

## CALENTADOR DE AGUA CON RESIDUOS FORESTALES PARA USO COMBINADO CON ENERGIA SOLAR <sup>1</sup>

A. Iriarte <sup>2</sup>, C. Rodriguez y V. Luque  
INENCO, Catamarca  
Fac. de Ciencias Agrarias - UNCa  
Mtro Quiroga 93 - 4700 Catamarca  
Email: iriarte@plab.unca.edu.ar

### RESUMEN

En trabajos anteriores se analizaron diferentes formas de calentar agua para usos agrícolas, especialmente destinada a la calefacción de camas de enraizamientos de estacas de plantas frutales. El objetivo de este trabajo es el análisis del comportamiento de un quemador de bajo costo, fácil construcción y con un sistema de carga que permita una acumulación razonable de combustible sólido. En el presente trabajo se describen las partes que constituyen el quemador y se analiza la distribución de temperaturas del agua y del gas producto de la combustión. Asimismo, se muestra el flujo de calor absorbido por el agua, las eficiencias instantáneas, las efectividades y la relación entre esta última y el número de unidades de transferencia de calor durante los ensayos realizados.

### INTRODUCCIÓN

En emprendimientos rurales, particularmente los destinados a la producción de plantines y plantas frutales, requieren de energía térmica para obtener agua caliente para su uso durante las 24 horas del día para la calefacción del sustrato en las camas de enraizamiento de las casas de vegetación, o para el calentamiento del suelo donde se ubican los plantines en los invernaderos rusticaderos. También se utilizan para calentamiento de invernaderos, locales de cría, etc.

Una forma de disminuir los costos operativos del calentamiento del agua sería utilizar un sistema de colección solar apoyado por un equipo de calentamiento auxiliar alimentado por desechos agrícolas y/o forestales. En trabajos anteriores (Saravia *et al.*, 1992, Iriarte *et al.*, 1997) se han planteado la utilización combinada de energía solar y otras fuentes de energía. En este sentido, fue desarrollado un equipo calentador de agua de bajo costo (Iriarte *et al.*, 1997), con combustión de biomasa residual agrícola y forestal, ensayado en combinación con colectores solares de plástico para la calefacción de un invernadero. Durante los ensayos realizados se advirtió dificultades en funcionamiento de la tolva para la alimentación automática del combustible sólido.

En el presente trabajo se plantea un nuevo diseño que supera las dificultades mencionadas. Se describen las características del quemador y se analizan las curvas de funcionamiento, calculándose su efectividad, número de unidades de transferencia de calor, flujos de calor y energía de ambos fluidos durante los ensayos.

### MATERIALES Y MÉTODOS

#### *Descripción del prototipo*

El quemador calentador de agua está formado por dos cuerpos unidos por un conducto, que incluyen las siguientes partes, Fig. 1:

**a.- Cámara de combustión - alimentación de biomasa:** esta constituida con un tambor cilíndrico de 0,60 m de diámetro y 0,90 m de alto, similar a los que se usa como envase de aceite industrial. En su interior, a 0,15 m de la base del tacho se ha instalado una parrilla que permite que el combustible sólido que está ubicado sobre ella se queme. De esta manera, el combustible está ubicado en el mismo cuerpo y va ingresando por su propio peso a medida que se consume sobre la parrilla. Este reservorio es totalmente hermético, con un acceso superior por donde se ingresa el residuo según las necesidades. Permite almacenar 50 kg de residuo agrícola, forestal o leña. Este cuerpo está aislado con 0,10 m de material volcánico.

**b.- Intercambiadores de calor:** el intercambio se realiza en dos etapas:

- Intercambio en la cámara de combustión - alimentador: el intercambiador está constituido por un tubo de 0,019 m de diámetro en forma de espiral envolviendo la cámara de combustión y la tolva de alimentación. Tiene aproximadamente 1 m<sup>2</sup> de superficie de intercambio.
- Intercambio de calor con los gases de combustión: en este cuerpo se han ubicado dos intercambiadores de calor. El primero está constituido por un tubo de 0,019 m de diámetro en forma de espiral (0,86 m<sup>2</sup>) ubicado donde ingresan los gases calientes que salen de la cámara de combustión. A continuación se ubica un intercambiador a flujo cruzado similar

<sup>1</sup> Parcialmente financiado por la SEDECYT

<sup>2</sup> Investigador del CONICET

a los que se utiliza en los calefones a gas domiciliario. Este tiene una camisa de intercambio de 0,20 m<sup>2</sup> y un intercambiador de placa plana de 56 aletas (0,48 m<sup>2</sup>). Todo el conjunto de intercambio esta dentro de una camisa cilíndrica construida con un tambor igual al que constituye la cámara de combustión - alimentación. Esta aislado térmicamente del exterior mediante 0,05 m de lana de vidrio.

