



## QUEMADOR DE RESIDUOS FORESTALES PARA CALENTAMIENTO DE AGUA COMO APORTE AUXILIAR A CANTEROS DE INVERNADEROS SOLARES \*

Iriarte A.<sup>1</sup> y Rodríguez C.

INENCO, Facultad de Ciencias Agrarias - U.N.Catamarca  
M. Quiroga 93. 4700 - Catamarca. iriarte@plab.unca.edu.ar

**RESUMEN:** Los calentadores auxiliares de agua o aire tienen una gran importancia en las casas de vegetación e invernaderos rústicos calefaccionados con energía solar. Su función principal es evitar que las temperaturas radiculares o foliares bajen de los límites letales cuando las plantas están en período de formación radicular o rústica. En el presente trabajo se plantea un diseño nuevo de un quemador calentador de agua de construcción simple, bajo costo de fabricación y operación (convección natural), mayor capacidad de carga de combustible sólido (residuo forestal) y una rápida respuesta térmica. Se realiza un análisis del comportamiento térmico del quemador y del intercambiador mediante la determinación de la línea de operación experimental, efectividad, Nut, diferencia de temperatura media logarítmica y eficiencias globales de transferencia de calor. Se destaca que el flujo neto promedio entregado por el sistema fue de 16 kW y una energía total de 149,7 MJ (41,6 kWh) con una eficiencia global de transferencia de calor al agua del 31,6 %.

**Palabras claves:** calentador auxiliar, convección natural, invernaderos rústicos, canteros

### INTRODUCCIÓN

La producción de plantas frutales, hortalizas, ornamentales o forestales necesita de una serie de etapas con diferentes condiciones ambientales para mejorar su capacidad de sobrevivencia y su calidad. En todos los casos es necesario realizar un proceso de fortalecimiento radicular y aclimatación a condiciones menos rigurosas para su posterior implantación en campo. La mayoría de las plantas obtenidas de una cámara de vegetación (Iriarte *et al.* 2000) en condiciones altamente favorables para el enraizamiento, son transplantadas a contenedores o macetas y posteriormente trasladadas a un invernadero para su rústica. Este tipo de invernadero, por lo general acondicionado térmicamente, eleva los costos operativos, incidiendo en el precio final del producto. Una forma de disminuir estos costos y garantizar un producto final de alta calidad es construir invernaderos rústicos con aprovechamiento integral de la energía solar que incide sobre el y realizando un manejo racional de la energía. Trabajos de Baille (1983), Saravia *et al.* (1997), Iriarte *et al.* (2000) demuestran la factibilidad de utilización de la energía solar como fuente de calefacción y que la incorporación de sistemas de monitorización y control automático, permiten realizar un ahorro de energía importante.

Estudios y experiencias de diferentes autores, recopiladas por Matallana *et al.* (1995), muestran que si se calienta el suelo a nivel radicular, las plantas soportan temperaturas más bajas. En recientes ensayos realizados con plantas olivo en un rústico con temperaturas interiores de 1 °C (nivel de follaje) y radicular de 18 °C, no se registraron alteraciones en las mismas (Iriarte *et al.*, 2000). En este tipo de situación, caída rápida de la temperatura exterior, los equipos de calentamiento solar no permiten una respuesta adecuada y si la contingencia climática es prolongada, especialmente durante la noche, no se asegura la temperatura radicular solo con los aportes solares acumulados durante el día.

Valarelli *et al.* (1993) han desarrollado un quemador de residuos de arroz para producir aire caliente para el secado de productos agrícolas, Saravia *et al.* (1992) plantea el uso de calentadores auxiliares con biomasa para calefaccionar invernaderos mediante intercambiadores - colectores solares de plástico en el cultivo de claveles y desarrollos posteriores realizados por el INENCO Catamarca (Iriarte *et al.*, 1997, 1998 y Rodríguez *et al.*, 1999) demuestran la factibilidad de construir calentadores auxiliares alimentados por biomasa residual agrícola y forestal con diseños simples y de bajo costo.

