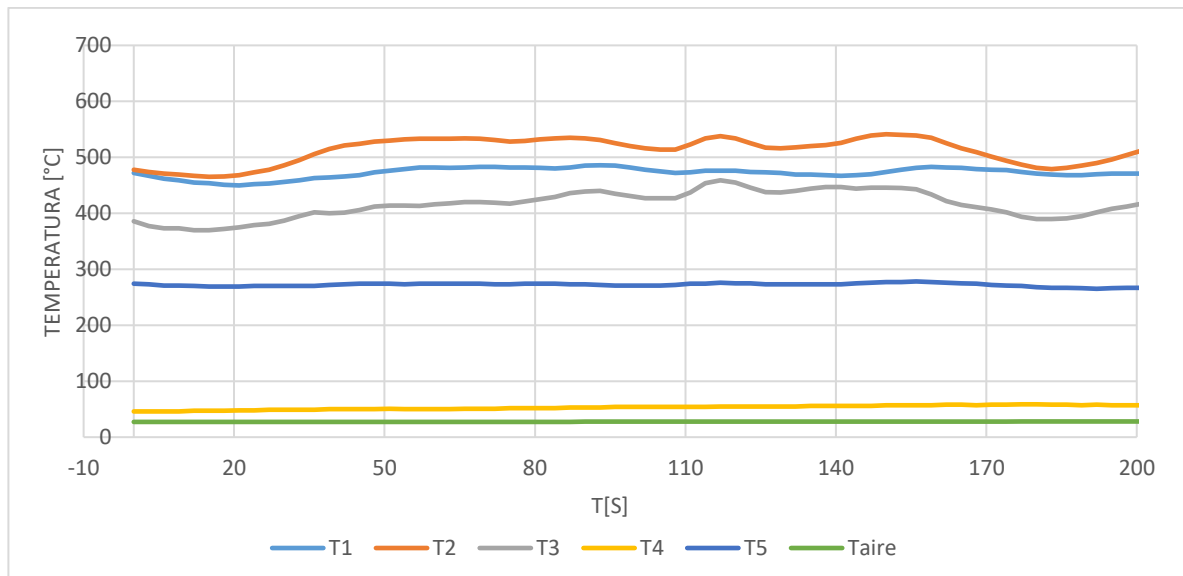
Figura 51. Perfil de temperaturas para la combustión de 1.5 kg/h de aserrín con un factor de equivalencia de 0.6



Fuente: elaboración propia

En la Figura 52, se observa la gráfica para la combustión de aserrín con flujo de combustible de 1.5kg/h y un factor de equivalencia de 0.8. Para esta condición de operación las temperaturas obtenidas fueron las de menor valor, además se presentaron grandes cantidades de hollín y material particulado en los gases de combustión. La temperatura máxima para estas condiciones se presenta en el termopar T2 la cuál es de aproximadamente 520°C. El termopar T5 mide la temperatura de los gases de combustión para este caso y su valor es de 280°C.

Figura 52. Perfil de temperaturas para la combustión de 1.5 kg/h de aserrín y un factor de equivalencia de 0.8



Fuente: elaboración propia

Los resultados muestran que la relación de equivalencia de 0.6 durante la combustión del aserrín presento las mayores temperaturas en el interior de la cámara de combustión esto puede ser asociado con un mayor rendimiento de la combustión en el quemador ciclónico. Los módulos de transducción de los sensores de temperatura sólo registran temperaturas máximas de 1023°C, pero se espera que estas temperaturas fueran mayores en estas condiciones de operación.

Tabla 16. Resultados para el aserrín

Biomasa	Relación de equivalencia [Φ]	Caudal másico de combustible [kg/h]	Temperatura máxima [°C]
Aserrín de pino	0,4	1,5	900
	0,6	1,5	1023
	0,8	1,5	850

Fuente: elaboración propia

Los datos obtenidos experimentalmente se compararon con los datos obtenidos del modelo termodinámico cero dimensional el cual se encuentra en el Anexo C.

5.3 Efecto del flujo de combustible en el quemador ciclónico

Se realizaron pruebas para identificar las condiciones máximas operativas del quemador donde se analizó la influencia del flujo de combustible máximo que entrega el sistema de alimentación de combustible y aire del equipo para tres tipos de biomasa, aserrín, cascarilla de sachá Inchi y cascarilla de arroz.

Los parámetros tenidos en cuenta para estas pruebas se observan en la Tabla 17, donde se tiene en cuenta el flujo másico de aire y combustible, la relación aire combustible y el factor de equivalencia para cada una de las biomasa evaluadas.

Tabla 17. Parámetros de combustión

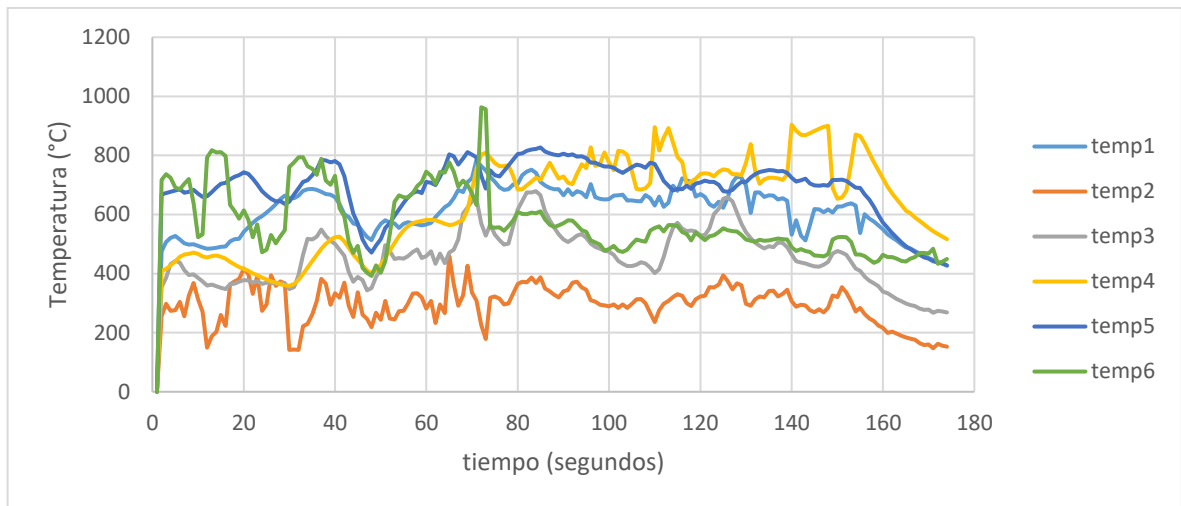
BIOMASA	Flujo másico de combustible [kg/h]	Flujo másico de aire [kg/h]	Factor de equivalencia	AC [kg aire/ kg comb]
Aserrín	9,8	120	0,431	5,358
Cascarilla de Sachá	11,865	155	0,493	6,48
Cascarilla de arroz	14,7	155	0,427	4,496

Fuente: elaboración propia

La prueba para un flujo de combustible constante de 10 kg/h para la cascarilla de arroz muestra que la temperatura máxima alcanzada está sobre los 850 °C como se observa en la Figura 53. La operación del quemador mostró que existe una limitación en el suministro de combustible al interior de la cámara de combustión, esto se puede presentar al tamaño del tornillo de alimentación de combustible. El flujo de combustible depende de la capacidad de arrastre del sistema de alimentación de biomasa hacia el interior de la cámara de combustión, las

temperaturas obtenidas dependerán de que la alimentación sea continua y el combustible no se obstruya a la entrada de la cámara de combustión.

Figura 53. Perfil de temperatura para la combustión de cascarilla de arroz en condiciones máximas de operación del quemador ciclónico

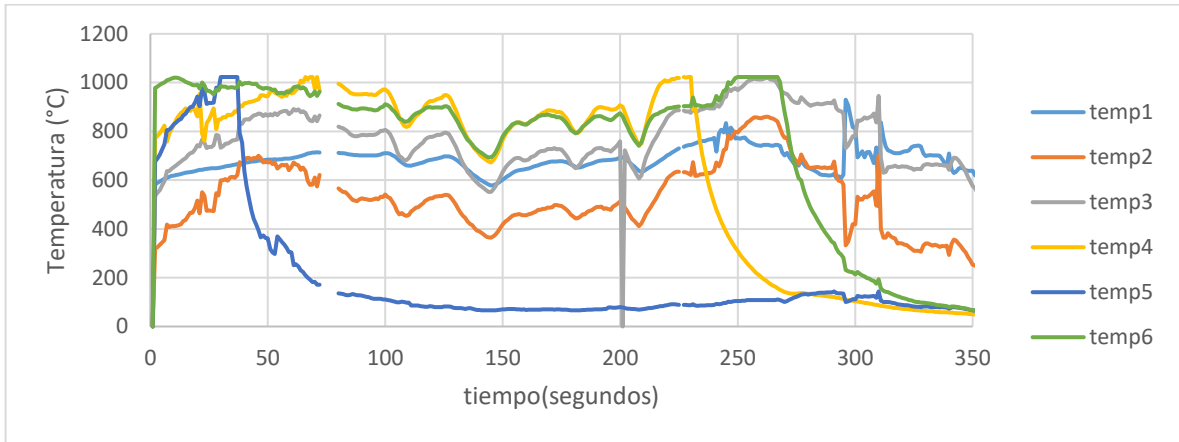


Fuente: elaboración propia

Los resultados para aserrín se observan en la Figura 54, donde se observan temperaturas de 1000°C en el hogar del quemador, los picos de caída de temperatura se pueden presentar por exceso de aire y falta de alimentación de combustible. El termopar T5 alcanzó temperaturas de 1000°C, en el tiempo de 50 segundos desde que se empezó a tomar datos por lo que el termopar se tuvo que reparar para evitar daños en el sensor.

El revestimiento interno refractario permite que el interior de la cámara de combustión tenga una gran inercia térmica y las altas temperaturas dentro de la cámara de combustión se mantenga por un tiempo prolongado.

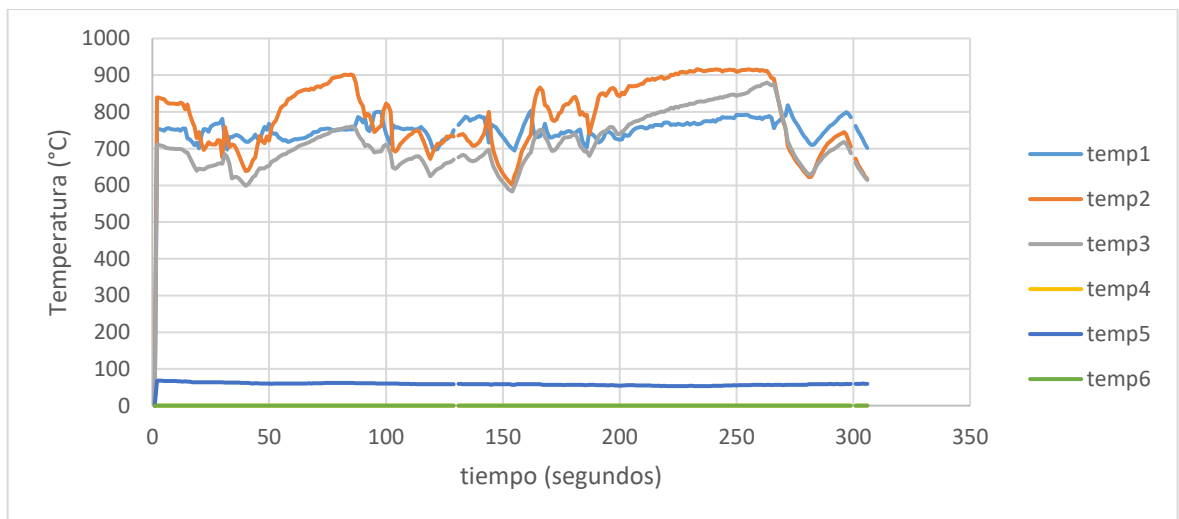
Figura 54. Perfil de temperatura para la combustión de aserrín en condiciones máximas de operación del quemador ciclónico



Fuente: elaboración propia

En la Figura 55. se presenta el perfil de temperaturas para la combustión de bagazo de caña en la cual se observa que el termopar T2 alcanzó temperaturas entre 800°C y 900°C. En el transcurso de 150 segundos se presenta una caída de temperatura en los termopares T1 de 100°C, T2 de 200°C y T3 de 100°C.