#### Sistema de medición

Para la medición de las distintas variables durante la realización de la experiencia se utilizaron los siguientes instrumentos : **Temperatura:** termopares de Cromel - Alumen conectadas a un termómetro digital, rango 1 - 1200 °C ± 5 °C ; **Velocidad de aire:** Anemómetro tipo hilo caliente, rango 0 - 30,0 m s<sup>-1</sup> ± 0,5 m s<sup>-1</sup> ; **Caudal de agua:** Rotámetro, rango 0 - 20,0 kg min<sup>-1</sup> ± 0,5 kg min<sup>-1</sup> ; **Peso del residuo forestal:** Balanza monoplato, rango 0 - 25,00 kg ± 0,01 kg.

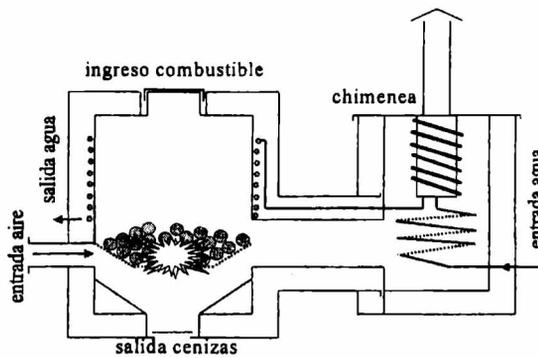
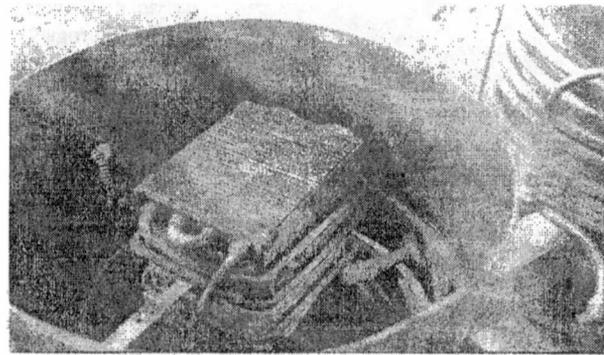


Fig. 1. a) Esquema de un corte del quemador



b) Vista del zona de intercambio con los gases de combustión

#### Caracterización del intercambio

El intercambio de calor que se realiza en este diseño no responde a la clasificaciones tradicionales de los intercambiadores de calor, por lo que fue necesario realizar mediciones experimentales de algunos parámetros que permiten la caracterización del mismo. En este sentido, si se analiza el recorrido del gas y del agua se advierte que estos flujos están dispuestos, en algunos tramos, en contracorriente y en otros como flujos cruzados. Para realizar su estudio térmico es necesario hacer las siguientes suposiciones (Iriarte *et al.*, 1997):

1. Los flujos de ambos fluidos son cruzados, uno mezclado (gas) y otro sin mezcla (agua).
2. El combustible que se usa tiene un bajo contenido de humedad.
3. La carga se realiza cuando se inicia el proceso y durante el periodo de análisis no se introduce combustible.
4. El exceso de aire para la combustión se considera del orden del 50 %.
5. No se tiene en cuenta el efecto chimenea en razón de que la longitud de la misma es pequeña, cuando se opera en convección forzada.

La determinación del flujo másico de los gases de combustión se realizó mediante la siguiente expresión (Iriarte *et al.*,

1997):  $\dot{m}_g = \bar{V}_g^r \dot{C} \rho_g + G_a$ . Esta ecuación permite calcular el  $C_g$ . El número de unidades de transferencia  $N_{ut}$  puede

calcularse mediante la siguiente ecuación:  $N_{ut} = - (1 / C) \left\{ \ln \left[ 1 + C \ln(1 - \varepsilon) \right] \right\}$  donde  $C = C_{min}/C_{max}$ ;

$$C_{min} = C_g = \dot{m}_g C_{pg}; \quad C_{max} = C_h = \dot{m}_h C_{ph} \quad \text{y} \quad \varepsilon = \frac{C_h (t_{h,s} - t_{h,e})}{C_{min} (t_{g,e} - t_{h,e})}$$

El coeficiente global de transferencia de calor entre el gas y el agua del intercambiador se puede calcular mediante la

$$\text{siguiente ecuación: } U_m = \frac{N_{ut} C_{min}}{A}$$

Como el valor de  $C_{min}$  depende de la temperatura de los gases en la cámara de combustión y en la salida de la chimenea, a los efectos del cálculo de los parámetros que dependen del mismo, se ha considerado un  $C_{min}$  promedio de los valores obtenidos durante el proceso de combustión.

