

# EVALUACIÓN ENERGÉTICA DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO Y CORAZA EMPLEANDO GASES DE COMBUSTIÓN DE BIOMASA Y AGUA

## “UN ANÁLISIS EXPERIMENTAL”

### ENERGY EVALUATION OF A SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER EMPLOYING BIOMASS FLUE GAS AND WATER.

### "AN EXPERIMENTAL ANALYSIS"

*Stiven Sofan Germán<sup>1</sup>, Jorge Mendoza Fandiño<sup>2</sup>, Miguel Doria Oviedo<sup>3</sup>, Jesús Rhenals Julio<sup>4</sup>*

<sup>1</sup> Faculty of Science and Engineering, Electromechanical Engineering Program, University of Sinú-Elías Bechara Zainúm, Montería, Colombia, [stivensofan@unisinu.edu.co](mailto:stivensofan@unisinu.edu.co).

<sup>2</sup> Department of Mechanical Engineering, University of Córdoba, Montería, Colombia, [Jorge.mendoza@correo.unicordoba.edu.co](mailto:Jorge.mendoza@correo.unicordoba.edu.co).

<sup>3</sup> Faculty of Science and Engineering, Electromechanical Engineering Program, University of Sinú-Elías Bechara Zainúm, Montería, Colombia, [migueldoria@unisinu.edu.co](mailto:migueldoria@unisinu.edu.co).

<sup>4</sup> Department of Mechanical Engineering, University of Córdoba, Montería, Colombia, [jesusrhenalsj@correo.unicordoba.edu.co](mailto:jesusrhenalsj@correo.unicordoba.edu.co).

#### RESUMEN

Las investigaciones, las políticas gubernamentales y el desarrollo tecnológico están alentando el crecimiento del uso de energías renovables. Las investigaciones centradas en la biomasa como fuente de energía térmica buscan diseñar y optimizar parámetros para lograr un mejor rendimiento energético. En la investigación, se diseñó un intercambiador de calor de tubo y coraza para evaluar una forma de recuperar calor de los gases de combustión de biomasa para calentar agua. A partir de mezclas de combustibles sólidos densificados se realizaron algunas pruebas, cambiando los intercambiadores de calor de su posición según el montaje y se desarrolló un modelo matemático para evaluar el rendimiento del proceso de transferencia de calor desde la perspectiva de la exergía y disponibilidad para conocer la eficiencia real y el proceso de degradación de la energía en el sistema propuesto.

**Palabras claves:** Biomasa; Pellets; Intercambiadores de calor, Exergía, Modelación.

#### ABSTRACT

Research, government policies, and technological development are encouraging the growth of renewable energy use. The research focused on biomass as a source of thermal energy seeks to design and optimize parameters to achieve better energy performance. In this research, a shell and tube heat exchanger were designed to evaluate how to recover heat from biomass combustion gases to heat water. Some tests were conducted using blends of densified solid fuels, changing the position of heat exchangers according to the assembly, and a mathematical model was developed to evaluate the heat transfer process performance from the perspective of exergy and availability to determine real efficiency and the energy degradation process in the proposed system.

**Keywords:** biomass; pellets; heat exchangers; exergy, modeling.

## 1. INTRODUCCIÓN

Actualmente las energías renovables han jugado un papel importante en la búsqueda de fuentes alternativas para la obtención de energía. Se estima que para 2023 alcancen el 12.4 % de la demanda energética mundial (OCDE/IEA, 2018). El uso final de las energías renovables se puede destacar en tres sectores donde predomina la calefacción y refrigeración con 51 %, el transporte con un 32 % y la demanda de electricidad final con un 17% (Ren21, 2019a ). Por su parte la biomasa tradicional representó para 2017 el 7.5 % de energía consumida mientras que la bioenergía moderna alcanzó el 5.0 % de los cuales 2.2 % se utilizó como calor a nivel industrial, 1.4 % como calor en edificios y hogares, 1 % en el sector transporte y 0.4 % en generación eléctrica (Ren21, 2019b). Con el fin de hacer la biomasa más atractiva y eficiente, aumentar la densidad, estandarizar forma y medidas y reducir costo de almacenamiento se utilizan proceso de secado, reducción de forma y compresión dando origen a pellet y briquetas (Hernández et al., 2017). Estos biocombustibles son obtenidos en equipos diseñados para compactar y calentar la biomasa facilitando procesos termoquímicos que generan productos adherentes, favoreciendo la cohesión del material, comúnmente materia prima lignocelulósica.