Figura 55. Perfil de temperaturas para la combustión del bagazo de caña en condiciones máximas de operación del quemador ciclónico



Fuente: elaboración propia

6. CONCLUSIONES

En el presente trabajo se logró diseñar y construir un banco experimental de quemador ciclónico para la evaluación de combustibles sólidos de biomasa que fue instalado en el Laboratorio de Combustión de la Escuela de Ingeniería Mecánica.

Se realizaron diferentes pruebas de funcionamiento con cuatro tipos de biomásas, aserrín, cascarilla de arroz, bagazo de caña y cascarilla de sachu inchi, variando la relación de equivalencia entre 0,4 y 0,8 para flujos de combustibles entre 1 y 5kg/h y se pudo concluir que para el factor de equivalencia de 0,6 y un flujo de combustible de 5kg/h se alcanzaron temperaturas máximas de 1000°C.

Se observó que las menores granulometrías de biomásas presentaron un mayor desempeño durante la combustión en comparación de las de mayor tamaño, ya que las temperaturas fueron más altas y el contenido de hollín y material particulado en los gases de combustión fueron menores. Esto se debe a que a menores tamaños de partícula el área superficial crece bastante, y como la combustión es un fenómeno superficial este se ve incentivado por lo tanto la eficiencia de la combustión es mayor.

Se desarrolló un modelo termodinámico cero dimensional simplificado para el análisis de los parámetros característicos de la combustión, en estos se encontró que los valores de temperatura de llama adiabática para las biomásas de aserrín y cascarilla de arroz fueron de 1901°C y 1855 respectivamente, y los resultados experimentales fueron de 1023°C para el aserrín y 850°C para la cascarilla de arroz.

Se realizó un Manual de Operación en donde se encuentran los parámetros de funcionamiento y puesta en marcha del equipo para el desarrollo de las prácticas en la asignatura de combustión industrial.

7. OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES

El mecanismo de alimentación de biomasa con tornillo sin fin, es funcional, sin embargo, cuando las granulometrías de las biomásas son muy grandes está tiende a aglomerarse y se compactan lo que genera que se atasque en la entrada al tubo de alimentación de aire.

Las biomásas donde el tamaño de partícula fue superior a los 250 micrones presentó una gran cantidad de cenizas volantes, principalmente con la cascarilla de arroz, esto debido a que el tiempo durante el proceso de combustión no es suficiente. Para un mejor análisis se recomienda realizar un análisis granulométrico más preciso, para evaluar la influencia del tamaño de partícula en un quemador ciclónico.

Para poder realizar un análisis más completo de la combustión de biomásas en un quemador ciclónico, se recomienda instalar un sistema de ignición por gas natural durante el precalentamiento de la cámara de combustión, para facilitar la ignición de la biomasa a evaluar.

La fiabilidad del modelo cero dimensional, depende de la composición de las biomásas a evaluar, por lo tanto, se recomienda realizar un análisis próximo y último para tener una mayor certeza de los datos obtenidos experimentalmente.

Se necesitan más investigaciones sobre los parámetros característicos de la combustión en los quemadores ciclónicos, como el análisis de cenizas y las emisiones de gases productos de la combustión.

BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS

ATCHINSON, E. (1976) Agricultural residues and other non-wood plant fibres: material and non-renewable resources. Washington: AAAS, 174-185

Cabrera, E., León, V., Montano, A. & Dopico, D. (2016). Caracterización de residuos agroindustriales con vistas a su aprovechamiento. Centro Azúcar 43, 27-35.

ÇENGEL Yunus., BOLES Michael. TERMODINAMICA, McGraw-Hill, México 2012, Séptima edición. p. 774.

ÇENGEL, Yunus A. y John M. CIMBALA, "Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones", 1ª edición, McGraw-Hill, 2006. Tablas A-3 y A-9

Chávez, Á. & Rodríguez, A. (2016). Aprovechamiento de residuos orgánicos agrícolas y forestales en Iberoamérica. Academia y Virtualidad 9 (2), 90-107.

Chint Solar México S. de R.L. de C.V. La biomasa, ¿qué es y cuáles son sus aplicaciones? 2009. [En Línea]. (Recuperado en 15 de junio 2021) Disponible en: <https://chintpowerlatinoamerica.com/blog/energia-solar/la-biomasa-que-es-y-cuales-son-sus-aplicaciones/>

Choe, K. Review of Wood Biomass Cyclone Burner. Energies 2021, 14, 4807.

Curbelo, A. (octubre de 2014). Gasificación. Seminario internacional de uso energético sostenible de biomasa residual. Bogotá, Colombia.

EUROPEAN STANDARD. Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full – Part 1: Orifice plates (ISO 5167-2: 2003).

Fonseca González, N. (2003). Estado del Arte del Uso del Gas de Gasificación Termoquímica de Biomasa(GG), en Motores de Combustión Interna Alternativos

Gummert M, et al. Rice hull furnace – IRRI's experience. Paper presented at the 5th National Grains Postproduction Conference, 18-19 July 2007, Philippines

HERGUEDAS, Ana y TARANCO, Carlos. Biomasa, biocombustibles y sostenibilidad. Instituto Universitario de Investigación en Gestión Forestal Sostenible. Universidad de Valladolid-INIA (IUGFS). Avenida de Madrid, s/n. 2012

H. Escalante Hernández, J. Orduz Prada, H. J. Zapata Lesmes, M. C. Cardona Ruiz, y M. Duarte Ortega, Atlas del Potencial Energético de la Biomasa Residual en Colombia. 2007

IBARRA Julián, RUEDA Yesid y GELVEZ Omar; Modelado y dimensionamiento de una hornilla de biomasa, Escuela de Ingeniería Mecánica, Universidad Industrial de Santander. Resarcí report, Bucaramanga, Colombia, 2017.

JENKINS Bryan, Combustion properties of biomass. En: Fuel Processing Technology. Vol 54 1998. p. 14-46

ISO 5167-2 - International Organization for Standardization. ISO 5167-2 Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in

circular-cross section conduits running full - Part 2: Orifice plates. Ginebra: ISO, 2003. 47p.

Manuales sobre energía renovable: Biomasa/ Biomass Users Network (BUN-CA). -1 ed. -San José, C.R.: Biomass Users Network (BUN-CA), 2002. 42 p.

MARADEY Juan F; Combustión, en Termodinámica Aplicada, 1 Ed., Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, 2002, p. 641-650.

Martínez C, Acevedo G, Espinal G. La cadena del arroz en Colombia. Una mirada global de su estructura y dinámica, 1991-2005. Ministerio de Agricultura y Desarrollo Rural. Observatorio Agro cadenas Colombia. Bogotá, marzo de 2005.

Ministerio de Agricultura y Desarrollo Rural (2010). Bogotá, D.C., (Colombia) Dirección de política sectorial del MADR

NOGUÉS Fernando. ENERGIA de la biomasa. Prensas Universitarias de Zaragoza. España 2010. Vol. 1. p.185

PURWANTO, S., PRADANA, F. Characteristics Of Powder Rice Husk Burning On Cyclone Burner. International Journal of Scientific & Technology Research, 2018. Vol. 7.

REUZEAU, Adeline. ENERGIA de la biomasa. Prensas Universitarias de Zaragoza. España 2010. Vol. 1.

Serret-Guasch N, Ortega G, Quintero M. Caracterización de aserrín de diferentes maderas. Facultad de Ingeniería Química. Universidad de Oriente, Santiago de Cuba, Cuba. RTQ vol.36 no.3 Santiago de Cuba sep.-dic. 2016

SIYI Luo et al, Experimental study on combustion of biomass micron fuel (BMF) cyclone furnace, En: ScienceDirect, China 2010.

SIC, EFICIENCIA DE CALDERAS PARA EL USO DE BIOMASA, Boletín tecnológico, Colombia 2017. p.8.

Steam/its generation and use. 41st edition.Editors: John B. Kitto and Steven C. Stultz.The Babcock & Wilcox Company, Barberton, Ohio, U.S.A. 2005

TRANSPORTADOR DE TORNILLO SINFIN. Catálogo de piezas T 206/4 24 Importado por Nueva Casa Grande. Ctra Montealegre s/n 02691, Bonete (Albacete) www.nuevacasagrande.com.

UPME, «Energías renovables: descripción, tecnologías y usos finales.,» Sistema de información y eficiencia energética y energías alternativas., Bogotá D.C, 2003.

Werther J, Saenger M, Hartge EU, Ogada T, Siagi Z. Combustion of agricultural residues. Prog Energy Combust Sci 2000; 26:1–27.

ANEXOS

ANEXO A. Manual de operación del banco de laboratorio

El manual de laboratorio se realizó para el correcto uso del equipo, desarrollo de prácticas de laboratorio y posibles adaptaciones. En el Anexo x se describe la operación. El objetivo del manual es la correcta operación del equipo para brindar la seguridad del operario y/o usuarios, describir los protocolos de operación de los componentes principales del banco de laboratorio y realizar un uso adecuado del equipo.

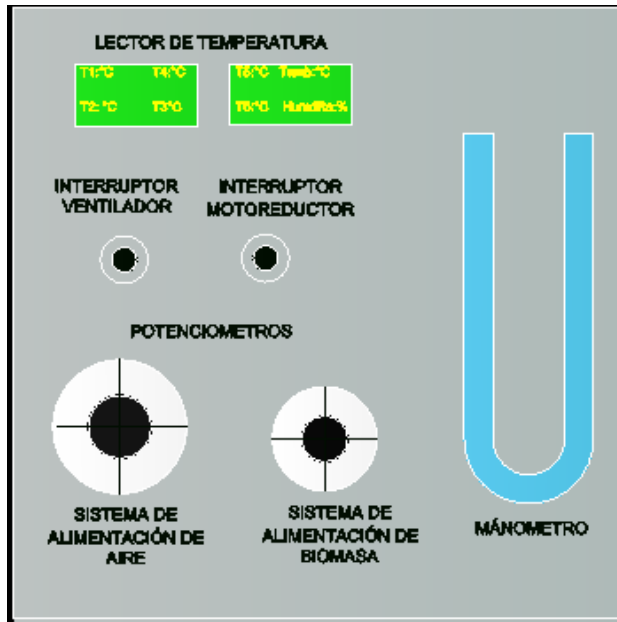
Descripción del equipo

El banco de laboratorio de quemador ciclónico de biomasa es un equipo para la evaluación de combustibles sólidos, la operación y el uso apropiado garantiza la seguridad de los usuarios. El equipo cuenta con tres módulos principales, módulo de alimentación de aire, módulo de alimentación de biomasa y módulo de control. Las partes principales del equipo están descritas en los diagramas y planos CAD realizados en el software Solid Works y EES.

El banco de laboratorio se construyó para cumplir los objetivos del proyecto de grado y el posterior desarrollo de prácticas para la asignatura de combustión industrial y demás usos que se le puedan dar en el área investigativa.

