

## **SISTEMA AUXILIAR DE CALENTAMIENTO DE AIRE UTILIZANDO BIOMASA COMO COMBUSTIBLE PARA ACONDICIONAR INVERNADEROS #**

Rodriguez C. , Iriarte A.<sup>1</sup> y Luque V.  
INENCO - Catamarca.  
Facultad de Ciencias Agrarias - UNCa  
Maestro Quiroga N° 93 - 4700 - Catamarca  
E.mail: crodriguez@pclab.unca.edu.ar

**RESUMEN:** En la climatización de invernaderos, cuando la temperatura interna es insuficiente para el desarrollo de los cultivos, debe recurrirse a sistemas auxiliares de calentamiento. Una alternativa de solución es la incorporación de aire caliente al recinto. En este trabajo se muestra el desarrollo de un sistema para calefaccionar invernaderos, constituido por dos calentadores de aire, que utilizan residuos agroforestales como combustible. Los equipos fueron construidos cumpliendo requisitos de simplicidad, bajo costo, facilidad de transporte y montaje. Se describen las principales características y se muestran los resultados de las experiencias. Se calculan eficiencias, coeficiente global y efectividad de transferencia. Las dimensiones y formas adoptadas para el diseño permitieron un funcionamiento satisfactorio en convección natural con flujo en contracorriente cruzado. Los valores promedios obtenidos fueron: flujo de calor 30,5 W, rendimiento 65 % y flujo energético 238 MJ.

**Palabras clave:** calentador de aire, biomasa, invernadero

### **INTRODUCCIÓN**

El desarrollo de los invernaderos ha permitido crear un microclima más favorable que el existente al aire libre, con lo que se consigue mejorar el rendimiento y la calidad del producto, en cualquier momento del año, a la vez que permiten alargar el ciclo de cultivo. Pero para que un emprendimiento de este tipo tenga éxito es necesario controlar la conjunción de cuatro factores ambientales o climáticos dentro del recinto: temperatura, humedad relativa, luz y CO<sub>2</sub>. El parámetro más importante es la temperatura, ya que es el factor que más influye en el desarrollo y crecimiento de las plantas. Por lo que, cuando esta desciende por debajo de las mínimas biológicas, o cuando determinadas especies, como las utilizadas en horticultura ornamental, requieren temperaturas elevadas para su desarrollo, se debe acudir a un régimen térmico artificial, lo que lleva a la necesaria instalación de sistemas de calefacción auxiliares. Entre los conocidos se pueden citar: a) los de calefacción por agua caliente y b) por aire caliente. En ambos casos, el calor cedido puede ser aportado básicamente por conducción o por convección.

En el primero se localiza la distribución del calor al nivel de los cultivos, mientras que en el segundo caso se calienta el aire ambiente del invernadero mediante generadores de aire caliente que pueden ser de combustión directa o con intercambiador. En los de combustión directa el aire a calentar pasa por el interior de la cámara de combustión y arrastra consigo gases, esto puede crear fitotoxicidad debido a los componentes azufrados, mientras que en los generadores con intercambiador de calor el flujo de aire no pasa directamente a través de la cámara de combustión, sino que se calienta en una cámara de intercambio, y los gases se eliminan a través de una chimenea.

El creciente incremento de los precios de los derivados del petróleo hicieron que muchos países volvieran a concentrar esfuerzos en el uso más intensivo de las fuentes renovables de energía, tales como la leña, los residuos agrícolas y la energía solar. Las exigencias actuales son, por lo tanto, de optimización del uso de las fuentes energéticas convencionales y, al mismo tiempo, de fomentar el uso de fuentes de energía renovables.

La utilización de leña procedente de las reservas naturales, sin tomar medidas para su racionalización, está llevando inexorablemente a la escasez del producto. Por lo cual a las alternativas de reforestación y al uso de reservas nativas de manera auto-sostenida, debe sumarse la opción de incrementar el aprovechamiento de los residuos agrícolas, tanto de la explotación de bosques como los de la actividad agropecuaria. El potencial energético de estos es elevado, por lo cual su empleo para estos fines depende de la disponibilidad de dicho insumo a un costo económicamente viable y de la adaptación de los sistemas de calentamiento de aire al tipo de residuo utilizado, o caso contrario, de la adaptación del insumo energético utilizado, a los sistemas de calentamiento existentes.