La biomasa puede ser transformada tanto química como biológicamente, extrayendo energía almacenada de los enlaces químicos, posteriormente esa energía junto con el oxígeno provoca que el carbono de oxide generando CO<sub>2</sub> y vapor de agua (McKendry, 2002). La gasificación es uno de los procesos versátiles de conversión termoquímica de mayor antigüedad donde se realiza una combustión incompleta controlada y se produce una mezcla de gas de H<sub>2</sub>, CO y CH<sub>4</sub> (Ahumada et al., 2016). Por su parte la combustión directa busca oxidar completamente el carbono contenido en la biomasa para generar gases calientes para aplicaciones de calor o alimentar calderas para producción de vapor (Paterson y Hassee, 2009). Muchas investigaciones sobre combustión directa se han centrado en aumentar la eficiencia mediante el diseño de quemadores mientras que muy poco se han interesado en el aprovechamiento de los gases evacuados en el proceso de combustión según Delgado-García et al. (2016), así que diseñaron un calentador de baja temperatura y presión para quemar biomasa aprovechando el calor producido en la cámara de combustión y en el circuito de extracción de humo usando agua como fluido acumulador de energía.

Los intercambiadores de calor han jugado un papel importante como unidades de recuperación de calor. Se pueden encontrar desde equipos convencionales hasta diseños especiales con propósitos específicos según la aplicación (Stehlík, 2009). Se pueden encontrar publicaciones como la de Kilkovsky et al. (2014) que discuten sobre tipos de intercambiador de calor aplicables a procesos de recuperación de calor en combustión de biomasa, un sistema de simulación para parámetros de diseño térmico e hidráulico y problemas operacionales. Stehlik (2007) trabajó en el diseño un equipo compacto compuesto entre un intercambiador de calor y una cámara de

combustión para el procesamiento térmico de los gases resultados de la combustión de biomasa, resaltó los beneficios de usar la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) como herramienta para el diseño y optimización de la operabilidad de los intercambiadores de calor. Con el fin de aprovechar la energía térmica para gases de combustión de residuos agrícolas en este trabajo se diseñó un prototipo de pruebas con intercambiadores de calor de tubo y coraza para evaluar la transferencia de calor en proceso de calentamiento de agua. Se evaluaron las efectividades alcanzadas variando composición elemental del combustible biomásico y el tamaño de los intercambiadores de calor y se observaron los perfiles de temperaturas de gases y temperatura final del agua.

## 2. Objetivos

### 2.1. Objetivo General

Analizar la transferencia de calor entre gases de combustión de pellets de mezclas de biomasa y agua utilizando un banco de intercambiadores de calor de tubo y coraza, con configuración variable.

### 2.2. Objetivos específicos

- Construir un banco de intercambiadores de calor que permita evaluar la transferencia de calor entre gases de combustión y agua en contracorriente a través de cambios de configuración.
- Elaborar pellets de mezclas de biomasa a partir de una batería de ensayo obtenida de un diseño de mezclas.
- Modelar la transferencia de calor de las configuraciones del banco de intercambiadores para la evaluación energética y exérgica de su comportamiento.

## 3. Metodología

### 3.1. PROTOTIPO DE PRUEBAS

En el prototipo se acopló un quemador de pellet Sun P7 Ferroli, una cámara de postcombustión de fabricación propia de acero inoxidable con un recubrimiento en asbesto para minimizar las pérdidas por pared e intercambiadores de calor de tubo y coraza de acero inoxidable 316L. El intercambio de calor se basó en un modelo de transferencia de calor en contracorriente atendiendo a las recomendaciones del fabricante. Los gases que salen del quemador son recolectados por un cono en la zona de mayor de temperatura (según pruebas piloto) y pasan por el intercambiador 2 mientras el resto de los gases se conducen al intercambiador 1. El recorrido del fluido calentado inicia en depósito de almacenamiento donde se alimenta el intercambiador 1, la salida de este alimenta al segundo intercambiador y se controla flujo con una válvula.

La figura 1 muestra la configuración del prototipo, la circulación de los fluidos por el sistema y los tipos de intercambiadores que utilizaron según su referencia. Tanto en las entradas como salidas de fluidos se incorporaron termocuplas tipo k para registrar los perfiles de temperatura y la cantidad de flujo de másico. En el esquema de la figura 1 los números indican los puntos de toma de lectura de temperaturas. Las flechas negras señalan el flujo de gases de combustión mientras que las flechas blancas indican el flujo de agua. Se puede identificar los 6 tipos de montajes. Los gases circulan por el lado de los tubos y el agua circula por el lado de la coraza para facilitar labores de limpieza y mantenimiento.