1. El módulo de alimentación de aire, consta de un interruptor ON/OFF, un potenciómetro para la regulación de la velocidad del aire, una placa de orificio para la medición de caudal de aire y un manómetro experimental.
2. El módulo de alimentación de biomasa, consta de un interruptor ON/OFF, un motor reductor, un potenciómetro para la regulación de la velocidad del tornillo de alimentación de biomasa, un tornillo sin fin, una tolva y un agitador.
3. El módulo de control en donde se encuentra los dispositivos eléctricos y electrónicos del banco de laboratorio, los lectores de temperatura, interruptores y manómetro. Ver Figura 56.

Figura 56. Esquema de tablero de control banco de laboratorio



Operación y funcionamiento del banco de quemador ciclónico

Los protocolos de funcionamiento del equipo se describen siguiendo los siguientes pasos:

1. Energice el sistema eléctrico del banco de laboratorio a la toma corriente disponible en el laboratorio de combustión.
2. Fije los termopares tipo K y conecte el cable del Arduino al computador para la toma de datos durante el desarrollo de la práctica.
3. Ejecute los programas de Arduino y la interfaz realizada por los autores para la obtención de los datos en tiempo real.
4. Inicie el precalentamiento del quemador ciclónico, introduciendo la parrilla de encendido en el fondo de la cámara de combustión para comenzar la ignición.
5. Accione el ventilador centrífugo halando el interruptor push/pull del ventilador y colóquelo en la posición mínima de velocidad a 180° de apertura utilizando el potenciómetro de regulación de velocidad del ventilador.



6. Colocar el tornillo sin fin en funcionamiento halando el interruptor push/pull del motor reductor de alimentación de biomasa y regule las RPM del tornillo sin fin utilizando el potenciómetro del motor reductor en la posición deseada.



7. Asegure la chimenea de la cámara de combustión ajustando la abrazadera de la tapa para evitar la salida de material particulado incandescente, antes de introducir la biomasa en la tolva de alimentación.
8. Introduzca la biomasa a evaluar en la tolva hasta el nivel máximo indicado.
9. Realice la toma de datos correspondiente a la práctica de laboratorio desarrollada por el docente a cargo.
10. Al finalizar el uso del equipo, apague los componentes eléctricos (ventilador y motor reductor) y electrónicos utilizando los interruptores, desconectar de la toma corriente.
11. Deje enfriar la cámara de combustión libremente antes de la apertura de la tapa superior para la extracción de la ceniza y para retirar los termopares.

9.3 Recomendaciones de uso



¡ADVERTENCIA – PELIGRO!

Este es el símbolo de advertencia en seguridad industrial y es usado para alertar sobre los peligros potenciales que pueden ocasionar lesiones, quemaduras, incendios etc. El uso correcto del equipo y los implementos de seguridad disminuyen de manera muy significativa los riesgos mencionados. Siga las indicaciones de uso y prevención descritas en este manual para lograr mitigar posibles accidentes.

Se debe realizar una inspección general previa al uso del equipo, en la cual se debe incluir revisión del sistema eléctrico y electrónico, los componentes del banco deben estar correctamente fijados a la estructura y disponer del equipo de seguridad industrial necesario para la manipulación del banco de laboratorio.

Siempre tenga presente que es un equipo que maneja elevadas temperaturas, por consiguiente, utilice los implementos de seguridad industrial que se solicitan (careta, guantes para altas temperatura, botas, extintor etc.).

1. No coloque sustancias inflamables cerca al área donde se encuentra el quemador ciclónico, ya que aumenta el riesgo de incendio y/o explosión, causando lesiones y daños físicos a los presentes.
2. No permita que el equipo sea manipulado por personal que no esté capacitado para utilizarlo, durante la práctica siempre debe estar presente el operario encargado del banco de laboratorio.
3. La temperatura exterior de la cámara de combustión es relativamente baja, sin embargo, por su seguridad evite quemaduras tocando el exterior durante el desarrollo de la práctica.
4. El equipo está diseñado para evaluar parámetros de combustión de biomásas con granulometrías menores a 250 micrómetros, no introduzca ningún otro tipo de combustible y/o material dentro de la tolva de alimentación.
5. Los termopares tipo K toman un tiempo en perder el calor absorbido durante la práctica, no los retire sin que la cámara de combustión se halla enfriado completamente.

6. No realice modificaciones al sistema eléctrico o electrónico que no estén autorizadas por el docente encargado del banco de laboratorio. Consulte ante cualquier tipo de adaptación que se le realice al equipo.
7. Chequear que los pernos que fijan los componentes a la estructura se encuentren correctamente asegurados.

Del cumplimiento estricto de las instrucciones de uso, normas de seguridad y manipulación del equipo dependerá su seguridad y la de los presentes.

Mantenimiento y cuidados del equipo

Se entiende por mantenimiento en ingeniería a las acciones que deben realizarse a un equipo con el objetivo de prolongar o preservar los componentes de una máquina y restaurar diferentes daños que se pueden producir por uso continuo o falla en uno o varios componentes.

En la Tabla 18. se muestran algunas sugerencias de cuidado de los módulos y componentes que conforman el banco de laboratorio; para los daños causados en componentes y cambios de partes consultar con el docente encargado.

Tabla 18 Plan de mantenimiento del equipo de quemador ciclónico

PLAN DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO QUEMADOR CICLÓNICO			
Módulo	Componente	Acciones preventivas	Frecuencia
Sistema de alimentación de aire	Ventilador centrífugo	Revisar las conexiones eléctricas - Verificar el juego entre la turbina y el ventilador -Limpiar con un soplador el rodete	2 semanas
	Conjunto placa de orificio-brida	Limpiar la placa de orificio - Chequear el ajuste de los pernos - Engrasar los pernos que ajustan la brida	4 semanas
	Tubería y uniones	Revisar fugas en las uniones - Limpiar el interior de la tubería	2 semanas
	Válvula de globo	Limpiar el interior de la válvula - Verificar la manija de apertura	2 semanas

Sistema de alimentación de biomasa	Motor reductor	Revisar las conexiones eléctricas - Verificar el pasador de unión al tornillo sin fin - Limpiar el motor reductor	4 semanas
	Tornillo sin fin	Chequear el ajuste entre el tornillo y el eje - Limpiar los pasos del tornillo	Cada semana
	Tolva	Limpiar el interior - Revisar el ajuste a la entrada de la unión	Cada semana
	Motor - Agitador	Chequear la unión agitador eje del motor - Revisar el soporte -Limpiar con un soplador -Revisar conexiones eléctricas	2 semanas
	Tubería y uniones	Revisar fugas en las uniones - Limpiar el interior de la tubería	Cada semana
Sistema de temperatura	Cámara de combustión	Chequear el revestimiento térmico - Limpiar las paredes de la cámara de combustión - Retirar las cenizas y residuos en el fondo	4 semanas
	Tapa superior - Chimenea -Visor	Verificar la corrosión en el interior de la chimenea -Chequear el revestimiento de la tapa -Limpiar el interior de la tapa	2 semanas
	Termopares tipo K	Revisar el desgaste por corrosión - Limpiar el hollín en el sensor -Realizar el ajuste de las tuercas	1 semana
	Aislante térmico	Chequear posibles fracturas por choque térmico	4 semanas
Sistema de control	Pantallas led	Ajustar las conexiones de las entradas -Limpiar el exterior de la pantalla	4 semanas
	Estructura	Aplicar anticorrosivo - Revisar las uniones soldadas	6 semanas
	Potenciómetros - Interruptores - Sensores	Comprobar la continuidad eléctrica- Calibrar los sensores -Revisar los ajustes al tablero de control	Cada semana
	Manómetro	Revisar fugas en la manguera - Cambiar el fluido de medición - Calibrar la escala de medida	4 semanas
	Conexiones eléctricas y electrónicas	Ajustar las conexiones -Revisar el cableado y tomas de corriente - Comprobar continuidades	2 semanas

ANEXO B. Código para el cálculo de caudales de aire por placa de orificio según la Norma ISO-5167

"Relación de diámetros"

D_ext=31,75 "Diámetro de tubería en mm"

d_int=15,875 "Diámetro de orificio en mm"

beta=d_int/D_ext

"Cálculo de caudal másico"

"Datos"

V=4 "velocidad tomada con el anemómetro m/s"

D=0,0318 "Diámetro exterior de la tubería en m"

"Viscosidad cinemática del aire a 28°C y 1 atm"

viscosity_air=0,0000151

"Numero de Reynolds relacionado con el diámetro de la tubería"

Re= V*D/viscosity_air

"Para tomas de presión en la vena contracta según Norma ISO 5167 "

L1=1

L2=0,47

"Coeficiente de descarga para para placas de orificio Ecuación de Stolz"

C_d=0,5959+(0,0312*(beta)**2,1)-

(0,184*(beta)**8)+(0,0029*(beta)**2,5)*(10^6/Re)**0,75+(0,09*(beta)**4*(1-(beta)**4)*(-1))-(0,0337*L2*(beta)**3)

"Caída de presión en la placa de orificio"

deltaP=g*deltaH*rho_agua

g=9,8 "Constante universal de la gravedad"

"deltaH=0,00" "Diferencia de altura en el manómetro"

rho_agua=998,9 "Densidad del agua a condiciones normales"

"Cálculo de caudal másico por placa de orificio kg/s"

q_m=C_d/(1-(beta)^4)^1/2*(pi/4)*(0,0158)^2*((2*deltaP)*rho_air)^1/2

"Densidad del aire a 1atm y 28°C"

rho_air=1,7

"Cálculo de caudal volumétrico"

$$q_v = q_m / \rho_{\text{air}}$$

"Teniendo en cuenta que las pérdidas en el orificio son proporcionales al cuadrado del caudal de"

$$\Delta P = k \cdot (q_v)^2$$

"Cálculo de caudal en el tramo de una tubería"

$$Q = V \cdot A$$

$$A = \pi \cdot (D/2)^2$$

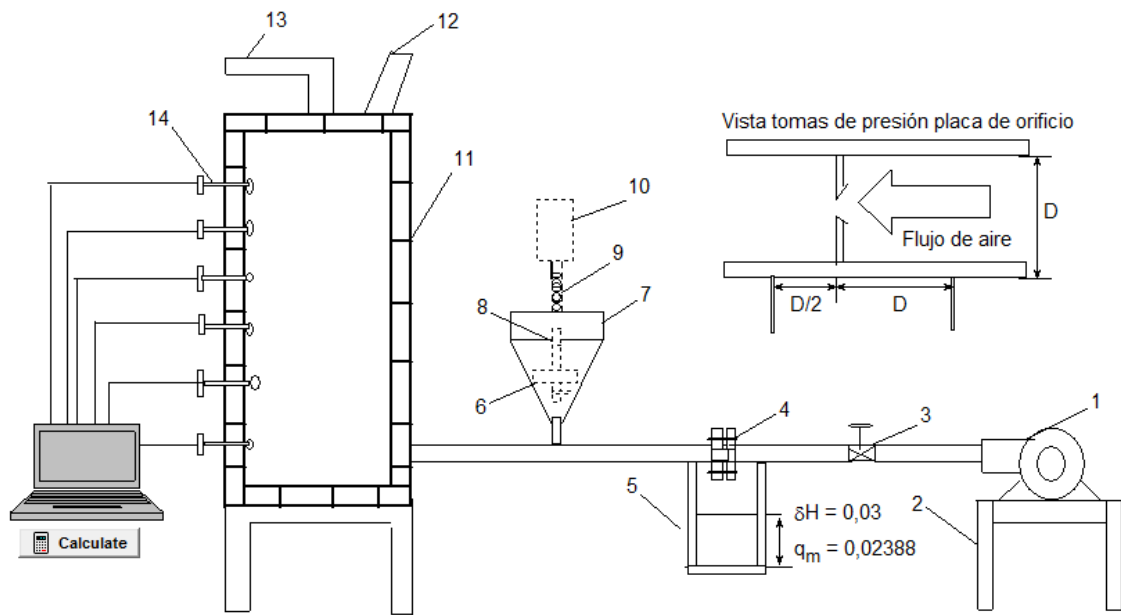


Figura. X. Interfaz del banco de laboratorio desarrollado en EES. Componentes 1. Ventilador, 2. Estructura, 3. Válvula, 4. Placa de orificio, 5. Manómetro, 6. Agitador, 7. Tolva, 8. Motor, 9. Tornillo sin fin, 10. Motor reductor, 11. Cámara de combustión, 12. Visor, 13. Chimenea, 14. Termopares tipo K.