---

# Parcialmente financiado UNCa, INTA

<sup>1</sup> Investigador del CONICET

Una forma de reemplazar la leña es mediante el uso de briquetas de combustibles en polvo. Las briquetas se pueden fabricar con un aglutinante distinto del material combustible o, en caso necesario, mediante su propio poder aglutinante. Se han utilizado como aglutinantes, entre otros, la lignina, la goma de fécula de mandioca, los residuos de matadero, la brea y el alquitrán vegetal. Las briquetas de carbón están en uso hace largo tiempo y las de residuos agrícolas han incrementado su importancia debido a la crisis energética mundial.

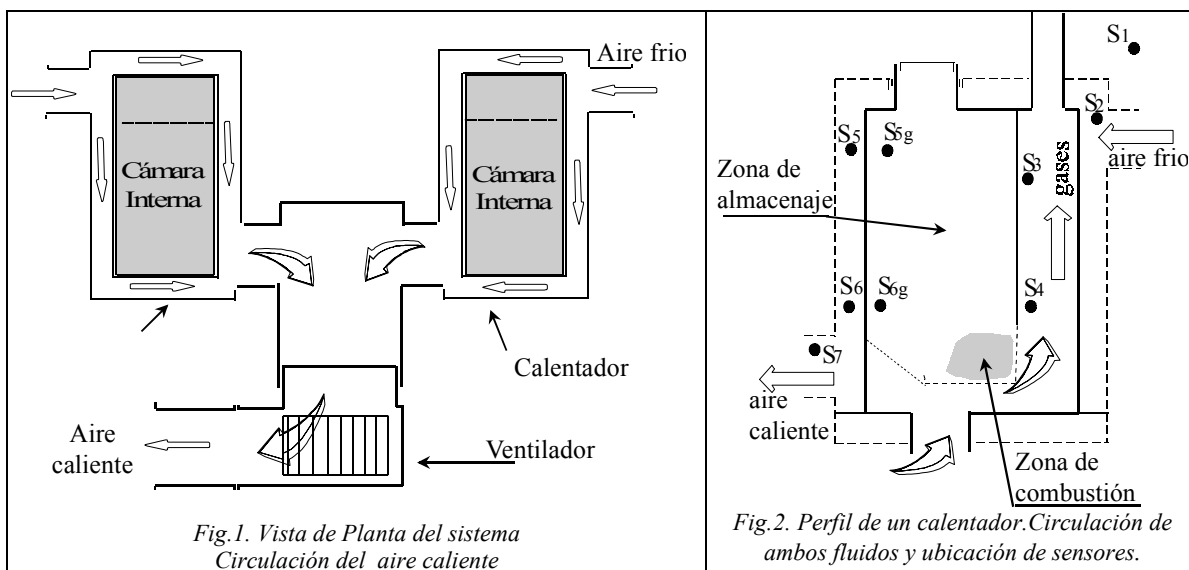
En trabajos anteriores (Iriarte *et al.* 1994, Iriarte *et al.* 1996, Iriarte *et al.* 1997, Rodríguez *et al.* 1998), se presentaron diferentes modelos de generadores de aire caliente para calefaccionar invernaderos o secaderos, todos fueron diseñados para utilizar residuos agrícolas como combustible. En el presente trabajo se describen las características de un nuevo prototipo y los resultados de los ensayos realizados sobre un equipo que fue construido respetando las pautas fijadas, de simplicidad, facilidad de transporte y montaje y además bajo costo. El mismo forma parte de un sistema para aportar calefacción auxiliar a un invernadero - secadero ubicado en el INTA Catamarca. Se determinan además las eficiencias, efectividades y coeficiente global de transferencia para evaluar su comportamiento.