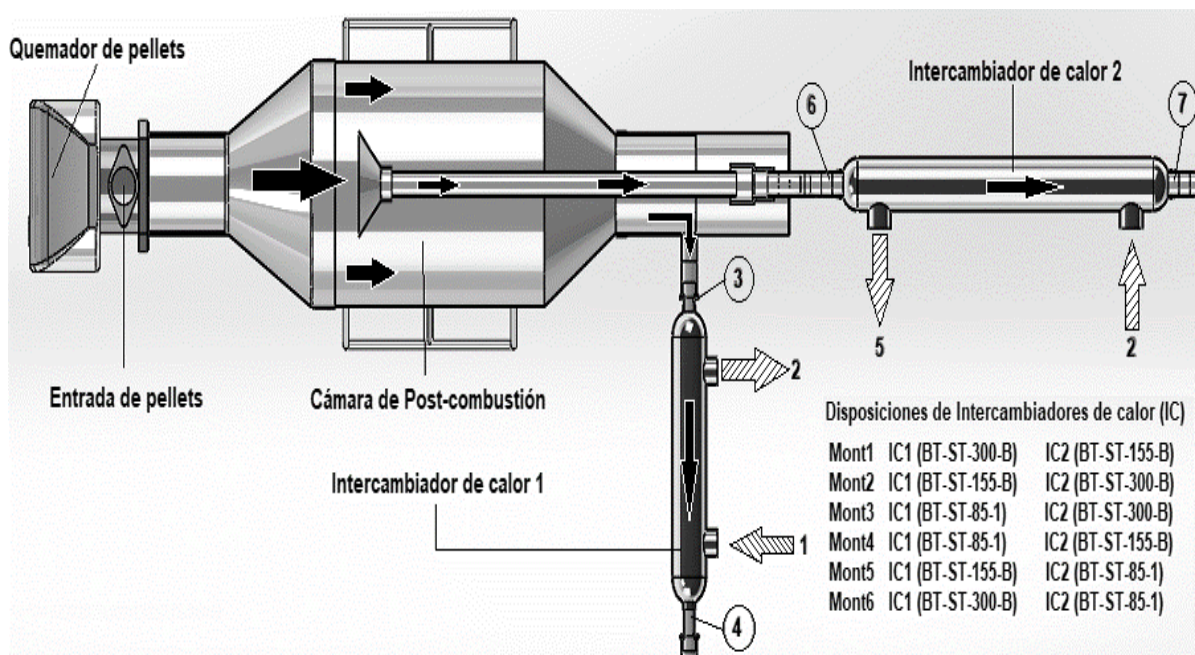


Figura 1. Prototipo de pruebas y 6 configuraciones posibles.

### 3.2. DISEÑO EXPERIMENTAL

Se consideraron cinco residuos biomásico de alta producción en el departamento de Córdoba Colombia como combustible de evaluación. A partir de los resultados obtenidos en el laboratorio de energías renovables de la Universidad Pontificia Bolivariana sede Montería de investigaciones desarrolladas se escogió un batería de 37 mezclas diseñada para alta durabilidad, baja emisiones de material contaminante y altas eficiencias de combustión. Con las 37 mezclas mostradas (ver tabla 1) se realizó una regresión de porcentaje de biomasa vs temperatura de gases y se optimizó con un pronosticando 440 °C en la temperatura de gases.

Se pelletizaron a través de la Peletizadora ZLSP S-230B obteniendo diámetros entre 5 mm y 10 mm y longitudes inferiores 60 mm. Se realizaron 30 pruebas experimentales evaluando 5 mezclas y 6 montajes del prototipo (combinaciones de intercambiadores de calor) con diferentes dimensiones como se muestra en la figura 1. El suministro de combustible se dio a una razón de

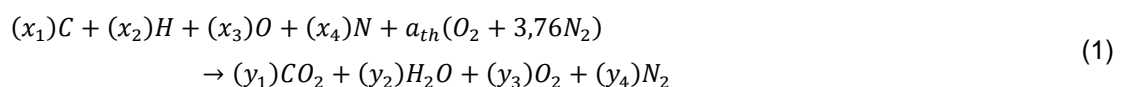
180 g/4 min debido a que en pruebas previas se observó estabilidad en la llama. Se registraron las temperaturas de entradas y salidas de los fluidos durante 30 min.