ANEXO C. Modelo termodinámico cero dimensional simplificado

```
"Programa de combustion de biomasa"  
"Reaccion C_x_1+H_x_2+O_x_3+N_x_4+S_x_5"  
{  
"!Composicion de la biomasa"  
x_1=4,1916      "Carbono"  
x_2=6,0322      "Hidrogeno"  
x_3=2,5828      "Oxigeno"  
x_4=0,043       "Nitrogeno"  
x_5=0,0006      "Azufre"}  
  
"!Aire humedo"  
"Condiciones ambientales"  
P_atm=101,3 [kPa]      "Presion atmosferica"  
T_amb=20 [°C]         "Temperatura ambiente"  
{phi=0,7 }           "Humedad relativ3a"  
  
"Humedad especifica"  
w=0,622*P_v/P_a  
P_a+P_v=P_atm          "Presiones parciales"  
"Humedad relativa"  
phi=p_v/P_sat  
P_sat=Pressure(Water;T=T_amb;x=0)  
"Peso molar"  
MW_molar=MolarMass(Water)  "MW_molar: Masa molar del agua"  
m_v=MW_molar*n_1          "Masa de vapor"  
MA_molar=MolarMass(Air_ha)  "MA_molar: Masa molar del aire"  
m_a=MA_molar*n_2*(1+e)*4,76  "masa de aire seco"  
  
"Punto de rocio del aire"  
T_rocio_amb=TEMPERATURE(Water;P=P_v;x=0)  
"Moles y presion para gases ideales"  
n_total=n_1+(n_2*(1+e)*4,76)  
n_total/P_atm=n_1/p_v  
  
"ST"  
m_v_ST=MW_molar*n_1_ST  
  
n_total_ST=n_1_ST+(n_2*(1)*4,76)  
n_total_st/P_atm=n_1_ST/p_v  
  
"!Reaccion de combustion"  
  
"Balance estequiometrico"  
  
"Balance del carbono"  
x_1=n_3+n_7+n_12+n_8  
"Balance del hidrogeno"  
x_2+2*n_1+n_hum*2=2*n_4+4*n_8  
"Balance del oxigeno"
```

$$x_3+n_1+n_2*(1+e)^*(2)+n_{hum}=2*n_3+n_4+2*n_5+n_7+n_9+n_{10}*2+n_{11}*2$$

"Balance del nitrógeno"

$$x_4+n_2*(1+e)*3,76*2=2*n_6+n_9+n_{10}$$

"Balance del azufre"

$$x_5=n_{11}$$

"Balance combustion completa"

"Balance del carbono"

$$x_1=n_3_{ST}$$

"Balance del hidrógeno"

$$x_2+2*n_1_{ST}+n_{hum}*2=2*n_4_{ST}$$

"Balance del oxígeno"

$$x_3+n_1_{ST}+n_2_{ST}*(2)+n_{hum}=2*n_3_{ST}+n_4_{ST}+n_{11}*2$$

$$n_2_{ST}=n_2$$

"Balance del Nitrógeno"

$$x_4+n_2_{ST}*2*3,76=2*n_6_{st}$$

{e=0} "Exceso de aire"

{n_5=0} "Oxígeno"

{n_7=0} "Monóxido carbono"

n_8=0 "Metano"

n_9=0 "Óxido nítrico"

n_10=0 "Dióxido nítrico"

n_12=0 "Carbono"

{n_6=0} "nitrógeno"

"Factor conversion"

$$n_1_{c_{st}}=n_1_{ST}/n_2_{ST}$$

$$n_1_{c}=n_1/n_2$$

$$n_2=n_2*(1+e)$$

"!Relacion de aire combustible"

AC_ST=m_a_st/Masa_comb "Estequiometrica"

$$AC=m_a_{REAL}/Masa_{comb}$$

$$PHI_{eq}=AC_{ST}/AC$$

{PHI_eq=1,5}

$$m_a_{REAL}=MA_{molar}*n_2*4,76*(1+e)+m_v$$

$$m_a_{ST}=MA_{molar}*n_2*4,76+m_v_{ST}$$

"masa del combustible"

$$Masa_{comb}=Masa_C+Masa_H+Masa_O+Masa_S+Masa_N+Masa_{HUM}+M_{ash}$$

$$Masa_{comb_{dry}}=Masa_C+Masa_H+Masa_O+Masa_S+Masa_N+M_{ash}$$

$$Masa_C=12*x_1$$

$$Masa_H=x_2$$

$$Masa_O=16*x_3$$

$$Masa_S=32*x_5$$

$$Masa_N=14*x_4$$

$$Masa_{HUM}=n_{hum}*(2+16)$$

"!Temperatura de rocío de productos"

$$T_{rocío_{productos}}=TEMPERATURE(Water;P=P_{water};x=0)$$

$P_{water}=P_{atm} \cdot Y_{water}$
 $Y_{water}=n_4/n_{productos}$
 $n_{productos}=n_3+n_4+n_5+n_6+n_7+n_8+n_9+n_{10}+n_{11}+n_{12}$

"Balance energetico"

"Calculo de entalpia de formacion con PCS"

$PCI=-Q$

{PCS=19020}

$PCI \cdot masa_{comb_dry}=PCS \cdot masa_{comb_dry}-h_{fg} \cdot n_4 \cdot st \cdot MW_{molar}$
 $h_{fg}=2264,3$ "Entalpia de evaporacion del agua"

$Q \cdot masa_{comb_dry}+H_{reactivos_25}=H_{productos_25}$ "Primera ley para calcular H_f_biomasa"
 $H_{reactivos_25}=H_{biomasa}+H_{air_st}$ "Entalpia reactivos"

$H_{biomasa}=h_{form_biomasa}$

"Entalpia biomasa"

$H_{humedad}=n_1 \cdot (h_{f_H2O}+hh_{TR_H2O}-hh_{25_H2O})$ "Entalpia de la humedad del aire"

$H_{Air_st}=(n_2 \cdot st) \cdot 4,76 \cdot (h_{f_air}+hh_{TR_air}-hh_{25_air})$ "Entalpia del aire seco"

"Productos"

$H_{productos_25}=H_{CO2_25}+H_{H2O_25}+H_{N2_25}+H_{SO2_25}$

$H_{CO2_25}=n_3 \cdot st \cdot (h_{f_CO2})$

$H_{H2O_25}=n_4 \cdot st \cdot (h_{f_H2O})$

$H_{N2_25}=n_6 \cdot st \cdot (h_{f_N2})$

$H_{SO2_25}=n_{11} \cdot (h_{f_SO2})$

$H_{NO2_25}=n_{10} \cdot (h_{f_NO2})$

$H_{O2_25}=n_5 \cdot (h_{f_O2})$

$H_{ash}=m_{ash} \cdot Cp_{ash} \cdot (T_P-T_{aire})$

$m_{ash}=\text{Porcentaje}_{ash} \cdot masa_{comb}$

$masa_{HUM}=\text{Porcentaje}_{hum} \cdot masa_{comb}$

"Entalpias"

$hh_{f_H2O}=-241820$

$hh_{TR_H2O}=\text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T_{amb}; P=P_{atm})$

$hh_{25_H2O}=\text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T_{25}; P=P_{atm})$

$hh_{f_air}=0$

$hh_{TR_air}=\text{Enthalpy}(\text{Air}_{ha}; T=T_{aire}; P=P_{atm})$

$hh_{25_air}=\text{Enthalpy}(\text{Air}_{ha}; T=T_{25}; P=P_{atm})$

$hh_{f_CO2}=-393520$

$hh_{TP_CO2}=\text{Enthalpy}(\text{CarbonDioxide}; T=T_P; P=P_{atm})$

$hh_{25_CO2}=\text{Enthalpy}(\text{CarbonDioxide}; T=T_{25}; P=P_{atm})$

$hh_{f_N2}=0$

$hh_{TP_N2}=\text{Enthalpy}(\text{Nitrogen}; T=T_P; P=P_{atm})$

$hh_{25_N2}=\text{Enthalpy}(\text{Nitrogen}; T=T_{25}; P=P_{atm})$

$hh_{TP_H2O}=\text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T_P; P=P_{atm})$

$hh_{f_SO2}=-296900$

$hh_{TP_SO2}=\text{Enthalpy}(\text{SulfurDioxide}; T=T_P; P=P_{atm})$

hh_25_SO2=Enthalpy(SulfurDioxide;T=T_25;P=P_atm)

hh_f_NO2=33200

hh_TP_NO2=Enthalpy('NO2';T=T_P)

hh_25_NO2=Enthalpy('NO2';T=T_25)

hh_f_O2=0

hh_TP_O2=Enthalpy(Oxygen;T=T_P;P=P_atm)

hh_25_O2=Enthalpy(Oxygen;T=T_25;P=P_atm)

T_25=25

hh_f_CO=-110530

hh_TP_CO=Enthalpy(CarbonMonoxide;T=T_P;P=P_atm)

hh_25_CO=Enthalpy(CarbonMonoxide;T=T_25;P=P_atm)

{T_aire=25}

{T_P=25}

"BALANCE PARA CALCULO DE LLAMA ADIABATICA"

H_reactivos=H_productos+H_ash

H_reactivos=H_biomasa+H_humedad+H_air+H_HUM "Entalpia reactivos"

H_Air=(n_2)*4,76*(hh_f_air+hh_TR_air-hh_25_air)

H_productos=H_CO2+H_H2O+H_N2+H_SO2+H_O2+H_NO2+H_CO

H_CO2=n_3*(hh_f_CO2+hh_TP_CO2-hh_25_CO2)

H_CO=n_7*(hh_f_CO+hh_TP_CO-hh_25_CO)

H_H2O=n_4*(hh_f_H2O+hh_TP_H2O-hh_25_H2O)

H_N2=n_6*(hh_f_N2+hh_TP_N2-hh_25_N2)

H_SO2=n_11*(hh_f_SO2+hh_TP_SO2-hh_25_SO2)

H_NO2=n_10*(hh_f_NO2+hh_TP_NO2-hh_25_NO2)

H_O2=n_5*(hh_f_O2+hh_TP_O2-hh_25_O2)

H_HUM=masa_hum*h_liq

h_liq=104

ANEXO D. Presupuesto y costo del banco de laboratorio

Tabla 19. Presupuesto y costo del banco de laboratorio

Módulo	Componente	Cantidad	Valor unitario en pesos	Valor total en pesos
Sistema de alimentación de aire	Ventilador centrífugo	1	70000	70000
	Válvula reguladora	1	10000	10000
	Placa de orificio - Brida	1	25000	25000
	Manómetro	1	5000	5000
	Anemómetro	1	80000	80000
	Tubería de PVC 1 1/4"	2	5000	10000
Sistema de alimentación de biomasa	Motor reductor agitador	1	7000	7000
	Tolva	1	20000	20000
	Tornillo sin fin	1	25000	25000
	Tubería de PVC 1 1/4"	2	5000	10000
	Agitador	1	10000	10000
Sistema de temperatura	Motor reductor Tornillo	1	20000	20000
	Concreto refractario bulto	1	50000	50000
	Termopares tipo K	6	68000	408000
	Fibra de vidrio, resina, catalizador	1	30000	30000
	Cámara de combustión	1	80000	80000
	Manta cerámica aislante	1	100000	100000
Sistema de escape de gases	Pintura alta temperatura 1/8	1	20000	20000
	Chimenea	1	10000	10000
	Abrazadera tapa superior	1	1000	1000
Sistema de control	Tubería de acero de 2"	2	15000	30000
	Interruptores	3	5000	15000
	Estructura	2	70000	70000
	Pantallas tipo LED	2	25000	50000
	Sensor de emisiones de CO	1	10000	10000
	Tablero de control	1	20000	20000
	Sensor de humedad relativa	1	10000	10000
	Potenciómetro motor reductor	1	30000	30000
	Potenciómetro ventilador	1	30000	30000
Arduino Mega	1	40000	40000	
Total, en pesos colombianos				1.296.000

ANEXO E. Ficha técnicas comerciales para cotización.