## CARACTERÍSTICAS DEL DISEÑO

### Descripción general

El sistema de calentamiento (Fig.1) está constituido por dos calentadores de aire colocados uno al lado del otro, con sus conductos de salida enfrentados y acoplados a una cámara de sección circular de 0,52 m de diámetro, cerrada en un extremo mientras que en el otro va montado un ventilador de flujo axial de 2,2 KW de potencia. A la salida del ventilador un conducto de sección rectangular de 0,42 x 0,32 m completa el circuito con la distribución dentro del invernadero. Tanto los conductos como la cámara, y cubierta externa de los calentadores están construidos en chapa de acero N° 20. Mientras que para la parte interna de los mismos, se utilizó chapa de acero N°16, con el objeto de lograr una mayor durabilidad.

El equipo calentador tiene una estructura de doble pared de 0,10 m de espesor. Por la parte interna se ingresa el combustible, se produce la combustión y circulan los gases. Mientras que por el espacio comprendido entre ambas paredes circula el aire a calentar. Para incrementar la área de intercambio se soldaron aletas horizontales en todo el perímetro de la cámara interna, con una separación de 0,10 m hasta completar el total de su altura, lográndose con esto una superficie de transferencia total de 9,5 m<sup>2</sup>. Entre dos aletas sucesivas queda conformado un ducto de 0,10 x 0,10 m por el que circula el fluido calentado. La sección transversal interna es de forma rectangular de 0,78 m de largo por 0,50 m de ancho y tiene una altura total de 1,00 m. Una pared vertical intermedia divide a su mayor longitud en dos zonas con diferentes funciones. Una para almacenar el combustible y combustión del mismo (0,60 x 0,50 m), mientras que por la otra circulan los gases hacia el exterior (0,18 x 0,50m). La cubierta externa supera en 0,20 m las dimensiones internas (0,98 x 0,70 x 1,20 m).



### Funcionamiento

La carga se introduce por una abertura de 0,25 x 0,20 m con cierre hermético realizada en la parte superior de la zona de almacenaje, la que tiene una parrilla para recibir el material combustible. La combustión se produce en la parte inferior de este mismo recinto.

El aire es un elemento determinante en la calefacción mediante la quema de biomasa por lo que se hace necesario hacer una distinción entre el aire necesario para la combustión y el aire que circula tomando contacto con las superficies calientes del sistema, que es el aire que se inyecta al ambiente a calefaccionar. Si se quiere evitar la contaminación de este ambiente, los dos circuitos evidentemente deben estar completamente separados.

*El aire primario:* penetra por una abertura realizada en parte inferior del calentador (Fig. 2) y alimenta la base de las llamas, dando como producto una mezcla de gases de combustión, los que circulan, por movimiento convectivo natural, a través de una sección del equipo y descargan al exterior por la chimenea. Mediante registros se puede regular tanto el caudal en la entrada como en el conducto de la chimenea, a fin de acelerar o retardar la combustión. *El aire secundario:* penetra al equipo a través de un conducto dispuesto en un lado del equipo y se difunde por toda la periferia por lo tanto no se mezcla con los gases. Luego de elevar su temperatura, sale por una abertura realizada en la parte lateral inferior opuesta (Fig. 1 y Fig. 2) La circulación del mismo se realiza en contracorriente por el efecto de aspiración provocado por el ventilador ubicado a la salida. El aire caliente de cada calentador se mezcla en la cámara de sección circular, de donde es aspirado e impulsado al interior del invernadero.

Los sensores, identificados con la letra S, se ubicaron dentro de los conductos, adoptando un orden creciente en el sentido de circulación del flujo para el primero, mientras que para el segundo se colocaron dos en cada recinto de la cámara interna (Fig. 2). El sensor 1 registra a la temperatura ambiente externa, el 2 esta ubicada en el conducto de entrada al equipo y el número 7 está en el conducto de salida, los 8 y 9 se encuentran en la zona anterior y posterior al ventilador que aspira el aire caliente y lo inyecta al invernadero. En la zona intermedia se colocaron termocuplas en ambos lados de la pared interior para medir las temperaturas tanto del aire como de los gases (sensores 3, 4, 5, y 6)

### ANÁLISIS TEÓRICO

Considerando a la caja interior como un conducto aleteado mediante el cual se produce intercambio de calor entre un fluido que circula internamente a alta temperatura, y otro que circula por el exterior en contracorriente cruzado, a una temperatura inferior. (Fig. 3)