**Tabla 1.** Porcentajes en peso de residuos biomásicos por mezclas. Adaptado de Mendoza (2016).

Mix	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Arroz (Ar)	3,06	10,56	0	15	8,06	0	3,06	6,11	10	15	3,06	8,06	3,06
Ajonjolí (Aj)	23,89	23,89	40	40	23,89	40	23,89	27,78	20	20	23,89	23,89	33,89
Algodón (Al)	47,78	45,28	60	0	47,78	0	12,78	25,56	0	0	17,78	12,78	12,78
Coco (Cc)	12,78	12,78	0	0	12,78	60	47,78	25,56	70	0	47,78	47,78	42,78
Tusa (Tu)	12,50	7,5	0	45	7,5	0	12,5	15	0	65	7,5	7,5	7,5
Mix	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
Ar	15	15	3,06	0	3,06	10,56	10,56	0	3,06	10,56	15	3,06	0
Aj	40	40	23,89	40	28,89	33,89	33,89	20	33,89	33,89	20	33,89	20
Al	0	45	12,78	0	12,78	35,28	12,78	0	12,78	12,78	0	42,78	70
Cc	45	0	12,78	0	47,78	12,78	12,78	70	12,78	35,28	65	12,78	0
Tu	0	0	47,5	60	7,5	7,5	30	10	37,5	7,5	0	7,5	10
Mix	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37		
Ar	0	10	10,56	15	3,06	0	3,06	0	0	10,56	0		
Aj	20	20	23,89	20	28,89	30	23,89	20	30	23,89	20		
Al	70	70	12,78	65	47,78	70	47,78	0	0	12,78	10		
Cc	10	0	12,78	0	12,78	0	17,78	0	70	45,28	70		
Tu	0	0	40	0	7,5	0	7,5	80	0	7,5	0		

### 3.3 MODELO MATEMÁTICO

Modelación del prototipo para las 30 pruebas inicia con la estequiometría de la reacción de combustión completa con exceso de aire, como se muestra en la ecuación 1. A partir de las fracciones de los gases productos se calculan propiedades como la densidad y calor específico asumiendo una mezcla de gases ideales



Se establece el balance de energía por primera ley para los fluidos con los gases cediendo calor y el agua absorbiendo calor se muestra en la ecuación 2.

$$(\dot{m}C_p T_{in})_{gases} + (\dot{m}C_p T_{in})_{agua} = (\dot{m}C_p T_{out})_{gases} + (\dot{m}C_p T_{out})_{agua} + Q_{perdidas} \tag{2}$$

La ecuación 3 define la efectividad al establecer la relación entre el calor real transferido y el calor de transferencia máximo posible.  $Q_{max}$  se alcanza cuando el fluido con la capacidad calorífica más baja llega a una temperatura igual a la entrada de la otra corriente (Hesselgreaves et al 2017).

$$\varepsilon = \frac{Q_{real}}{Q_{max}} = \frac{c_{agua} * (T_{salida-agua} - T_{entrada-agua})}{c_{min} * (T_{entrada-gases} - T_{entrada-agua})} \tag{3}$$

Las ecuaciones 4 y 5 definen el Método de la efectividad  $NTU - \varepsilon$  para el arreglo en contracorriente el cual simplificó el análisis de los intercambiadores de calor. Este método se basa en un parámetro adimensional llamado efectividad de la transferencia de calor y por esto se deduce las unidades de transferencia de calor y el coeficiente global de transferencia de calor.

$$NTU = \frac{UA_s}{c_{min}} \tag{4}$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - c)]}{1 - c * \exp[-NTU(1 - c)]} \tag{5}$$

#### 4. Resultados

Al evaluar regresiones no lineales para la tabla 1 en el software Minitab 17 arrojó una ecuación cúbica especial como la de mejor ajuste analizando los parámetros estadísticos. R2 de 82,46 %, un R2 ajustado de 47,39 %, S = 55,43 % y 7 observaciones inusuales. Se realizaron corridas eliminando mezclas inusuales y se observó que el R2 ajustado variaba lo que implica que no es posible eliminar mezclas para la regresión. Los coeficientes de regresión se muestran en la tabla 2.