El objetivo del presente trabajo es plantear un diseño más simple que los anteriores modelos, con mayor capacidad de carga de combustible sólido, menor costo de operación (convección natural) y una rápida respuesta para evitar la inversión térmica dentro de los invernaderos calefaccionados con energía solar. En este trabajo se describe el quemador, intercambiadores de calor y se analizan las curvas experimentales características (línea de operación), efectividad, número de unidades de transferencia y la energía suministrada para el flujo másico de agua que optimiza el calentador.

### DESCRIPCION DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO

*Quemador – intercambiadores de calor*

El quemador calentador de agua es un equipo compuesto de un solo cuerpo, de forma prismática rectangular de 1,20 m de

\* Parcialmente financiado por SEDECYT- UNCa

<sup>1</sup> Investigador del CONICET

alto, 0,90 m de largo (profundidad) y 0,40 m de ancho, constituido un chapa de acero. En su interior una placa vertical divide al recinto un dos cámaras independientes conectadas entre si por una ventana rectangular de 0,40 m de ancho y 0,20 m de alto, ubicada en la parte inferior. Estas subdivisiones forman las cámaras de alimentación - combustión y de intercambio de calor.

La cámara de alimentación de combustible sólido y de combustión esta formada por un sector que tiene la función de acumular la biomasa y otro donde se produce la quema del combustible. En la parte superior de esta cámara tiene un conducto rectangular de 0,20 m por 0,20 m, por donde ingresa el combustible. Una vez lleno de biomasa de cierra herméticamente para evitar que la combustión alcance los niveles superiores de la cámara.

La parrilla, ubicada a 0,20 m de la parte inferior de la cámara tiene un sector inclinado y otro horizontal, lográndose una sustitución continua del material quemado mediante el deslizamiento hacia la zona de combustión del residuo forestal. En la zona inclinada la parrilla tiene menor cantidad de espacios libre (orificios) para evitar que el residuo mas pequeño se caiga de la misma. Debajo de la parrilla hay una abertura que cumple la función de cenicero o descarga de residuos, permitiendo el ingreso del aire necesario para la combustión en caso de que la circulación del mismo sea por convección natural.

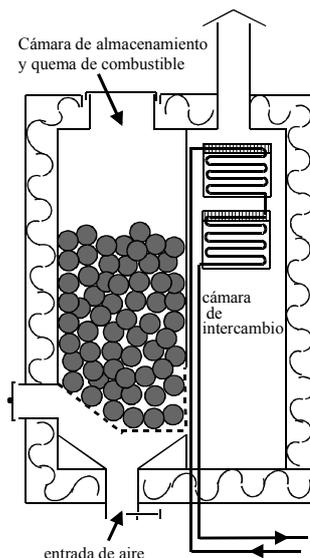


Fig. 1. Esquema del quemador calentador de agua con depósito de combustible, cámara de combustión y dos intercambiadores de calor (multipaso)

A la mitad de la parte inclinada de la parrilla un hay conducto que comunica la cámara de combustión con el exterior, lo que permite incorporar aire para lograr una combustión forzada o simplemente ayudar al encendido del combustible. Cuando trabaja en convección natural, este conducto esta cerrado mientras que el cenicero abierto. En el caso de convección forzada este último esta cerrado y en el otro se instala un forzador.

El otro sector, que tiene las mismas dimensiones que el descrito precedentemente, esta destinado al intercambio de calor entre el gas y el agua. Como intercambiadores de calor se utilizaron dos de flujo cruzado en serie, similar a los que se utiliza en los calefones de gas domiciliario. Cada intercambiar tiene una camisa de intercambio de 0,20 m<sup>2</sup> e intercambiador de placa plana de 56 aletas (0,48 m<sup>2</sup>). El área total de intercambio es de 1,39 m<sup>2</sup>.

Todo el conjunto, por su exterior, esta aislado térmicamente con una manta cerámica para alta temperatura. Exteriormente lo recubre una caja de chapa galvanizada.

#### 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 y semiconductores LM35 conectados a una computadora a través de una placa de adquisición de datos, rango 0 - 100 ± 0,2 °C ; **Velocidad de aire:** Anemómetro tipo hilo caliente, rango 0 - 30 m s<sup>-1</sup> ± 0,5 m s<sup>-1</sup> ; **Caudal de agua:** Rotámetro, rango 0 - 20 kg min<sup>-1</sup> ± 0,5 kg min<sup>-1</sup> ; **Peso del residuo forestal:** Balanza monoplato, rango 0 - 5 kg ± 0,01 kg.