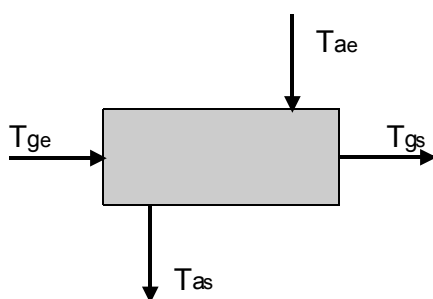


Fig.3. Esquema de circulación de flujos

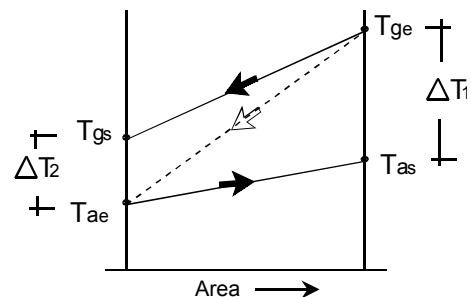


Fig.4. Esquema de niveles de temperatura

Si  $Q_g = C_g (T_{ge} - T_{gs})$  es la cantidad de calor entregada por los gases de combustión, y  $Q_a = C_a (T_{as} - T_{ae})$  la cantidad de calor ganada por el aire, donde:

$$C_g = \dot{m}_g C_{p_g} \quad \text{capacidad calorífica del gas}$$

$T_{gs}, T_{ge}$  : Temperaturas de salida y entrada de gases

$$C_a = \dot{m}_a C_{p_a} \quad \text{capacidad calorífica del aire}$$

$T_{as}, T_{ae}$  : Temperaturas de salida y entrada del aire

El flujo másico de los gases se obtiene utilizando la ecuación de Pera *et al.* 1966 como:

$$\dot{m}_g = \bar{V}_g^r \dot{C} \rho_g$$

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:

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

El exceso de aire, significa que la cantidad de aire es mayor que el que se necesita para la combustión completa y sirve para asegurar la mezcla perfecta e íntima del combustible con el comburente, debido al breve lapso en que ambos permanecen juntos. La cantidad de aire en exceso depende básicamente del tipo de combustible. Los combustibles sólidos son los que más exigen exceso de aire, esto es, del 30 al 60% más que la cantidad calculada para la combustión. Los combustibles líquidos exigen un exceso del 10 al 30% y los gaseosos, del 5 al 20%. En nuestros cálculos adoptamos un exceso de aire del 50%.

La capacidad calorífica relativa  $C_R = C_{min} / C_{max}$ , para nuestro caso queda expresada como  $C_R = C_g / C_a$  (1) porque el mínimo valor corresponde a los gases ( $C_g \ll C_a$ ).

Además, si consideramos que  $Q = U A \Delta T$  donde, para un determinado salto térmico, el área de intercambio es una medida de la transferencia. Cuando esta tiende a  $\infty$  puede suceder que el fluido frío alcance la temperatura del caliente o el caliente

llegue a la temperatura del frío (Fig.4). Como en nuestra experiencia el fluido caliente tratará de alcanzar la temperatura del frío, realizamos el cálculo de la efectividad de transferencia como la cantidad de calor transferido por el fluido caliente con relación a la cantidad de calor que podría transferir ese mismo fluido si el área de transferencia fuera infinita:

$$\varepsilon = \frac{(T_{ge} - T_{gs})}{(T_{ge} - T_{ae})} \quad (2)$$

El Numero de Unidades de Transferencia en forma general se define como:

$$NTU = \frac{q / \Delta \bar{T}_{log}}{q / \Delta T_g} \quad (3)$$

Utilizando los dos números adimensionales (1) y (2) calculados anteriormente para las condiciones del ensayo y reemplazando en (3), podemos escribir el (NTU) como:

$$NTU = \left[ \frac{1}{1 - C_R} \right] \ln \left[ \frac{1 - C_R \varepsilon}{1 - \varepsilon} \right]$$