**Tabla 2.** Coeficientes de regresión cubica especial, software Minitab 17

Variables	Coeficiente	Variables	Coeficiente
Aj (%)	-0,1046720	Al (%)*Cc (%)	0,0295903
Al (%)	1,3562400	Tu (%)*Cc (%)	0,3598000
Tu (%)	6,5201900	Ar (%)*Aj (%)*Al (%)	0,0644664
Cc (%)	3,6262900	Ar (%)*Aj (%)*Tu (%)	0,0774992
Ar (%)*Aj (%)	-1,8447700	Ar (%)*Aj (%)*Cc (%)	0,0852108
Ar (%)*Al (%)	0,1951470	Ar (%)*Al (%)*Tu (%)	0,0241376
Ar (%)*Tu (%)	-0,1114340	Ar (%)*Al (%)*Cc (%)	-0,0217620
Ar (%)*Cc (%)	-0,3126480	Ar (%)*Tu (%)*Cc (%)	-0,0136502
Aj (%)*Al (%)	0,0701282	Aj (%)*Al (%)*Tu (%)	0,0052857



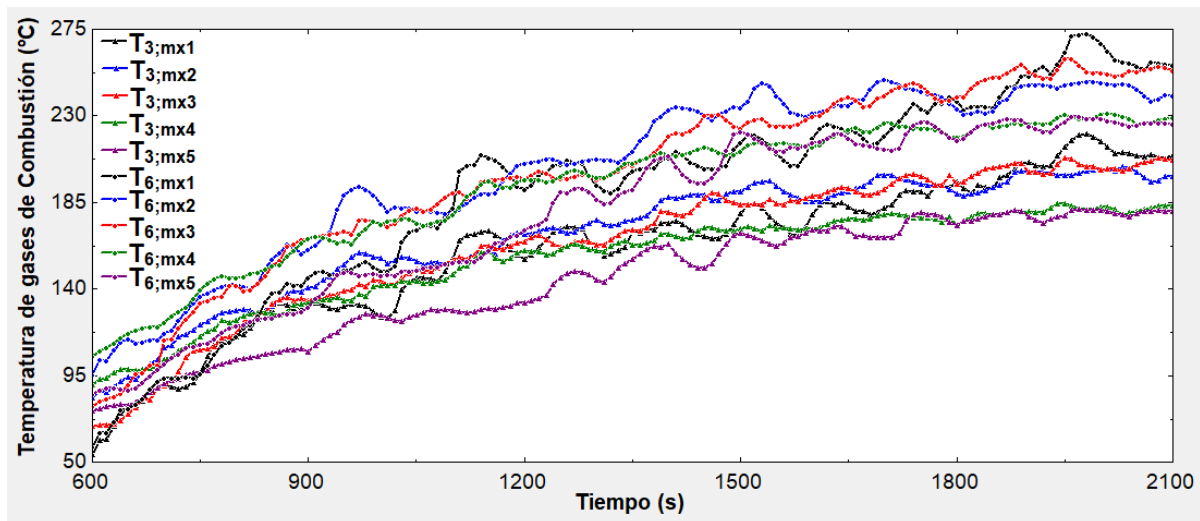
Aj (%)*Tu (%)	-0,0512506	Aj (%)*Al (%)*Cc (%)	-5,911E-04
Aj (%)*Cc (%)	0,0247513	Aj (%)*Tu (%)*Cc (%)	-0,0159175
Al (%)*Tu (%)	-0,1817030	Al (%)*Tu (%)*Cc (%)	0,0046321

Se optimizó en el software para una respuesta objeto de 440 °C, estableciendo límite inferior de 300 °C y superior de 500 °C. La tabla 3 muestra las mezclas obtenidas. La composición elemental se deduce de las fracciones de mezclas y el análisis de muestras evaluados en el laboratorio de ciencias de la energía de la Universidad Nacional de Colombia sede Medellín.

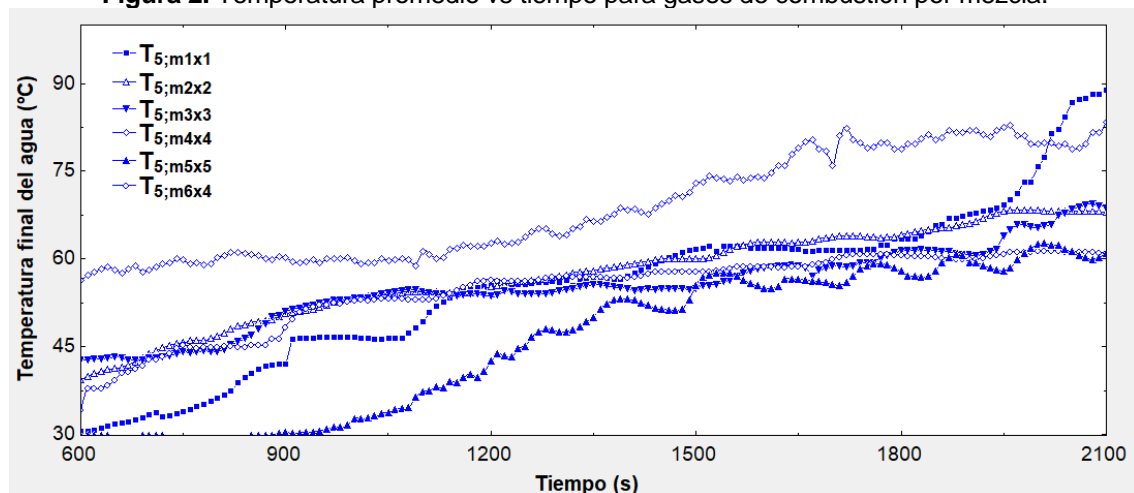
**Tabla 3.** Porcentaje en peso de biomasa por mezclas y su respectiva composición elemental.