CALORCOL
Expertos en Ingeniería de Aislamientos

Ficha Técnica

MANTA CERÁMICA



Ha sido diseñado para proveer altos niveles de aislamiento térmico en ductos, tuberías, hornos, calderas y cuerpos cilíndricos que operan a altas temperaturas.

Especificaciones Técnicas	
Conductividad térmica	0,26 BTU. in/ft ² . in. °F
Diametro promedio de la fibra	2,8 micrones
Temperatura de operación	Hasta 1250°C
Punto de fusión	1600°C
Color	Bianco



Soluciones de aislamiento



Térmica

Descripción

Manta de fibra cerámica con muy baja conductividad térmica, fabricada por procesos de soplado o centrifugado. Sin aglutinantes químicos, sus costuras le proporcionan excelente resistencia mecánica y gran facilidad de instalación.

Aplicaciones

- Aislamiento, revestimiento y reparación general de hornos, calderas y otros equipos de alta temperatura.
- Reemplazo de asbestos.
- Aislamiento en reactores térmicos, chimeneas y equipos de incineración.
- Procesos petroquímicos.
- Protección contra incendio.

Ventajas

- Baja conductividad térmica
- Excelente resistencia mecánica
- Excelente resistencia al choque térmico.
- Es flexible
- Bajo peso.
- Fácil manejo e instalación.
- No contiene asbestos.
- Resistente a la corrosión.
- Resistente a la mayoría de ataques químicos.






Oficina principal
Calle 46 N° 71 - 121
PBR - (574) 274 41 49
Email: info@calorcol.com
Copa cabana - Antioquia - Colombia

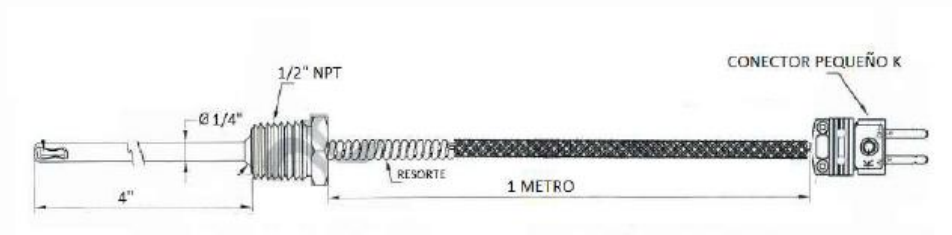
Centros de distribución

Bogotá: Cra 87 N° 24C - 75 Bq 48 Fortbón PBX (571) 432 19 40

Barranquilla:	Cali:	Perse:	Bucaramanga:	Barrancabermeja:	Exportación:
Col. 316 5278480	Col. 316 5278486	Col. 312 8765703	Col. 316 2550568	Col. 316 7404321	exportaciones@calorcol.com

Línea nacional: 316 5272521

Activar



ANEXO F. Interfaz en Excel de los consumibles de la práctica de laboratorio.

PRIMER GRUPO	PREPARACIÓN				COMBUSTION DE BIOMASA			0,35
	Calibracion del tornillo						Aserin kg/h	
	Apertura [°]	130	210	270	phi	Tiempo(mins)	1,5	
	Tamaño muestra [kg]	0,05	0,05	0,05	0,8	8	0,2	
SEGUNDO GRUPO	PREPARACIÓN				COMBUSTION DE BIOMASA			0,35
	Calibracion del tornillo						Aserin kg/h	
	Apertura [°]	130	210	270	phi	Tiempo(mins)	1,5	
	Tamaño muestra [kg]	0,05	0,05	0,05	0,6	8	0,2	
TERCER GRUPO	PREPARACIÓN				COMBUSTION DE BIOMASA			0,35
	Calibracion del tornillo						Aserin kg/h	
	Apertura [°]	130	210	270	phi	Tiempo(mins)	1,5	
	Tamaño muestra [kg]	0,05	0,05	0,05	0,4	8	0,2	
CUARTO GRUPO	PREPARACIÓN				COMBUSTION DE BIOMASA			0,41666667
	Calibracion del tornillo						Aserin kg/h	
	Apertura [°]	130	210	270	phi	Tiempo(mins)	2	
	Tamaño muestra [kg]	0,05	0,05	0,05	0,6	8	0,26666667	
QUINTO GRUPO	PREPARACIÓN				COMBUSTION DE BIOMASA			0,55
	Calibracion del tornillo						Casc_ar kg/h	
	Apertura [°]	130	210	270	phi	Tiempo(mins)	3	
	Tamaño muestra [kg]	0,05	0,05	0,05	0,8	8	0,4	
SEXTO GRUPO	PREPARACIÓN				COMBUSTION DE BIOMASA			0,55
	Calibracion del tornillo						Casc_ar kg/h	
	Apertura [°]	130	210	270	phi	Tiempo(mins)	3	
	Tamaño muestra [kg]	0,05	0,05	0,05	0,6	8	0,4	
SEPTIMO GRUPO	PREPARACIÓN				COMBUSTION DE BIOMASA			0,55
	Calibracion del tornillo						Sacha kg/h	
	Apertura [°]	130	210	270	phi	Tiempo(mins)	3	
	Tamaño muestra [kg]	0,05	0,05	0,05	0,8	8	0,4	
OCTAVO GRUPO	PREPARACIÓN				COMBUSTION DE BIOMASA			0,55
	Calibracion del tornillo						Sacha kg/h	
	Apertura [°]	130	210	270	phi	Tiempo(mins)	3	
	Tamaño muestra [kg]	0,05	0,05	0,05	0,6	8	0,4	

ANEXO G. Evidencia fotográfica





ANEXO H. Formato de práctica de laboratorio de combustión industrial



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER,
ESCUELA DE INGENIERÍA XXXXXX
LAB. SISTEMAS TÉRMICOS - GRUPO XX
xx DE AGOSTO DEL 20xx, I SEMESTRE ACADÉMICO DE 2021

PRÁCTICA DE LABORATORIO N°1.

COMBUSTIÓN DE BIOMASA EN UN QUEMADOR CICLÓNICO

Nombre del Estudiante – Código

Nombre del Estudiante – Código

Nombre del Estudiante – Código

Nombre del Estudiante – Código

Nombre del Estudiante – Código

RESUMEN

Los procesos de combustión directa como recurso para la producción de energía han sido populares durante años, utilizando gran variedad de combustibles como el carbón y los derivados del petróleo principalmente, además algunas biomásas de residuos industriales. Un método óptimo para la combustión de biomásas de tipo BMF (*BiomassMicronFuel*) [1] es por medio de los quemadores ciclónicos.

La Escuela de Ingeniería Mecánica de la UIS dispone de un quemador ciclónico cuya cámara de combustión es un cilindro de diámetro de 0,25m y una altura de 0,7m, el cuál ha sido revestido con concreto refractario que garantiza una resistencia térmica de hasta 1500°C.

En la práctica de laboratorio se realizarán variaciones en las condiciones de carga de operación del quemador ciclónico con tres biomásas (Aserrín, Sasha inchi y Cascarilla de arroz), variando la razón de equivalencia entre 0,4 y 0,8 para las biomásas, y el caudal másico entre 1 - 2 kg/h para el aserrín y 3 – 5 kg/h para la semilla de Sasha inchi y la cascarilla de arroz.

INTRODUCCIÓN

La quema de combustibles fósiles genera problemas de sostenibilidad debido a su largo tiempo de regeneración y su complejo proceso de extracción y tratamiento, además de problemas ambientales como la emisión de gases como NO_x. Por otra parte, la biomasa tiene un tiempo de reabastecimiento relativamente corto en comparación con los combustibles fósiles.

Utilizar residuos agroindustriales como combustible tiene grandes ventajas respecto a los combustibles fósiles: el ciclo del CO₂ se realiza con mayor rapidez, además en algunas ocasiones no tiene costo de adquisición debido a que es un residuo.

La práctica busca evaluar parámetros que afectan el desempeño de la combustión realizando una variación de la razón de equivalencia, y comparar los resultados experimentales con el modelo teórico de combustión. Para ello se utiliza un quemador ciclónico de biomasa a escala de laboratorio.

El equipo disponible de quemador ciclónico de biomasa está compuesto por 4 sistemas principales, sistema de alimentación de aire, sistema de alimentación de biomasa, sistema de medición de

diferentes variables y el sistema de control e interfaz con el usuario.

OBJETIVO GENERAL

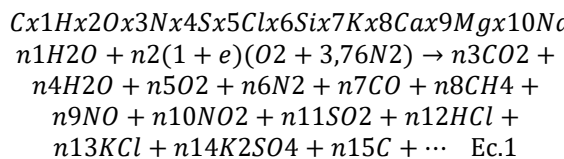
Realizar la evaluación de la combustión de biomasa utilizando la tecnología de quemador ciclónico.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

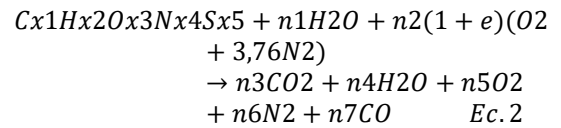
- Evaluar el perfil de temperaturas durante el proceso de combustión de la biomasa en el quemador ciclónico.
- Analizar el efecto de la razón de equivalencia en el rendimiento y desempeño de la combustión en un quemador ciclónico.
- Comparar el rendimiento de diferentes biomasa con los datos teóricos desarrollados en el modelo termoquímico cero-dimensional y los resultados obtenidos en el desarrollo de la práctica.

METODOLOGÍA

El proceso de combustión de una biomasa es una reacción de oxidación de los elementos químicos que conforman el combustible (Principalmente Carbono, Hidrogeno y Oxígeno), teniendo en cuenta la proporción de cada elemento químico presente en la biomasa. La fórmula química descrita por Jenkins se muestra en la Ec.1.



Sin embargo, esta se simplifica para sus elementos principales, de modo que:



Utilizando la primera ley en sistemas reactivos donde:

$$Q + \sum H_R = \sum H_p \quad Ec.3$$

Para realizar el cálculo de la temperatura de llama adiabática se considera una cámara totalmente aislada sin flujo de calor de modo que el calor en la Ec. 3 es cero. Y Teniendo en cuenta que las entalpías son función de la temperatura: $\sum H_p(T)$, conociendo las condiciones de los reactivos se puede conocer la temperatura de los productos, que para este caso es la temperatura de llama adiabática.

DESCRIPCION DEL EQUIPO

1.Sistema de alimentación de aire: Compuesto por un ventilador centrifugo, una válvula de globo para la estrangulación de aire y la tubería de transporte de aire incluyendo conexiones y bridas.

2.Sistema de alimentación de biomasa: Consta de un motor reductor que gira un tornillo sin fin. La biomasa se introduce dentro de una tolva, hasta el nivel especificado en el manual de operación.

3.Sistema de medición Se encuentran los termopares tipo K para las tomas de temperatura, sensor DTH11 de temperatura y humedad del ambiente, la placa de orificio para las tomas de caudales de aire, midiendo la caída de presión a través del orificio, la cual se puede medir en con el manómetro que se encuentra en el tablero de control y de acuerdo con la Norma ISO 51-67.