Adoptando como hipótesis que la energía ganada por el aire esta relacionada con el salto térmico que adquiere el mismo en su paso por el equipo, y verificando en las mediciones que existe una variación lineal entre esta energía y la diferencia de temperaturas entre el fluido caliente y el frío, se determina también el coeficiente global de transferencia, a partir de la expresión siguiente:

$$q = U_{gt} A \Delta \bar{T}_{log} = \dot{m}_a C_{pa} (T_{as} - T_{ae}) \quad \text{de donde:} \quad U_{gt} = \dot{m}_a C_{pa} \frac{(T_{as} - T_{ae})}{A \Delta \bar{T}_{log}}$$

con la media logarítmica de las temperaturas calculada como:  $\Delta \bar{T}_{log} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln[\Delta T_1 / \Delta T_2]}$

## RESULTADOS EXPERIMENTALES

Los registros de velocidad de circulación del aire se realizaron con un anemómetro de hilo caliente, rango 0 - 16,0 m/s, apreciación  $\pm 0,2$  m/s. Determinándose un flujo másico para el aire secundario de  $0,695 \text{ kg s}^{-1}$ . Para medir temperaturas se utilizaron termopares de Cromel - Alumen conectadas a un termómetro digital, rango 1- 1200° C, apreciación  $\pm 5$  °C, distribuidas en la zona de circulación del aire y de los gases.

Las cantidades de biomasa combustible se midieron con una balanza digital de 0 – 0,5 Kg, apreciación  $\pm 0,0001$  Kg. Para realizar las experiencias, se utilizó residuo forestal cuyo poder calorífico previamente determinado es  $19,8 \cdot 10^6 \text{ J kg}^{-1}$ . El flujo másico de combustible se determinó en base a la cantidad de combustible introducido y el tiempo transcurrido hasta su total consumo ( $2,22 \cdot 10^{-3} \text{ kg s}^{-1}$ ).

Las fig. 5 y Fig. 6 muestran como van cambiando las temperaturas tanto del aire secundario como de gases dentro de cada equipo calentador durante el desarrollo de una experiencia, las diferentes curvas corresponden a registros de los distintos sensores.

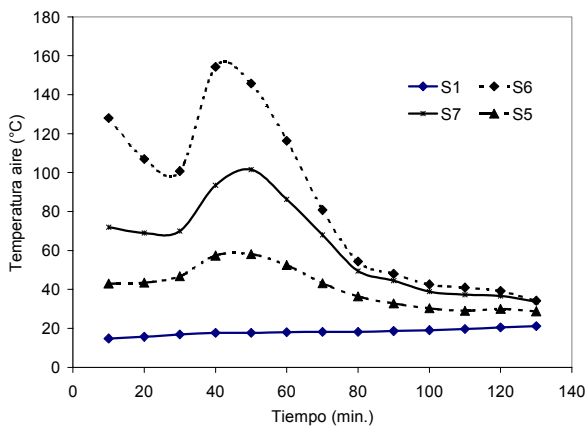


Fig. 5. Temperaturas del aire en función del tiempo.

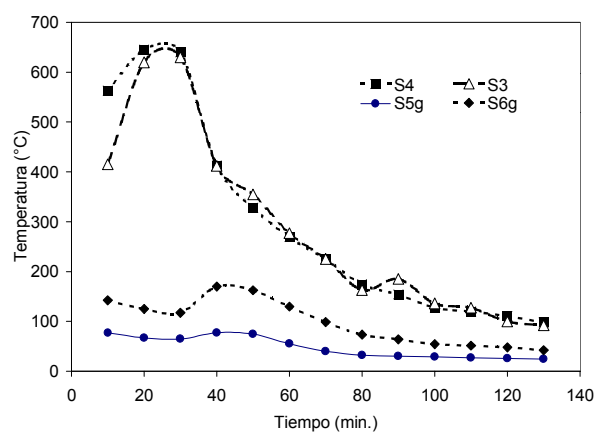


Fig. 6. Temperaturas de los gases en función del tiempo.