	Ar (%)	Aj (%)	Al (%)	Cc (%)	Tu (%)	C (%)	H (%)	O (%)	N (%)
Mx1	6,11	27,77	25,56	17,22	23,33	0,37910	0,044550	0,5676	0,008781
Mx2	6,50	20,00	28,50	17,08	27,92	0,38380	0,045380	0,5621	0,008663
Mx3	7,00	29,00	0,00	60,07	3,92	0,37690	0,04209	0,5733	0,007696
Mx4	4,70	29,31	1,46	64,52	0,00	0,37650	0,04172	0,5739	0,007843
Mx5	3,83	30,02	47,46	0,00	18,69	0,3778	0,04491	0,5673	0,01003

El comportamiento de las temperaturas se registró desde la fase de ignición de los pellets hasta el enfriamiento. Se tomaron como datos relevantes entre el minuto 10 (600 s) y el minuto 35 (2100 s). Intervalo en que aumentó significativamente la temperatura del agua evidenciando transferencia de calor. Aunque se obtuvieron pico de temperaturas para los gases de hasta 350 °C no se mantenían durante un tiempo considerable. Las temperaturas de entradas en IC1 presentaron valores superiores a los de IC2. En la figura 2 se muestran las temperaturas promedio para las mezclas en las entradas IC1 e IC2. Se obtuvieron para los gases de la combustión de las mezclas densidades entre 0,7606 y 1,0326 kg/m<sup>3</sup>. El caso del calor específico de los gases tuvo una variación mínima tomando un valor aproximado de 1,0947 kJ/Kg °C. Para las temperaturas de salida del agua del sistema hasta los 35 min, los montajes 5 y 3 no alcanzan 70 °C mientras que los montajes 2 y 4 sobrepasan este valor para cualquier mezcla utilizada. En la prueba Montaje 2 -Mezcla 1 se logró generación de vapor. La figura 3 muestra los perfiles de temperatura final del agua.



**Figura 2.** Temperatura promedio vs tiempo para gases de combustión por mezcla.



**Figura 3.** Temperatura final del agua vs tiempo a la salida prototipo por prueba.

El 53,33 % y 36,67 % de las pruebas realizadas no superaron efectividades del 35 % en la posición 1 y 2 respectivamente. Los montajes 5 y 6 presentaron bajas efectividades durante toda la prueba inferiores al 40 %. El montaje 2 presentó efectividades bajas a excepción de la prueba hecha con la mezcla 1 donde alcanzaron valores de hasta 60 % pero para los 5 minutos finales de la evaluación. El montaje 3 presentó bajas efectividades a excepción de la prueba con la mezcla 3 donde se obtuvieron valores entre 50 y 70 %.

Para el montaje 1, solo la mezcla 5 presentó las efectividades más baja en el IC1 mientras que en el IC2 solo las mezclas 1 y 2 presentaron efectividades altas. El montaje 4 el 50 % de las pruebas superaron 50 % de efectividad para IC1 e IC2. Las figuras 4 y 5 muestran el comportamiento de las efectividades para algunas de las pruebas realizadas de los intercambiadores en la posición 1 y 2 respectivamente.