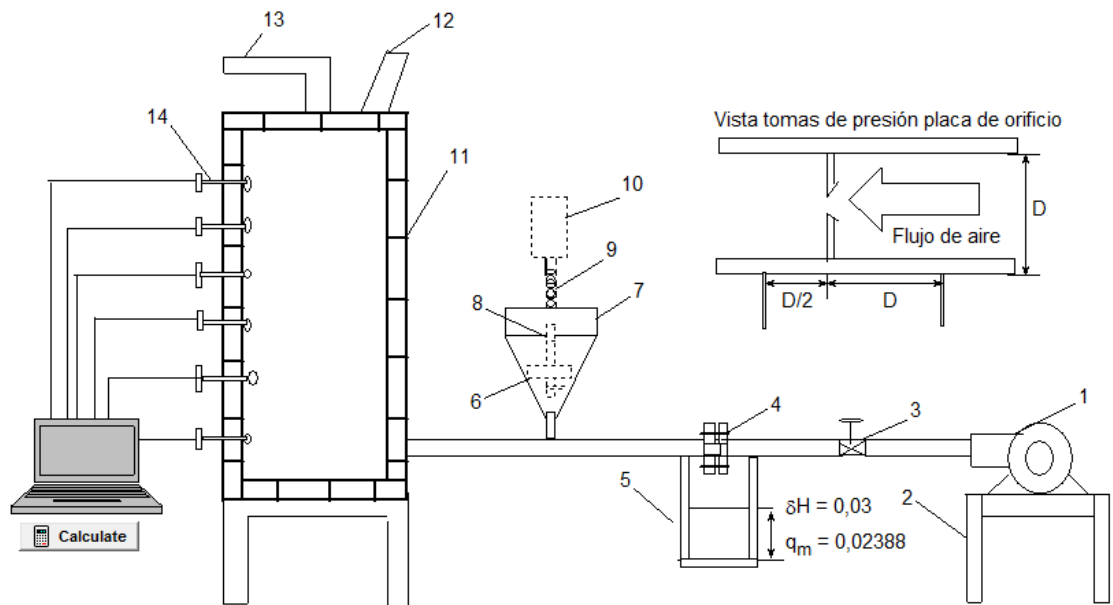
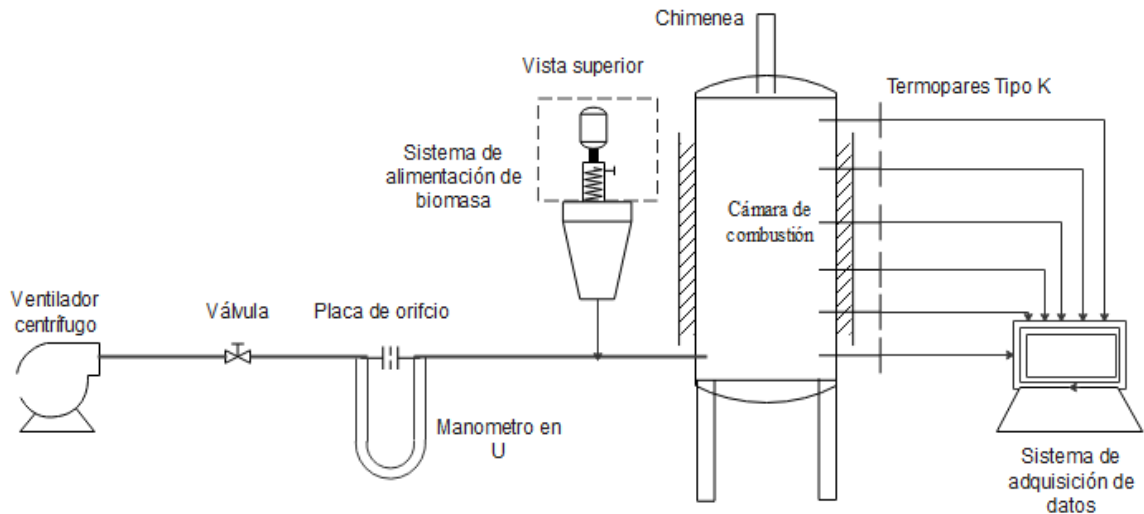


Figura. 1. Interfaz del banco de laboratorio desarrollado en EES. Componentes 1. Ventilador, 2. Estructura, 3. Válvula, 4. Placa de orificio, 5. Manómetro, 6. Agitador, 7. Tolva, 8. Motor, 9. Tornillo sin fin, 10. Motor reductor, 11. Cámara de combustión, 12. Visor, 13. Chimenea, 14. Termopares tipo K.

BANCO DE LABORATORIO DE QUEMADOR CICLÓNICO



4.Sistema de control: El sistema de control son todos los componentes eléctricos y electrónicos. Se encuentra el Arduino junto con los módulos para la conexión de los termopares, los interruptores de los sistemas de alimentación de aire y biomasa. Los caudales de aire y combustible se controlan por medio de dos potenciómetros ubicados en el tablero de control que se muestra en la Figura 2.

La adquisición de datos se obtiene de un programa desarrollado en Arduino, y que envía los datos de manera continua en tiempo real. Las pantallas tipo LED para Arduino, muestran el perfil de temperatura a través de la cámara de combustión. El sistema también cuenta con un sensor de medición de humedad relativa y temperatura ambiente.

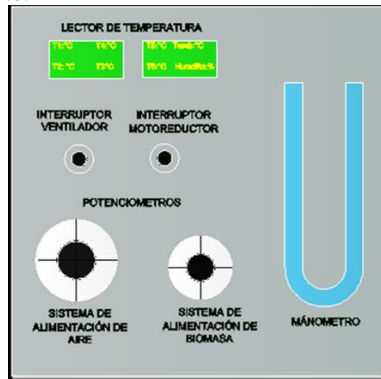


Figura. 2. Tablero de control quemador ciclónico

Las placas de orificio son uno de los instrumentos de medición de caudal más utilizados en la industria. Una placa de orificio es básicamente un disco con un orificio que usualmente es concéntrico y de menor diámetro.



Figura 3. Placa de orificio. Lorenzo Carbonell. PLACAS DE ORIFICIO, CALCULO Y DISEÑO,

Publicado el 30 de noviembre de 2017. Disponible en: <https://lorenzocarbonell.com/placas-de-orificio-calculo-ydiseno>

El funcionamiento de una placa de orificio se basa en el efecto Venturi. Este consiste en un fenómeno que hace disminuir la presión de un fluido que atraviesa una tubería, y este aumenta su velocidad debido a una disminución del diámetro de la tubería.

Por lo tanto, para medir el caudal del fluido, aguas arriba de la placa y aguas abajo, que captan la presión diferencial que se genera debido al aumento de la velocidad. Luego a través del principio de Bernoulli se llega a que la diferencia de presión es proporcional al cuadrado del caudal.

Para el cálculo de caudal másico de aire, se desarrolló un código en EES de acuerdo a la Norma ISO 51-67[2] para dispositivos de medición de flujo a través de una tubería. En la Ec. 4 se describe la forma de realizar el cálculo de caudales a través de la tubería.

$$q_m = \frac{C_d}{\sqrt{1-\beta^4}} * \frac{\pi}{4} * d^2 * \sqrt{2\Delta P * \rho_f} \quad \text{Ec. 4}$$

Donde:

q_v = Caudal volumétrico en (m³/s)

q_m = Caudal másico en (kg/s)

C_d = Coeficiente de descarga (adimensional)

β = Relación de diámetros (adimensional)

ϵ = Factor de expansibilidad (adimensional)

ΔP = Caída de presión en el orificio (Pa)

ρ_f = Densidad del fluido (kg/m³)

d = Diámetro del orificio de la placa (mm)

PROCEDIMIENTO

Para el correcto desarrollo de las pruebas de combustión, el equipo debe ser precalentado con anterioridad. Este proceso se realiza 1 hora antes de realizar dichas pruebas de modo que el calor

generado por la combustión sea utilizado para elevar la temperatura de los gases y no para elevar considerablemente la temperatura de las paredes de la cámara de combustión.

Además, se deben revisar los componentes electrónicos del sistema, así como el software encargado de la adquisición de datos.

Preparación de consumibles: Cada grupo debe seleccionar 3 muestras de 50 gr cada una de la biomasa a evaluar. Estas muestras se utilizarán para la calibración del sistema de alimentación de combustible, proceso que se explicará más adelante.

Posteriormente el grupo deberá seleccionar la muestra que se utilizará para la prueba de combustión, la masa a seleccionar se indicará por el docente durante la práctica, según el tiempo de prueba y clase de biomasa

Calibración del sistema de alimentación de aire

Para la calibración del ventilador se utilizó una placa de orificio que cumple con los requisitos de diseño y medición de caudales a través de una tubería según la Norma ISO 51-67. Los datos obtenidos en la prueba se observan en la Tabla 1. En los cuales se encuentran las variables de medición de caudal de aire.

Tabla 1. Datos de calibración de sistema de alimentación de aire.

Los datos de las variables fueron tomados al ejecutar el código para el cálculo de caudales de aire según las ecuaciones y parámetros descritos en la Norma ISO 5167.

La determinación del caudal volumétrico está dada por la Ec. 5.

$$q_v = \frac{q_m}{\rho_{air}} \quad \text{Ec. 5}$$

Donde:

q_m : Caudal másico en kg/s

ρ_{air} : Densidad del aire a las condiciones ambientes en (kg/m^3)

Cada grupo debe tomar los datos de caudal de aire presentados en la Tabla 1 y realizar una regresión lineal, para obtener la ecuación que relaciona el

caudal másico con el diferencial de altura, para su respectiva evaluación de datos. $q_m(\Delta H)$

Calibración del sistema de alimentación del tornillo

El motor del tornillo varía su velocidad según la apertura del potenciómetro posicionado en el tablero de control. El tornillo varía linealmente entre 120° y 270° de apertura del potenciómetro, como se muestra en la Figura 4.

El grupo deberá variar el potenciómetro entre el intervalo 120° y 270° escogiendo los tres valores para posicionar. Se tomará el tiempo que se tarda el tornillo en arrastrar la muestra de biomasa y se realiza la regresión lineal para obtener la apertura del potenciómetro para el flujo másico necesario para la prueba.

Caudales de aire utilizando placa de orificio					
$\Delta H(m)$	$\frac{g(m^2/s)}{s}$	$\frac{\rho_{agua}(kg/m^3)}{m^3}$	T(°C)	$\Delta P(Pa)$	$q_m(kg/s)$
0,005	9,8	998,9	25	97,9	0,00801
0,01	9,8	998,9	25	195,8	0,01602
0,015	9,8	998,9	25	293,7	0,02403
0,02	9,8	998,9	25	391,6	0,03204

■ Caudal de mfuel (kg/h)

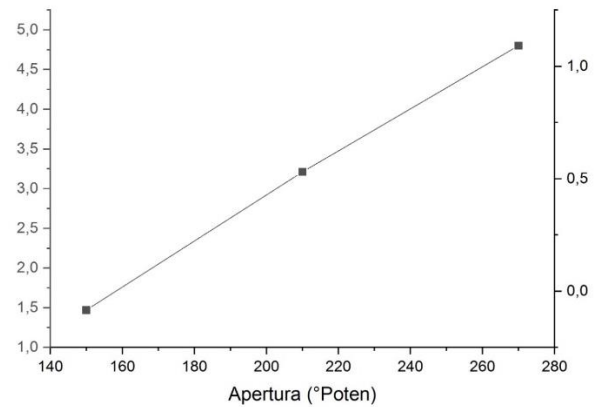


Figura 4. Relación apertura de potenciómetro vs caudal másico.