### CONSIDERACIONES TEORICAS DEL INTERCAMBIO DE CALOR

#### Metodología para la caracterización del intercambio

Para caracterizar el comportamiento del intercambiador es conveniente determinar el tipo de intercambio de calor que realiza y su definición dentro del nomenclador. Este diseño responde a las clasificaciones tradicionales de los intercambiadores de calor, por lo que las mediciones experimentales realizadas sirven como herramientas de diseño. En este sentido, si se analiza

el recorrido del gas y del agua se advierte que el intercambiador tiene una disposición multipaso en contracorriente cruzado con un fluido mezclado (agua) y otro sin mezclar (gases de combustión). Para realizar su estudio térmico es necesario hacer las siguientes consideraciones:

1. Los calores específicos de los fluidos son constantes.
2. El número de unidades de transferencia, así como el coeficiente global de transferencia son constantes a lo largo del intercambiador.
3. El combustible que se usa tiene un bajo contenido de humedad.
4. La carga de biomasa se realiza antes de iniciar el proceso y durante el periodo de análisis no se introduce combustible.
5. El exceso de aire para la combustión se considera del orden del 50 %.

Para el cálculo del flujo másico de los gases de combustión, se utilizó la expresión de Pera *et al.* (1966), donde el volumen medio real de los gases de combustión por unidad de masa de combustible quemado, en función de la temperatura de operación, del poder calorífico y del exceso de aire durante la combustión esta dado por:

$$\bar{V}_g^r = \left( \frac{273 + \bar{t}_g}{273} \right) \left\{ \frac{0,89 \text{ PCI}^*}{1000} + (m - 1) \left[ \frac{1,01 \text{ PCI}^*}{1000} + 0,5 \right] + 1,65 \right\} \quad \text{y} \quad G_g = \bar{V}_g^r \dot{C} \rho_g$$

Los procedimientos conocidos para realizar el análisis del intercambio de calor, el método de la diferencia de temperatura media logarítmica (DTML) y el de la efectividad - número de unidades de transferencia ( $\mathcal{E}$  - Nut), son equivalentes, pero el primero analiza la transferencia como problema de diseño mediante la evaluación de las temperaturas, mientras que el otro lo hace a través de las eficiencias de intercambio.

- **Análisis del intercambiador de calor mediante la diferencia de temperatura media logarítmica.**

Como la diferencia de temperatura entre los gases de combustión y el agua que circula por el intercambiador varía con la longitud del mismo, la expresión de la cantidad de calor transferida por los gases será:  $q = U_m A \Delta T_m = G_w C_{p,w} \Delta T_w$ , donde  $\Delta T_m$  es la diferencia de temperatura media para este tipo de arreglo que corresponde al intercambiador construido. Al tratarse de un intercambio cruzado esta diferencia de temperatura media será:  $\Delta T_m = F \Delta T_{m,cc}$ , donde  $\Delta T_{m,cc}$  es la diferencia de temperatura media logarítmica para el intercambio en contracorriente.

Utilizando el método de Bowman *et al.* (1940) se puede calcular F, obtener el  $\Delta T_m$  y por lo tanto el coeficiente promedio de transferencia global  $U_m$  para el diseño propuesto.

- **Análisis del intercambiador de calor mediante la efectividad ( $\mathcal{E}$ ) y el número de unidades de transferencia (Nut).**

La efectividad de transferencia de calor de un intercambiador se puede expresar en general como función de grupos adimensionales usados para el análisis del proceso, es decir:  $\mathcal{E} = f(\text{Ntu}, C_{\min}/C_{\max}, \text{ordenamiento del flujo})$ . Para el caso de un intercambiador de multipaso, la expresión para la efectividad es (Kay *et al.*, 1964):

$$\mathcal{E} = \frac{\left( \frac{1 - \mathcal{E}_{fc} C}{1 - \mathcal{E}_{fc}} \right)^n - 1}{\left( \frac{1 - \mathcal{E}_{fc} C}{1 - \mathcal{E}_{fc}} \right)^n - C}$$

donde n es el número de pasos y  $\mathcal{E}_{fc}$  es la efectividad en la transferencia de cada paso en flujo cruzado, estando determinada por la siguiente ecuación:  $\mathcal{E}_{fc} = C^{-1} (1 - e^{-\gamma C})$  donde  $\gamma = 1 - e^{-\text{Ntu}}$  y  $C = C_{\min}/C_{\max}$