#### RESULTADOS EXPERIMENTALES

Los ensayos del prototipo fueron realizados con un flujo de aire y agua constante durante cada experiencia. Se utilizaron tres flujos de aire ( 0,00471 kg s<sup>-1</sup>; 0,00245 kg s<sup>-1</sup>; 0,00188 kg s<sup>-1</sup>) y tres caudales de agua ( 1000 kg h<sup>-1</sup>; 1200 kg h<sup>-1</sup>; 1400 kg h<sup>-1</sup>), completando nueve ensayos. Asimismo se realizó mediciones en convección natural para los flujos de agua especificados precedentemente. El quemador en cada ensayo fue cargado con 20 kg de residuos forestales en trozos de tamaño mediano ( $\phi = 0,10$  m y 0,30 m de longitud), con un poder calorífico inferior (PCI) de 19.8 MJ kg<sup>-1</sup>.

La variación de la temperatura del agua a la entrada del intercambiador espiral ( $T_{h,e}$ ), a la salida del intercambiador de calor tipo calefón ( $T_{h,i}$ ) y a la salida del intercambiador de la cámara de combustión ( $T_{h,s}$ ), se muestran en la Fig. 2, para un flujo de aire de  $G_a=0,00471$  kg h<sup>-1</sup> y para un caudal de agua de 1400 kg h<sup>-1</sup>.

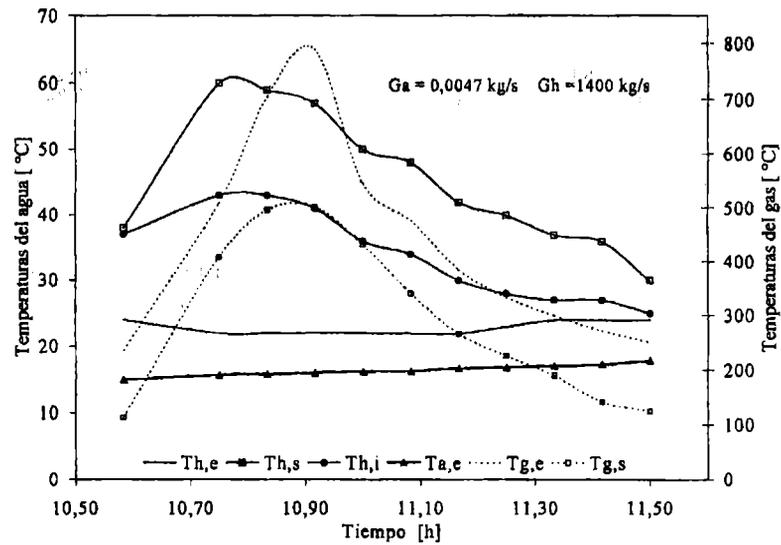


Fig. 2. Temperaturas del agua y gas del quemador

En la misma figura se observa la temperatura de los gases de combustión a la entrada de la cámara ( $T_{g,e}$ ) y a la salida de la chimenea ( $T_{g,s}$ ). La diferencia de temperatura promedio entre la entrada y la salida de agua fue de  $21,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ , mientras que para los gases fue de  $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Siendo las temperaturas máximas del agua y el gas de  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$  y  $430\text{ }^{\circ}\text{C}$  respectivamente. Para estos caudales de agua y aire, correspondientes a un  $C_{min}/C_{max}$  de  $0,0457$ , se advierte que el consumo del residuo forestal (leña) está en el orden de  $20\text{ kg h}^{-1}$ . Se advierte además, una diferencia importante de temperatura entre la entrada y salida del agua en el intercambiador de la cámara de combustión.

En la Fig. 3 se muestra el flujo de calor absorbido por el agua para diferentes caudales de circulación del agua y del aire. En esta gráfica se han incorporado los doce ensayos pero el tiempo de inicio de cada experiencia no corresponde con la realidad. El intervalo de duración de la misma no ha sido modificado.