Combustión de la biomasa

Durante la prueba se espera conocer la influencia del factor de equivalencia en un quemador ciclónico de BMF, además de comparar los resultados obtenidos con los modelos termodinámicos teóricos. El factor de equivalencia

se varia en el intervalo de 0,8 a 0,4 para garantizar combustión completa en todas las pruebas, reduciendo las emisiones durante las pruebas. Por otra parte, el flujo másico de combustible se varía según la biomasa, que para este caso varía entre 1-2 kg/h para el aserrín y 3-5 para la cascarilla de arroz y la cascara de la semilla de sachá inchi.

Cada grupo deberá establecer las condiciones de operación del quemador ciclónico (Apertura de los potenciómetros de alimentación) para garantizar el factor de equivalencia solicitado.

Posteriormente, se toma la muestra seleccionada para la prueba de combustión y se vierte en la tolva según las instrucciones del docente. Durante el tiempo de la prueba es importante garantizar la alimentación constante en ambos sistemas, además de la correcta adquisición de los datos.

Finalmente, se guardan los datos para el análisis posterior. Cada prueba se realiza inmediatamente termina la prueba anterior. Al finalizar el equipo debe permanecer con el ventilador en velocidad media para evitar calentamiento en la admisión de la cámara de combustión.

RESULTADOS

La relación aire-combustible (AFR) es un factor importante para predecir resultados de la combustión y que representan la cantidad de aire

CONCLUSIONES

En esta sección se debe validar si los objetivos del trabajo fueron alcanzados. Por cada objetivo deben ir una conclusión y esta debe estar respaldada mediante datos.

Todas las referencias deben estar incluidas en algún lugar del texto entre corchetes con su número correspondiente [1] (La referencia [1] corresponde al trabajo realizado por Forssell mostrado sección "Referencias"). Toda información que sea tomada de cualquier literatura que no sea propia debe ir referenciada (bibliotecas, internet, libros, artículos, etc). Las referencias se presentan como una sección independiente al final del documento.

REFERENCIAS

[1] Luo Siyi y et al, Experimental study on combustion of biomass micron fuel (BMF) in cyclone furnace, ScienceDirect, China 2010.

utilizado por unidad de masa de combustible durante el proceso de combustión.

La relación de equivalencia (ER), Φ (phi) es la relación entre el AFR real y el de estequiometría para una mezcla dada. Existe una relación directa entre Φ y AFR.

Para calcular AFR a partir de un Φ dado, multiplique el Φ medido por el AFR estequiométrico para ese combustible. Alternativamente, para recuperar Φ de un AFR, divida AFR por el AFR estequiométrico para ese combustible. [3]

$$\Phi = \frac{AFR_{estequi}}{AFR_{real}} \quad \text{Ec. 6}$$

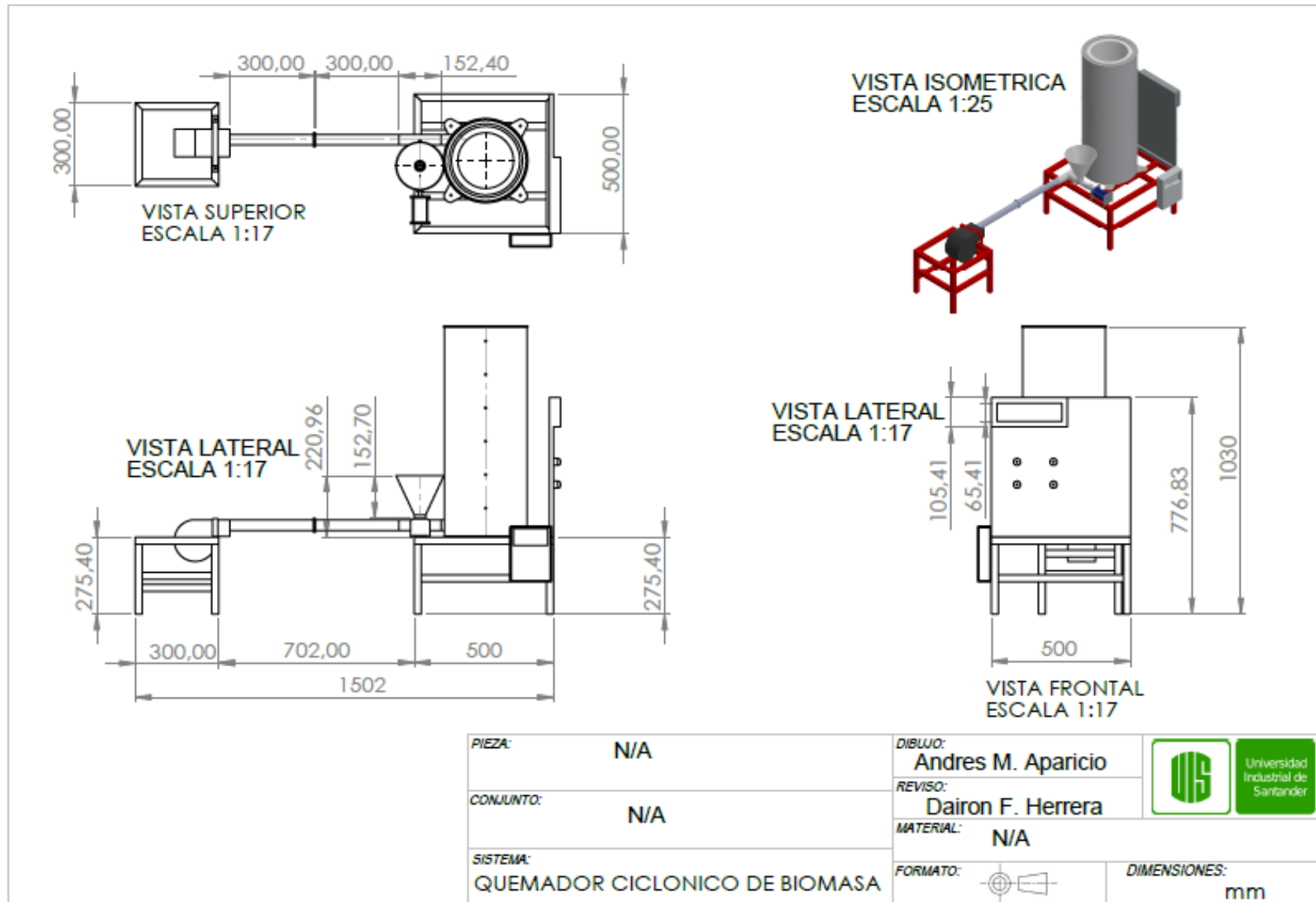
Aparte del papel en las emisiones contaminantes, la ración de equivalencia (ER) es un factor clave para estimar los rendimientos y eficiencias de la combustión. La alta eficiencia se puede obtener por un valor bajo de (ER)

El dato característico es la temperatura máxima, sin embargo, el software calcula la temperatura del termopar en un intervalo de 3 segundos, de modo que se obtendrá una serie de datos para realizar el respectivo análisis.

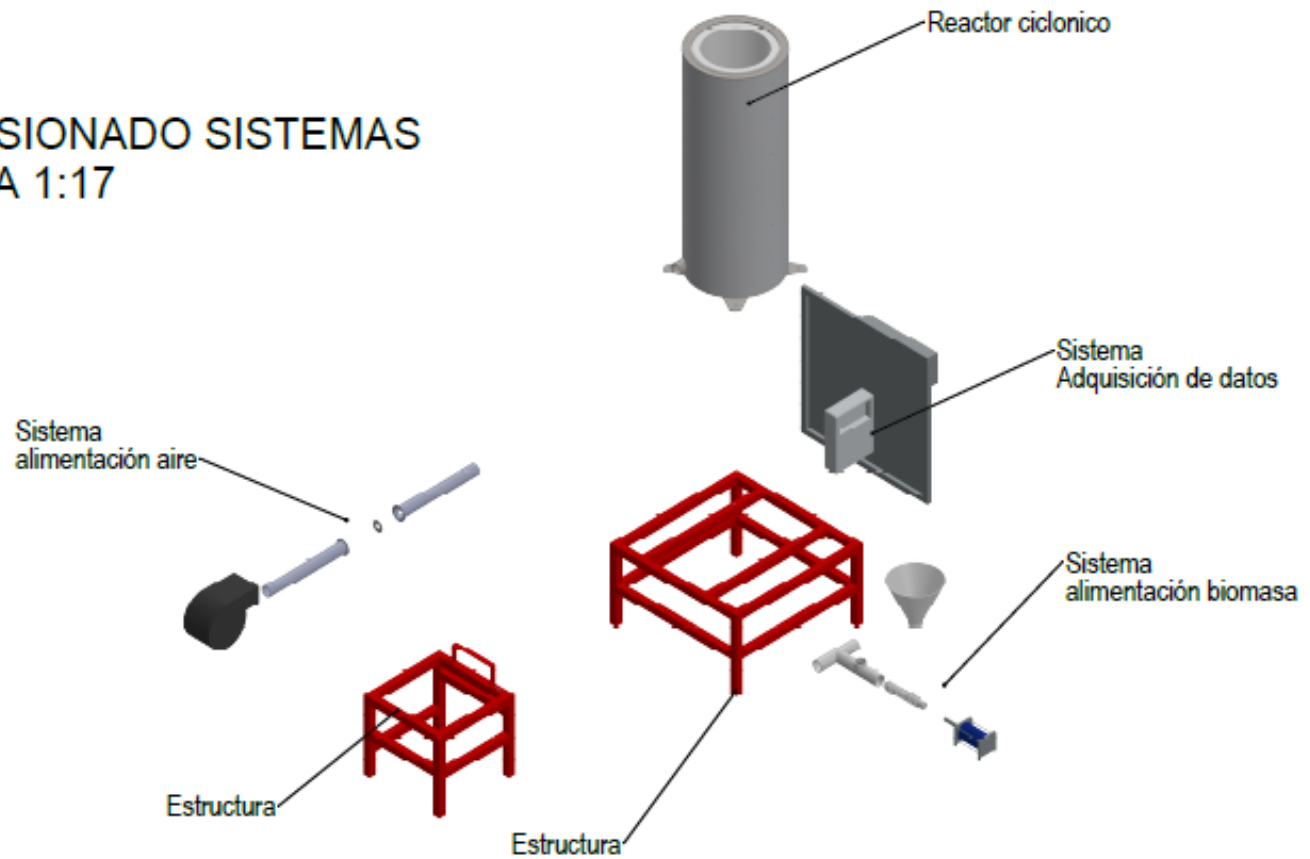
[2] EUROPEAN STANDARD. Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full – Part 1: Orifice plates (ISO 5167-2: 2003).



[3] PURWANTO, S., PRADANA, F. Characteristics of Powder Rice Husk Burning On Cyclone Burner. International Journal of Scientific & Technology Research, 2018. Vol.

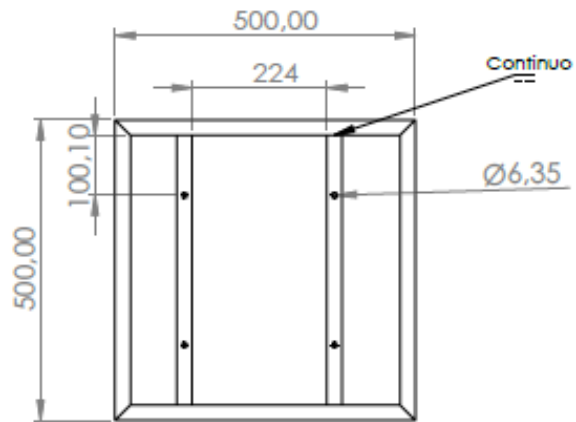
ANEXO I. Planos CAD del banco de laboratorio de quemador ciclónico.