De esta última expresión se calcula el Ntu para cada paso y se lo relaciona con la efectividad del sistema de intercambio. Es de notar que cualquier otro tipo de disposición entre los fluidos que se adopte, la diferencia que se obtiene es muy pequeña comparada con los errores experimentales en la medición de las temperaturas, sin tener en cuenta los errores derivados de las suposiciones realizadas.

## ENSAYOS REALIZADOS

Para la caracterización del intercambio de calor en el sistema quemador – calentador se realizaron ensayos experimentales con el quemador trabajando en convección natural y con diferentes flujos másicos de agua, constantes durante cada experiencia. Los ensayos se realizaron usando un reservorio de agua con un volumen suficientemente grande (15 m<sup>3</sup>) para que la temperatura de entrada de agua al quemador variara lo menos posible. Asimismo, se realizaron en horarios donde la variación de temperatura ambiente también fuera la menor posible. En cada ensayos se cargaron aproximadamente 25 kg de residuo forestal cortado en trozos de  $\phi = 0,15$  m y 0,25 m de longitud, con un poder calorífico inferior PCI aproximado de 19 MJ kg<sup>-1</sup>. Se utilizaron distintos flujos de agua en cada ensayo, obteniéndose la mejor respuesta para 0,35 kg s<sup>-1</sup> (1260 kg h<sup>-1</sup>).

En todos los casos el encendido se realizó en forma manual mediante un soplete con gas butano envasado y un soplador de aire para acelerar el proceso de combustión.

### ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

El estado de operación del intercambiador en los ensayos realizados se muestra en la figura 2, donde se ha graficado la variación de las temperaturas de entrada y salida del fluido caliente (gas) en función del frío (agua), para los diferentes caudales de circulación de agua. La máxima efectividad,  $T_g = T_w$ , equivalente a pendiente igual a uno, constituye la línea de equilibrio del intercambiador. Se muestran los valores experimentales obtenidos y su recta de ajuste con una pendiente  $C_w/C_g = 22,2$  frente a una pendiente teórica de 22,9. Es claro que el intercambio tiene una relación entre el  $C_{max}$  y  $C_{min}$  muy grande ( $C_w \gg C_g$ ), lo que indica que las eficiencias del intercambio entre ambos fluidos es baja.