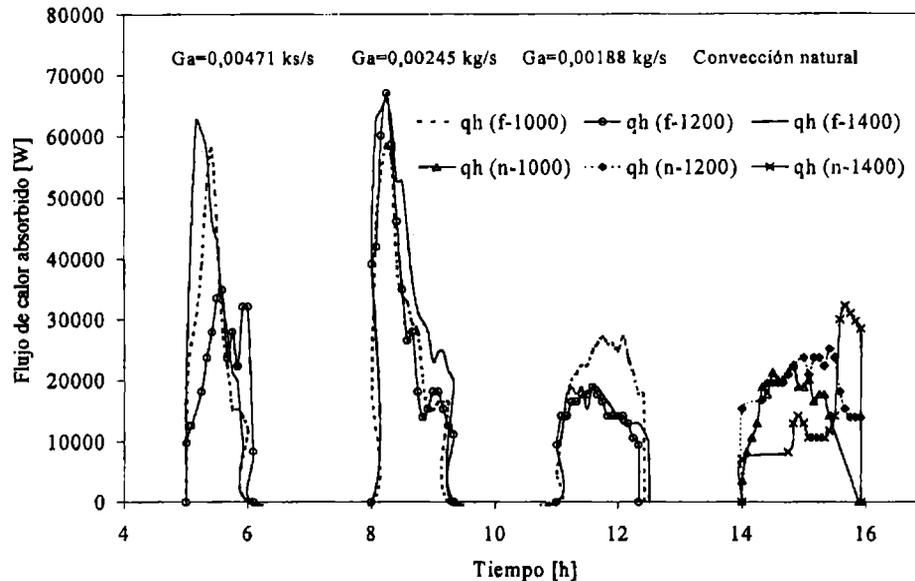


Fig. 3. Variación del flujo de calor absorbido por el agua

En la misma figura, primer grupo, se muestra la variación del flujo de calor absorbido por el agua ( $q_h$ ) para un flujo de aire  $G_a=0,00471\text{ kg h}^{-1}$ , alcanzando valores máximos de  $60\text{ kW}$  para caudales de circulación de agua de  $1000$  y  $1400\text{ kg h}^{-1}$ , advirtiéndose dificultades en los datos para  $1200\text{ kg h}^{-1}$ . La cantidad de calor entregado por el sistema fue de  $81,7\text{ MJ}$ ,  $89,6\text{ MJ}$  y  $54,8\text{ MJ}$  para  $1000$ ,  $1200$  y  $1400\text{ kg h}^{-1}$  de agua respectivamente. Para el segundo grupo,  $G_a = 0,00245\text{ kg s}^{-1}$ , se observa un valor máximo del flujo de calor absorbido de  $66\text{ kW}$  para  $1200$  y  $1400\text{ kg h}^{-1}$ , manteniéndose en los niveles anteriores para  $1000\text{ kg h}^{-1}$ , siendo la energía disponible de  $110\text{ MJ}$ ,  $105\text{ MJ}$  y  $137\text{ MJ}$  respectivamente. En el tercer grupo  $G=0,00188\text{ kg s}^{-1}$ , se nota una diferencia importante en el flujo de calor para un caudal de agua de  $1000\text{ kg h}^{-1}$  respecto del resto, con un flujo máximo de calor de  $27,1\text{ kW}$ ,  $18,9\text{ kW}$  y  $18,9\text{ kW}$ , y una energía total entregada de  $72,2\text{ MJ}$ ,  $43,5\text{ MJ}$ ,  $46,8\text{ MJ}$  por cada caudal de agua respectivamente. Con respecto al último grupo, convección natural, se advierte una disminución del flujo absorbido por el agua para el caso de  $1400\text{ kg h}^{-1}$  al inicio del proceso. Luego aumenta alcanzando valores próximos a  $30\text{ kW}$ . En este caso, se ha producido una disminución inicial del flujo de calor como consecuencia de que el fuego no fue prendido adecuadamente al comienzo de la experiencia, disminuyendo su eficiencia hasta que el sistema supera esa dificultad.

En la Fig. 4 se muestra la eficiencia global instantánea de transferencia de calor ( $R_g$ ) respecto al calor aportado por la carga de residuo, confirmando lo señalado precedentemente respecto al comportamiento en cada ensayo. La eficiencia global total promedio, definida como la energía total entregada al agua respecto de la energía total entregada por la leña durante el ensayo fue de 30 y 35% para los dos primeros grupos, mientras que para el tercero y cuarto de 13 % y 20 % respectivamente.