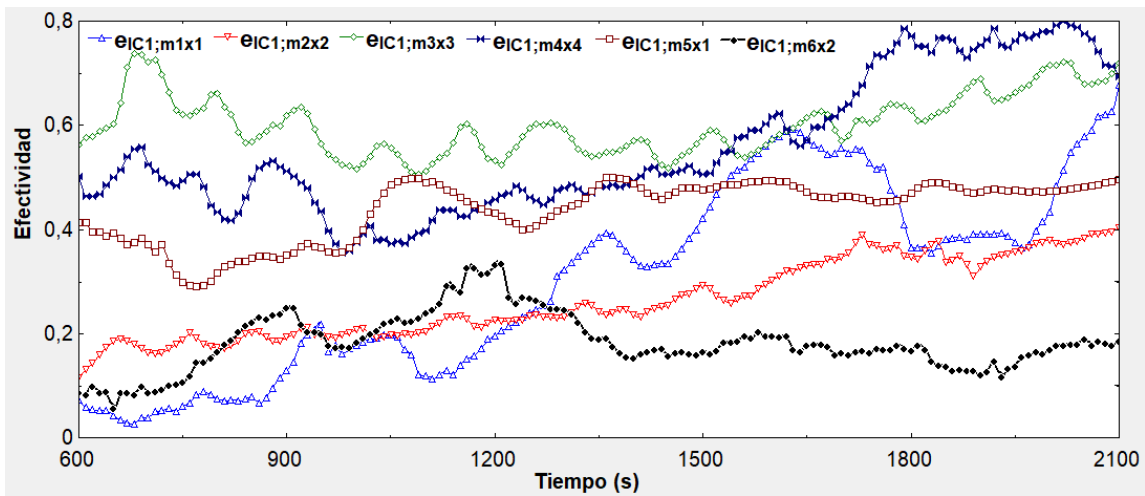


Figura 4. Graficas de efectividad vs tiempo para mezclas representativas. IC1.

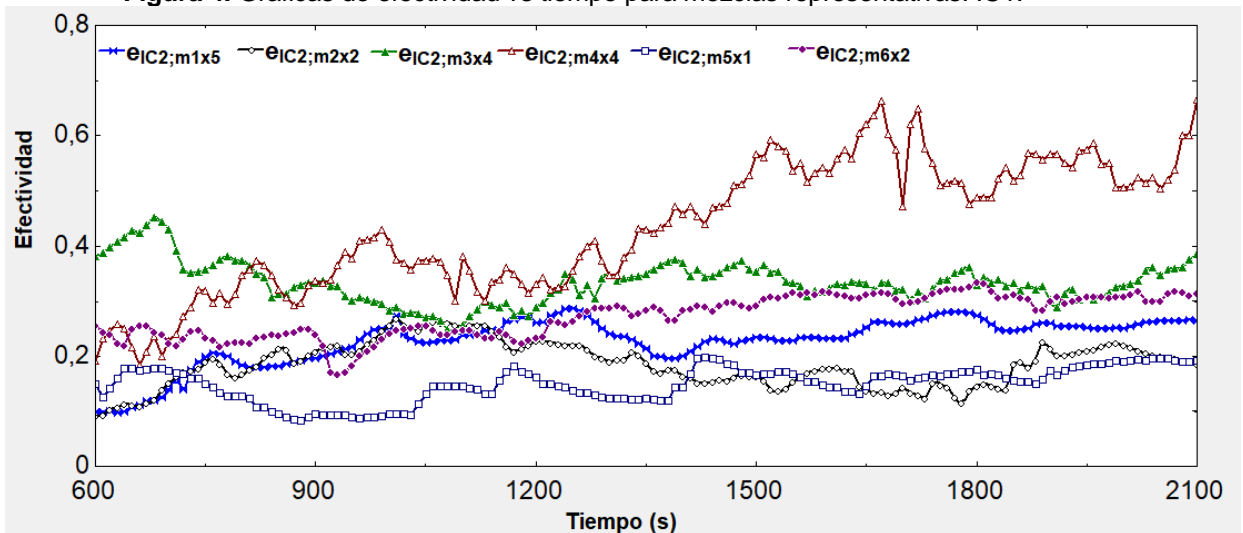


Figura 5. Graficas de efectividad vs tiempo para mezclas representativas IC2.

Para parámetros de transferencia de calor ligados a las pruebas se obtuvo una relación de capacidad calórica promedio para las mezclas entre 0,3385 y 0,3799. La tasa de transferencia de calor máxima alcanzada en las pruebas fue de 0,9883 kW lograda en el montaje 2 mezcla 1 donde se logró el cambio de fase.