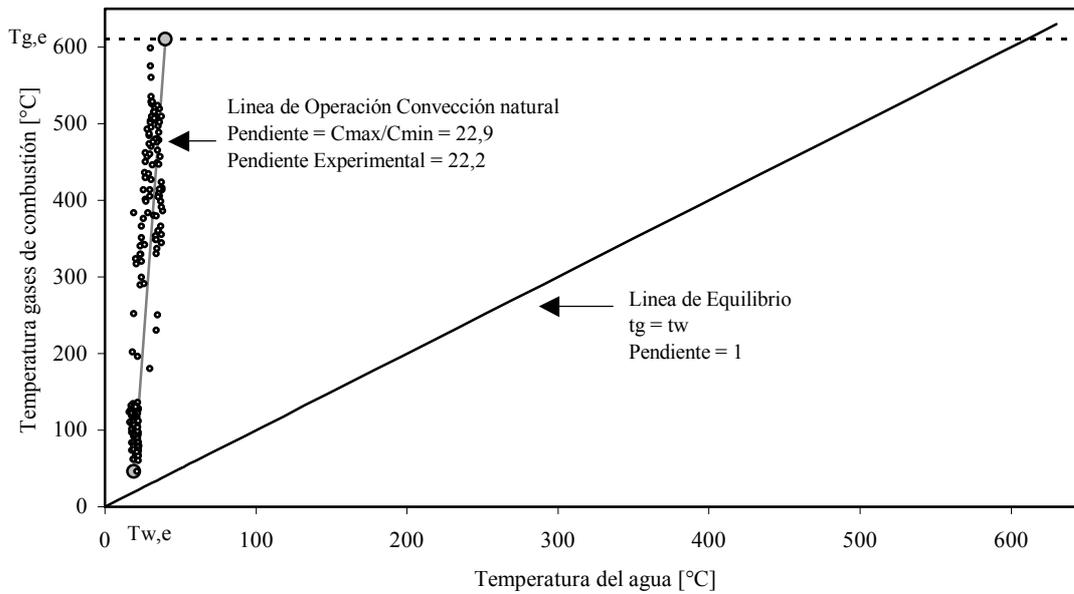


Fig. 2. Diagrama de operación del intercambiador gases de combustión - agua con ajuste experimental

Sin embargo en este análisis hay que tener en cuenta que se trata de un intercambio de calor entre un fluido caliente que se mueve por convección natural ( $0,022 \text{ kg s}^{-1}$ ), lo que implica bajas velocidades sobre las áreas de transferencia. Este diagrama permite prever las condiciones de funcionamiento del quemador - calentador de agua, resultando una herramienta útil para definir el rango óptimo de funcionamiento según la aplicación a la cual se lo destinará.

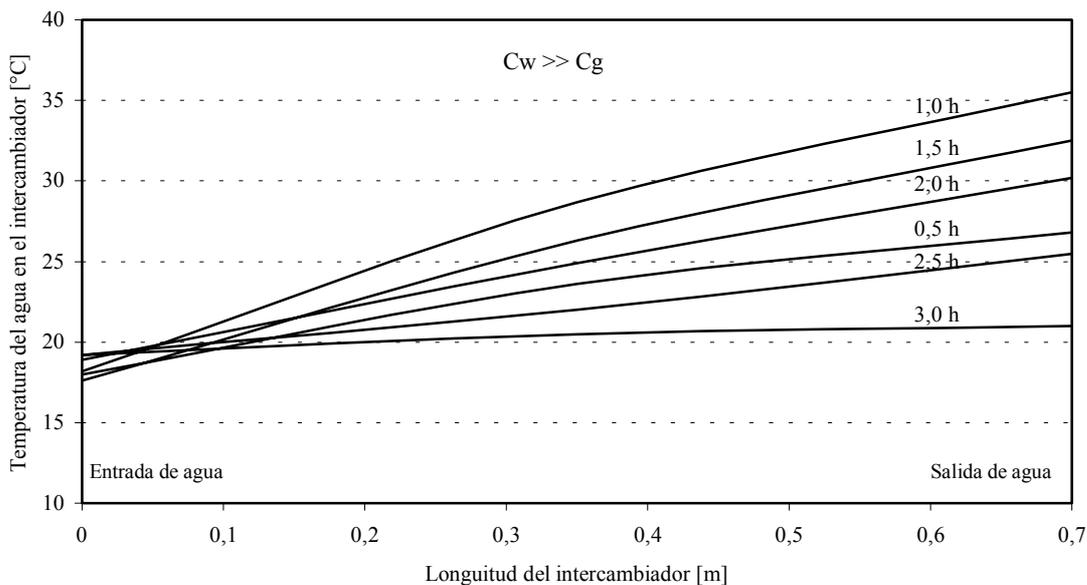


Fig. 3. Distribución de temperatura del agua a lo largo del intercambiador calor entre los gases de combustión - agua y la evolución horaria cada 30 minutos durante 3 horas

La distribución de temperatura del agua en la dirección del flujo de gas, a lo largo del intercambiador, también es una característica del sistema de intercambio, Fig. 3. En la misma figura, se observa que los valores de la temperatura de entrada al intercambiador tiene una diferencia máxima de 1,2 °C, como se había previsto en las hipótesis iniciales. La temperatura de salida tiene un valor máximo 35,6 °C a los 40 minutos de iniciada la experiencia y un mínimo de 20,6 °C luego de 2,56 horas desde el inicio de la combustión.