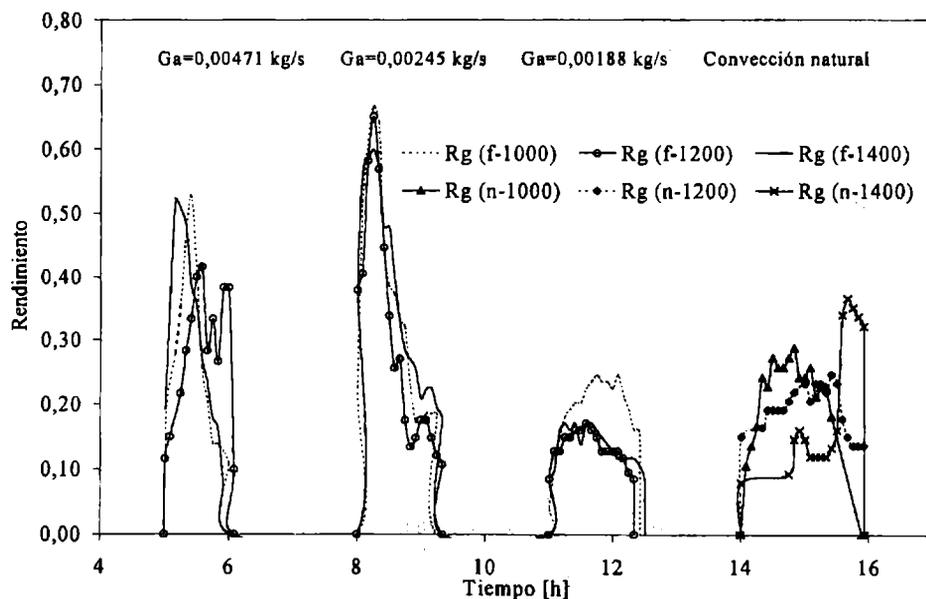


Fig. 4. Rendimiento global de transferencia de calor al agua

La efectividad de transferencia de calor en función del número de unidades de transferencia para valores correspondientes al intervalo  $0,038 < C_{min}/C_{max} < 0,062$ , correspondiente al intercambiador de calor entre los gases de combustión y el agua, se muestra en la Fig. 5. La misma permite, conocido el coeficiente global de transferencia, determinar la efectividad del sistema. Para valores de  $C_{min}/C_{max}$  en ese intervalo mencionado precedentemente se ha obtenido los siguientes valores de efectividad: 1er grupo: 48 %, 64 % y 42 %, 2do grupo: 75 %, 70 % y 67,8 %, 3er. Grupo: 34 %, 23 % y 24, Convección natural : 30 %, 41 % y 37 %, para caudales de agua de 1000,1200 y 1400  $kg\ h^{-1}$  respectivamente.

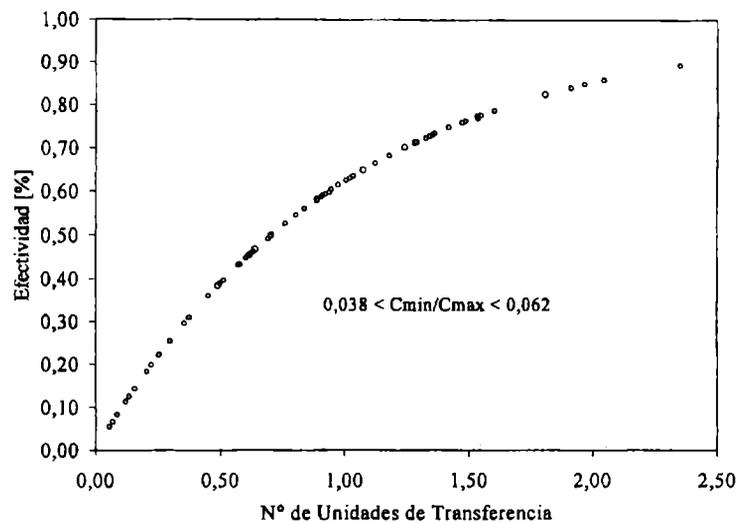


Fig. 5. Efectividad de transferencia del intercambiador de calor de gases

## CONCLUSIONES

Los resultados obtenidos de los diferentes ensayos muestran valores aceptables y concordantes con trabajos anteriores. No presenta dificultades durante la carga del combustible sólido y tiene una buena autonomía de funcionamiento. Se destaca el funcionamiento del sistema para  $G_a=0,00245\ kg\ s^{-1}$  y  $G_h=1200\ kg\ h^{-1}$ , donde se consiguen las mejores efectividades de transferencia. Es de destacar la importancia del aporte de energía del intercambiador ubicado en la cámara de combustión – alimentación. Por otro lado el prototipo funciona adecuadamente en convección natural siempre que el encendido del combustible se realice adecuadamente.

## REFERENCIAS

- Saravia L., Echazú R., et al. Calentamiento solar de invernaderos en la Pcia. de Salta. ASADES'92  
 Iriarte A., García V., et al. Invernadero secador calefaccionado con energía solar y bioenergía. ASADES'97.  
 Iriarte A., Rodríguez C. et al. Quemador de residuos de bajo costo para uso combinado con energía solar. ASADES'97.