Para todas las experiencias realizadas se observa un desfase en el tiempo en el cual el aire y los gases alcanzan sus máximos valores, el primero está entre los 40 y 50 minutos de comenzado el ensayo, mientras que el segundo entre los 20 y 30 minutos. Durante la primera hora de funcionamiento se nota una marcada diferencia entre las temperaturas que va tomando el aire en la parte externa a la zona de combustión y la que alcanza el mismo a la salida del calentador, a partir de allí esta

diferencia se hace mínima. En este lapso de tiempo también se produce la mayor diferencia entre las temperaturas que toman los gases en el conducto de escape, antes de salir por la chimenea, y los que se encuentran próximos a la zona de combustión.

El flujo de aire también modifica su temperatura a medida que se desplaza por el interior del equipo. Esto se observa en Fig. 8, donde se representa en el eje de abscisas el desarrollo total del conducto, indicándose en el mismo, los diferentes puntos de medición en forma coincidente con la numeración dada a cada sensor de temperatura. Cada línea corresponde a un instante determinado de recolección de datos. En esta misma gráfica se muestra las temperaturas que tienen los gases en esos mismos instantes, mientras permanecen dentro de la cámara interna.

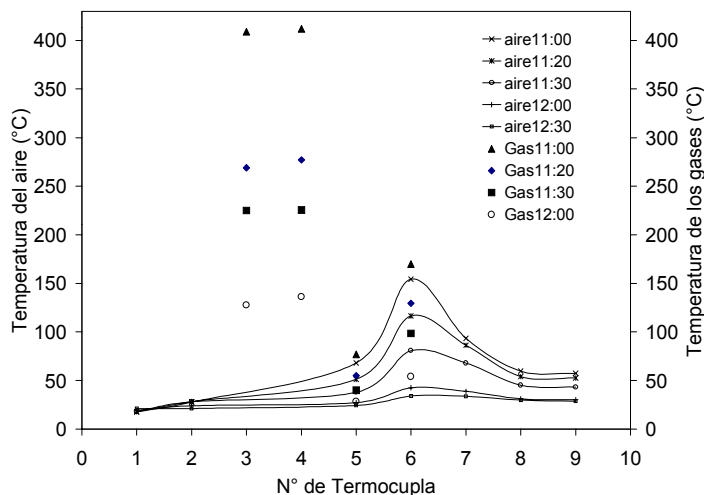


Fig. 8. Comparación entre las temperaturas del aire y gases dentro del equipo

Los valores de temperatura alcanzados por los gases en la posición 5y 6 nos permiten verificar el motivo por el cual a pesar que la cámara de almacenamiento y combustión es una sola, no se produce el encendido del combustible acumulado en la parte superior de la misma, aunque en la parte inferior se esta quemando. Los registros de la posición 6 cercana a la parrilla donde se esta produciendo la quema del combustible si bien son mayores a los del aire, no son suficiente para producir la ignición del material. En la posición 3 y 4 se muestran las temperaturas que toma el gas en la cámara por donde los gases circulan hacia el exterior antes de salir por la chimenea.

En Fig. 9 se muestran los valores instantáneos de potencia, energía desarrollada en intervalos de 10 minutos y la energía acumulada que entrega el equipo durante un ensayo. En Fig. 10 se grafican los valores promedios de eficiencia instantánea obtenidos en siete ensayos con la misma carga, como así también las efectividades en las transferencias calculadas para los mismos instantes.

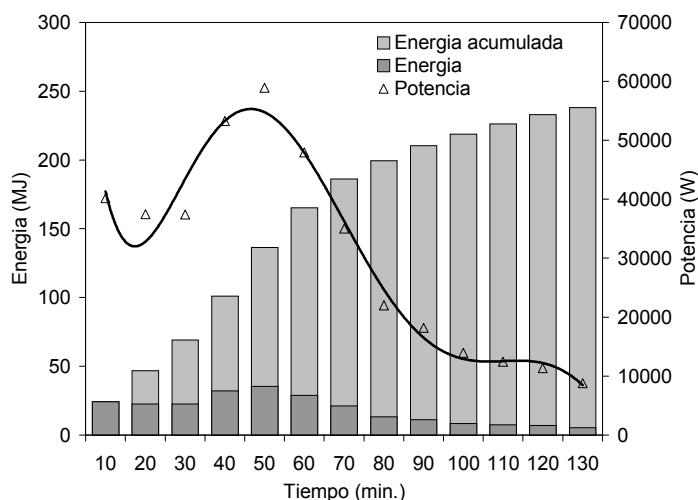


Fig. 9. Potencia, Energía y Energía Acumulada durante el tiempo de ensayo.