En la figura 4 se observa el flujo de calor absorbido por el agua en contraste con la eficiencia del quemador y la eficiencia de la transferencia de calor entre los gases de combustión y el agua circulante, todas en función del tiempo. El flujo máximo de calor absorbido por el agua se produce a los 34,8 minutos de iniciada la combustión, obteniéndose la máxima eficiencia de transferencia (54,4 %). Sin embargo, la máxima eficiencia del quemador (38,9 %) se logra recién a 1,67 horas de iniciado el ensayo, utilizando gran parte del calor generado en calentar los componentes del sistema (estructura, residuo, aislantes, etc.) y en las pérdidas del mismo. La eficiencia global de la transferencia de calor al agua fue de 31,6 %, mientras que del quemador fue de 23,2 %. El flujo de calor máximo absorbido por el agua fue de 27,7 kW, su valor promedio disponible de 16 kW y la cantidad de energía entregada al pozo de 149,7 MJ (41,6 kWh). Durante 30 minutos el flujo de calor fue mayor que 25kW y durante 1 hora mayor que 20 kW.

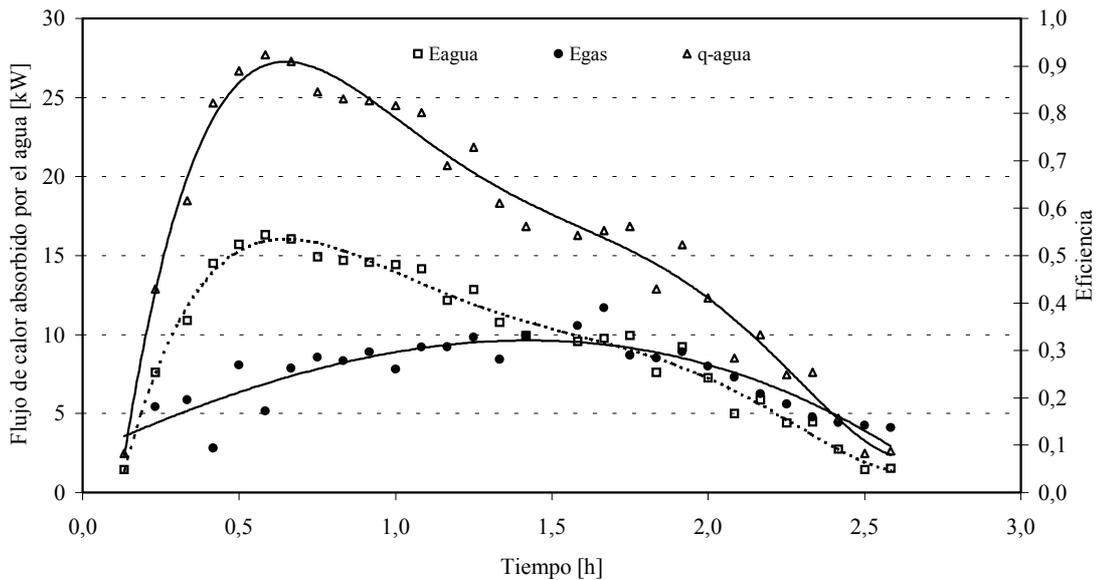


Fig. 4. Variación de la eficiencia de intercambio en el agua y en el gas durante el periodo de funcionamiento del sistema

La diferencia de temperatura media logarítmica promedio durante el periodo de funcionamiento (duración de la experiencia) fue de 212,3 °C, con lo cual el coeficiente global medio de transferencia de calor ( $U_m$ ) fue de  $53,8 \text{ W m}^{-2} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ . La efectividad de transferencia de calor en función del número de unidades de transferencia para valores comprendidos en el intervalo  $0,015 < C_{min}/C_{max} < 0,024$  correspondiente al intercambiador, para todos los ensayos realizados, se muestra en la figura 5.