### 5. CONCLUSIONES

Bajos las condiciones experimentales llevadas a cabo los montajes 5 y 6 no se recomiendan utilizarlos, aunque la temperatura final del agua alcanzó cerca de 70 °C. Representaron sistemas ineficientes con cerca del 60 % de energía térmica desaprovechada. El montaje 4 fue quien presentó resultados más convenientes, alcanzando hasta 84 °C en la temperatura final del agua en un intervalo de tiempo más corto, alrededor de 30 min. El rendimiento alcanzado en la mitad de las pruebas superó el 50% lo que indica que con un control de variable adecuado los

resultados podrían mejorar. En cuanto a la evaluación del combustible no se encontraron criterios suficientes para definir cuál fue la mezcla que presentó mayor desempeño. Sin embargo, con la mezcla 1 se alcanzó mayores temperaturas del agua al final del proceso incluso llegando al cambio de fase.

## AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen a la Universidad de Córdoba como fuente académica para la realización de este proyecto de investigación. Así mismo agradecemos a los estudiantes Miguel Martín y Oscar Reza por la ayuda para poder culminar con el presente estudio.

Así mismo, los autores agradecen a la Universidad del Sinú, por el apoyo brindado académica y económicamente para culminar con el estudio.

## REFERENCIAS

Ahumada, L.M., Verdeza, A., Bula, A.J., Lombana, J., Optimización de las Condiciones de Operación de la Micro-gasificación de Biomasa para Producción de Gas de Síntesis, *Información Tecnológica*, 27(3), 179-188 (2016)

Delgado-García, R., Velasco-Roldán, L., Onofa-Cuichán, E., Armas-Figueroa, E., Desarrollo, Construcción y Pruebas de una Cocina-Calentador de Bajo Costo y Alta Eficiencia Energética para Biomásas de Reducido Poder Calorífico, *DYNA* 83(199), 183-190 (2016)

Hernandez, L.C., Forero, C.A., Sierra, F.E., Biomass Densification: a Review of the Current State-of-the-Art of the Pellet Market and Analysis of New Research Trends, *TECCIENCIA*, 12(23), 81-92 (2017)

Hesselgreaves, J.E., Richard Law, David A. Reay, *Compact Heat Exchangers (Second Edition)*, Butterworth-Heinemann, pp 275-360 (2017)

Kilkovsky, B., Stehlik, P., Jegla, Z., Tovazhnyansky, L.L., Arsenyeva, O., Kapustenko, P.O., Heat Heat Exchangers for Energy Recovery in Waste and Biomass to Energy Technologies – I. Energy Recovery from Flue Gas, *Applied Thermal Engineering* 64 (1-2), 213-223 (2014).

McKendry, P., *Energy Production from Biomass (Part 1): Overview of Biomass*. *Bioresource Technology*, 83(1), 37-46 (2002)

Mendoza, J.M. Convenio especial de cooperación n° 753. Proyecto de desarrollo de integración tecnológica de recursos energéticos renovables en sistemas productivos agrícolas y agroindustriales Montería, Córdoba, Caribe. Informe Técnico. (2016)

OCDE/IEA (2018), *Renewables 2018 Analysis and forecasts to 2023*, Executive summary. Disponible en: <https://www.iea.org/renewables2018/>, Accedido: 13/07/2019

Peterson, D., Haase, S. *Market Assessment of Biomass Gasification and Combustion Technology for Small- and Medium-Scale Applications*. National Laboratory of the U.S. Department of Energy United States, Technical Report (2009). Disponible: <https://www.osti.gov/servlets/purl/963559>. Accedido: 20/07/2019

Ren21 (2019)a, *Renewables 2019 Global status report*, a comprehensive annual overview of the state of renewable energy. Capítulo 1 (Global overview). Disponible en: [https://www.ren21.net/gsr-2019/chapters/chapter\\_01/chapter\\_01/#fig\\_4](https://www.ren21.net/gsr-2019/chapters/chapter_01/chapter_01/#fig_4), Accedido: 15/07/2019



Ren21 (2019)b, Renewables 2019 Global status report, a comprehensive annual overview of the state of renewable energy. Capítulo 3 (Market and industry trends). Disponible en: [https://www.ren21.net/gsr-2019/chapters/chapter\\_03/chapter\\_03/#ref\\_ii\\_01](https://www.ren21.net/gsr-2019/chapters/chapter_03/chapter_03/#ref_ii_01), accedido: 03/05/2019

Stehlík., P., Waste-to-Energy Systems as Examples of Efficient Process Systems Engineering Editor(s): de Brito, R.M., Oller, C.A., Approach, Computer Aided Chemical Engineering, 27, 143-148 (2009)

Stehlík, P., Thermal Design, Heat Transfer as an Important Subject in Waste-to-Energy Systems, Applied Thermal Engineering, 27 (10), 1658-1670 (2007)