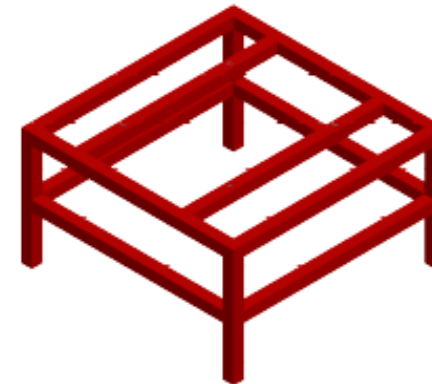
EXPLOSIONADO SISTEMAS ESCALA 1:17



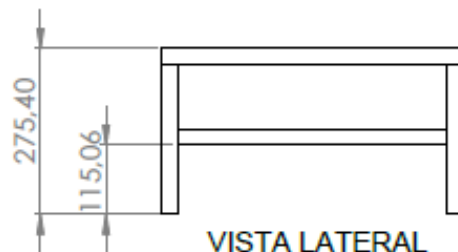
PIEZA: Explosionado sistemas	DIBUJO: Dairon F. Herrera	 Universidad Industrial de Santander
CONJUNTO: N/A	REVISO: Andres M. Aparicio	
SISTEMA: QUEMADOR CICLONICO DE BIOMASA	MATERIAL: N/A	
	FORMATO: 	DIMENSIONES: mm



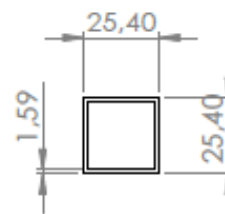
VISTA LATERAL
ESCALA 1:17





VISTA ISOMETRICA
ESCALA 1:17

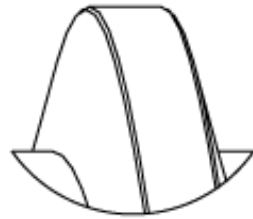


VISTA LATERAL
ESCALA 1:17



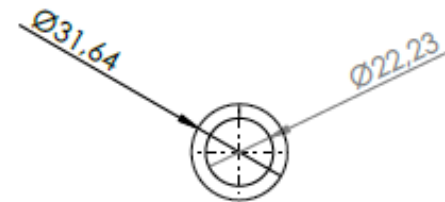
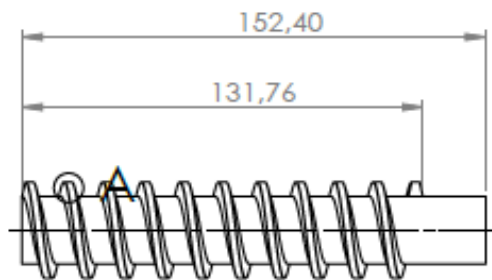
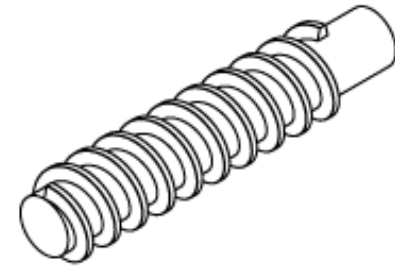
PERFIL CUADRADO 1"x1/16"
ESCALA 1:2



PIEZA:	Estructura reactor	DIBUJO:	 Universidad Industrial de Santander
CONJUNTO:	Soporte estructural	REVISO:	
SISTEMA:	QUEMADOR CICLONICO DE BIOMASA	MATERIAL:	Acero ASTM A36
		FORMATO:	 DIMENSIONES: mm

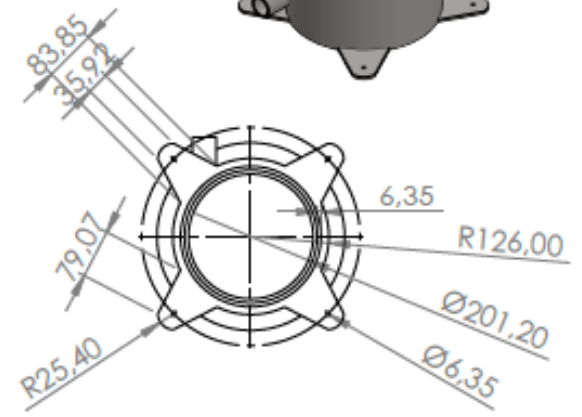
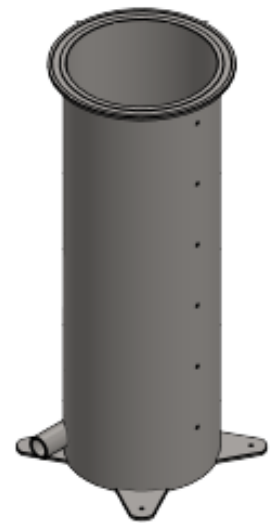
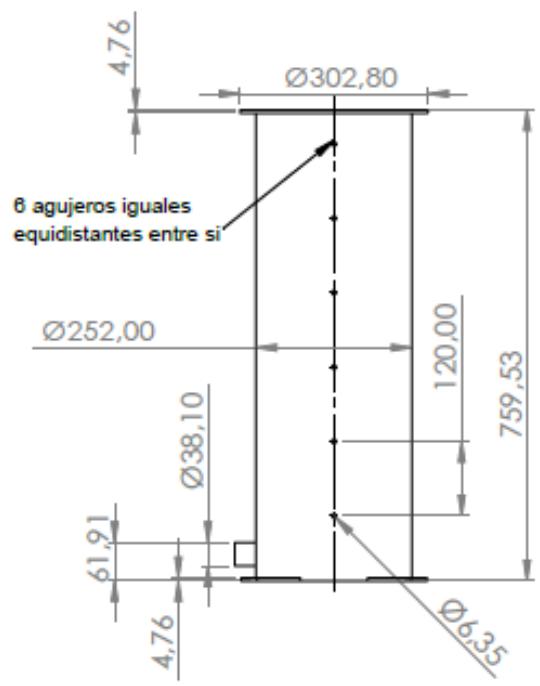
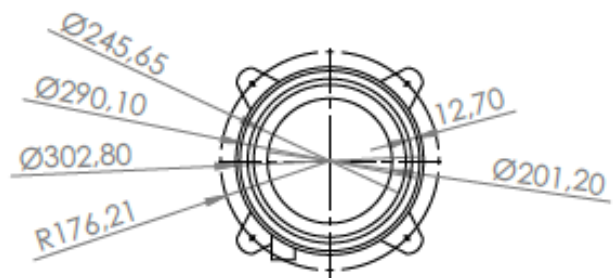




DETALLE A

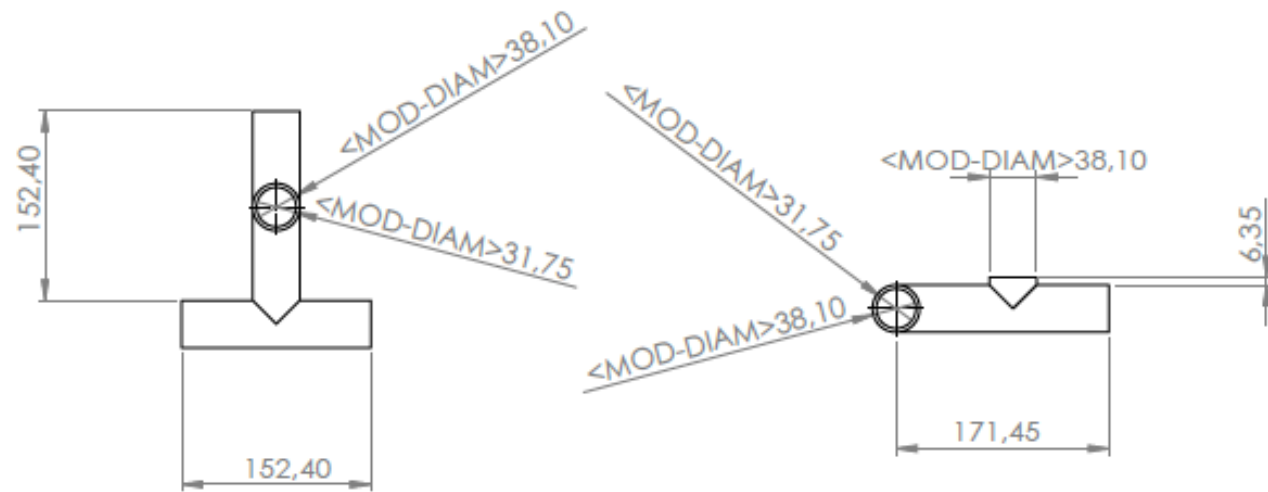
ESCALA 5 : 1





PIEZA:	DIBUJO:		Universidad Industrial de Santander
CONJUNTO:	REVISO:		
SISTEMA:	MATERIAL:		
QUEMADOR CICLONICO DE BIOMASA	FORMATO: 	DIMENSIONES: mm	



PIEZA:	DIBUJO:	 Universidad Industrial de Santander
CONJUNTO:	REVISO:	
SISTEMA: QUEMADOR CICLONICO DE BIOMASA	MATERIAL:	FORMATO:  DIMENSIONES: mm



PIEZA:	DIBUJO:	 Universidad Industrial de Santander
CONJUNTO:	REVISO:	
SISTEMA:	MATERIAL:	
QUEMADOR CICLONICO DE BIOMASA	FORMATO: 	DIMENSIONES: mm

ANEXO J. Pruebas de caracterización de flujo másico de combustible

SACHA INCHI												
Primera Prueba				Segunda				Tercera				
apertura	150	150	150	apertura	210	210	210	apertura	300	300	300	
masa	100	100	100	masa	100	100	100	masa	150	150	150	
tiempo	53	58	55	tiempo	37,5	37,2	36,96	tiempo	42	47	48	
Apertura_ventilador	160	161	162	Apertura_ventilador	164	165	166	Apertura_ventilador	168	169	170	
Flujo masico (gr/s)	1,88679	1,72414	1,81818	Flujo masico (gr/s)	2,66667	2,68817	2,70563	Flujo masico (gr/s)	3,57143	3,19149	3,125	
Fujo masico kg/h	6,79245	6,2069	6,54545	Fujo masico kg/h	9,6	9,67742	9,74026	Fujo masico kg/h	12,8571	11,4894	11,25	
CASCARILLA DE ARROZ												
Primera Prueba				Segunda				Tercera				
apertura	150	150	150	apertura	210	210	210	apertura	300	300	300	
masa	100	100	100	masa	100	100	100	masa	150	150	150	
tiempo	43	47	46	tiempo	33,5	33,4	34	tiempo	35,7	37,5	36,8	
Apertura_ventilador	160	161	162	Apertura_ventilador	164	165	166	Apertura_ventilador	168	169	170	
Flujo masico (gr/s)	2,32558	2,12766	2,17391	Flujo masico (gr/s)	2,98507	2,99401	2,94118	Flujo masico (gr/s)	4,20168	4	4,07609	
Fujo masico kg/h	8,37209	7,65957	7,82609	Fujo masico kg/h	10,7463	10,7784	10,5882	Fujo masico kg/h	15,1261	14,4	14,6739	
ASERRIN												
Primera Prueba				Segunda				Tercera				
apertura	150	150	150	apertura	210	210	210	apertura	300	300	300	
masa	100	100	100	masa	100	100	100	masa	150	150	150	
tiempo	100	101	88	tiempo	48	49	42	tiempo	53	55	56	
Apertura_ventilador	160	161	162	Apertura_ventilador	164	165	166	Apertura_ventilador	168	169	170	
Flujo masico (gr/s)	1	0,9901	1,13636	Flujo masico (gr/s)	2,08333	2,04082	2,38095	Flujo masico (gr/s)	2,83019	2,72727	2,67857	
Fujo masico kg/h	3,6	3,56436	4,09091	Fujo masico kg/h	7,5	7,34694	8,57143	Fujo masico kg/h	10,1887	9,81818	9,64286	