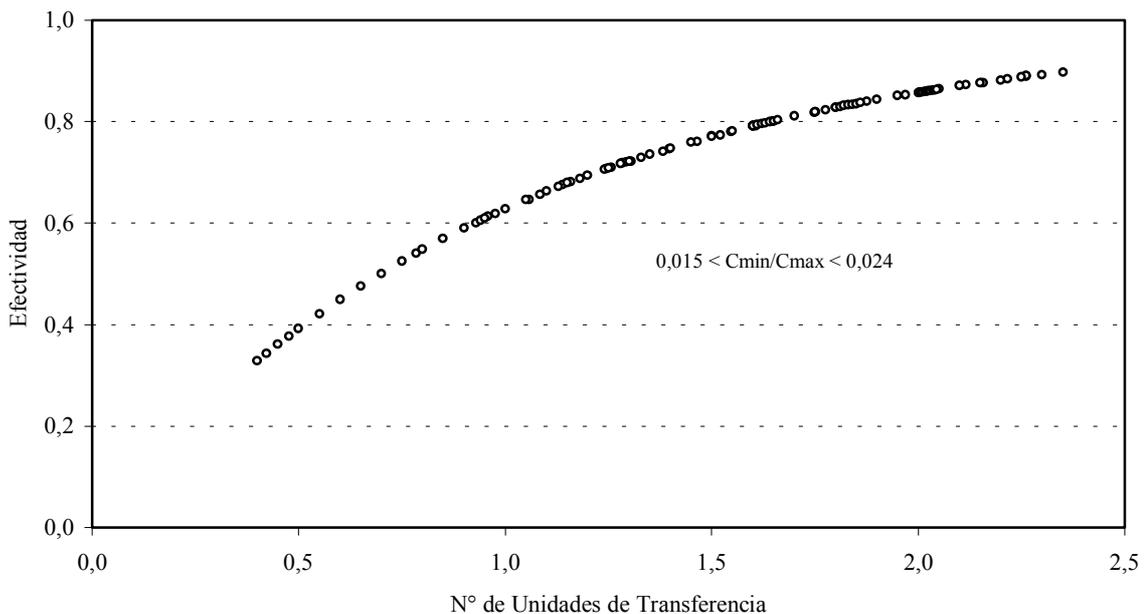


Fig. 5. Efectividad del intercambio de calor con la configuración multipaso en función del número de unidades de transferencia

Para el flujo másico de agua de  $0,35 \text{ kg s}^{-1}$  la efectividad mínima fue de 34 %, la máxima de 89 % y el promedio de 70 %, para valores de Nut de 0,42, 2,26 y 1,29 respectivamente. Durante el periodo de máximo rendimiento en la transferencia de calor, el coeficiente global fue de  $51,1 \text{ W m}^{-2} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$ .

## CONCLUSIONES

El sistema de quemador - calentador de agua es un equipo constructivamente muy simple, compacto, de fácil traslado e instalación, bajo mantenimiento, óptimo para usos agrícolas. Se destaca su rápida respuesta térmica y bajo consumo de combustible, lo que garantiza su eficacia en el periodo que se produce la helada, cumpliendo con las hipótesis de diseño. El sistema de alimentación continua funciona adecuadamente, si el cierre de la tapa de ingreso del material combustible es hermética.

El rendimiento térmico global es razonable por tratarse de un quemador que funciona en convección natural, lo que implica un ahorro importante de energía. En comparación con los equipos desarrollados anteriormente, se ha obtenido una mejora del 12 % en la eficiencia global, aumentando la efectividad de transferencia a un nivel importante. Los niveles de temperatura del agua obtenidos a la salida del intercambiador fueron adecuados para el calentamiento de sustratos o macetas, lográndose valores que permiten su utilización en otras aplicaciones agrícolas.

## NOMENCLATURA

A: Superficie de transferencia [ $\text{m}^2$ ]	$\text{PCI}^* = \text{PCI}/4180 \text{ [Kcal/h kg]}$
q : Flujo de transferencia de calor [W]	$\bar{V}_g^r$ : Volumen medio real por unidad de masa de combustión de los gases [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]
Gw : Flujo másico [ $\text{kg s}^{-1}$ ]	$\bar{t}_g$ : Temperatura media de gases de combustión [ $^{\circ}\text{C}$ ]
Gg: Flujo másico de los gases de combustión [ $\text{kg s}^{-1}$ ]	m: Exceso de aire para la combustión en base decimal
$C_{p,g}$ : Calor específico de los gases a presión cte. [ $\text{J kg}^{-1} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$ ]	$N_{ut}$ : Numero de unidades de transferencia de calor
$C_{p,w}$ : Calor específico del agua a presión cte. [ $\text{J kg}^{-1} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$ ]	$U_m$ : Coeficiente global de transferencia de calor [ $\text{W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ]
$C = G_g C_{p,g} \text{ [J }^{\circ}\text{C}^{-1}]$	$\epsilon$ : Efectividad
$C_{min}$ : Valor mínimo de C	$\rho_g$ : Densidad de los gases de combustión [ $\text{kg/m}^3$ ]
$C_{max}$ : Valor máximo de C	
$\dot{C}$ : Flujo másico de combustible [ $\text{kg/s}$ ]	
PCI: Poder calorífico inferior [ $\text{MJ kg}^{-1}$ ]	

## REFERENCIAS

- Bowman R., Mueller A. Y Nagle W. (1940). Mean temperature difference in design, *A.S.M.E. Trans.*, Vol 62, pág. 283-94.
- Baille M. (1983). Etude comparative de deux systemes de chauffage de serre: aerotherme et termosiphon. *Revue Horticole*, N° 234. Francia.
- Iriarte A., Rodríguez C. y Saravia L. (1997). Quemador de residuos de bajo costo para uso combinado con energía solar. *Avances en energías renovables y medio ambiente*, Vol. 1, N° 1, pág. 45-48.
- Iriarte A., Rodríguez C. y Luque V. (1998). Calentador de agua con residuos forestales para uso combinado con energía solar. *Avances en energías renovables y medio ambiente*, Vol. 2, N° 1, pág. 02.5 - 02.8.
- Rodríguez C., Iriarte A. y Luque V. (1999). Quemador de biomasa con flujo de aire indirecto para uso combinado con energía solar en el calentamiento de invernaderos. *Avances en energías renovables y medio ambiente*, Vol. 3, N° 1, pág. 02.5 - 02.8.
- Iriarte A., Lesino G. y Matias C. (2000). Acondicionamiento bioclimático de locales para propagación de plantas. *Proceeding of ISES Millennium Solar Forum 2000*, México.
- Iriarte A., Bistoni S. y Saravia L. (2000). Calefacción solar de invernaderos especiales. *Proceeding of ISES Millennium Solar Forum 2000*, México.
- Iriarte A., García V., Bistoni S., Saravia L., Matias C. y Tomalino L. (2000). Comportamiento térmico y energético de un "invernadero rústico solar". *Avances en energías renovables y medio ambiente*, Vol. 4, N° 1, pág. 02.51 - 02.56.
- Kay W. y London A. (1964). *Compact heat exchangers*, 2da. Edition, McGraw - Hill. New York. USA.
- Saravia L., Echazú R., Cadena C., Cabanilla C. y Arias A. (1992). Calentamiento solar de invernaderos en la Provincia de Salta. *Actas XV Reunión de Trabajo de ASADES*, pág. 371-377. Catamarca.
- Saravia L., Iriarte A. (1997). Greenhouse heating in the Argentinian northwest. *Renewable Energy*, Vol. 1, N° 1, pp 119 - 128. Ed. Elsevier Science Ld. Pergamon.
- Valarelli I. E Xavier J. (1993). *Projeto de uma fornalha a residuos, de fogo indireto, para secadores de produtos agrícolas. Proceeding XII Congresso brasileiro de engenharia mecânica*, pp 1089-1092, Brasil.

**ABSTRACT:** Air or water auxiliary heaters have a great importance in greenhouses heated with solar energy. Their main function is to avoid that root or leaf temperatures decrease to lethal limits when plants are in the period of root development formation. This work presents a new design of a water burner heater - with a simple assembly, low building and functioning cost (natural convection) more forest waste loading - solid fuel capacity, and a rapid thermal answer. An analysis of the thermal behavior of the burner and of the interchanger is made by means of the determination of the experimental operation line, effectiveness, Nut, difference of mean logarithmic temperature, and global efficiencies of heat transfer. It is noticeable that the average net flow given by the system was of 16 kW and a total energy of 149.7 MJ (41.6 kWh) with a global efficiency of heat transfer to water of 31.6 %.