Tomando los valores de las efectividades calculadas para todos los ensayos y graficándolas en función de los Números de Unidades de Transferencia obtenidos se puede obtener una curva característica del equipo, es decir que para cualquier ensayo realizado en las mismas condiciones, los valores calculados estarán sobre esta curva.

Los valores medios de temperatura de los gases en cada intervalo de medición permiten calcular  $V_g^R$ , mediante el cual se obtiene el flujo másico de este fluido ( $0,014 \text{ kg s}^{-1}$ ). El valor promedio de flujo de calor obtenido fue de  $30527 \text{ J.s}^{-1}$ , lo que significa un rendimiento para el equipo de 65 % y un flujo energético de 238 MJ.

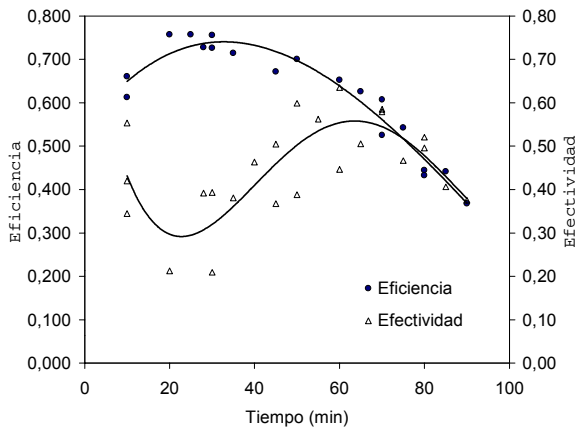


Fig. 9. Eficiencias y Efectividad en la transferencia durante el ensayo.

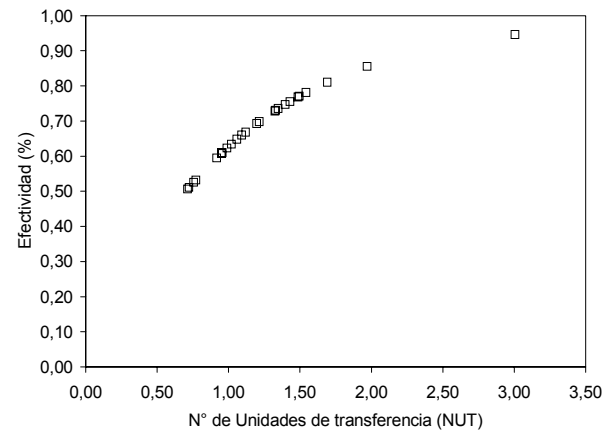


Fig. 10. Efectividad de transferencia en función de NUT.

## CONCLUSIONES

La experiencia obtenida en los diseños anteriores permitió incorporar las modificaciones necesarias en este nuevo equipo para obtener resultados satisfactorios en cuanto a los valores alcanzados tanto en el rendimiento como en su efectividad de transferencia, sin dejar de lado las premisas de practicidad, sencillez y bajo costo. El cuidado durante la construcción de los equipos permitió lograr una buena hermeticidad de la cámara de combustión, con lo que se consiguió la independencia en la circulación de los flujos de aire y de gases, con el consiguiente beneficio que el aire caliente inyectado al invernadero no evidencia arrastre de partículas o gases que puedan afectar la calidad ambiental existente.

Luego de la combustión, los gases tienen un potencial energético importante; la entrada de aire en contracorriente por la parte lateral superior externa del intercambiador permite aprovechar mejor esa energía elevando el rendimiento. Además la disposición de entrada de aire primario o de combustión y salida de gases, obliga a los mismos a desplazarse desde la cámara de almacenamiento hacia el recinto vecino, evitando de esta manera la quema rápida de todo el combustible almacenado.

## REFERENCIAS

- Bakker Arkema F.W., Brooker D.B., Hall C.W. *Comparison evaluation of crossflow and concurrentflow grain dryers* - ASAE, 1972.
- Iriarte A., García V. y Rodríguez C. *Quemador de residuos para la provisión de energía térmica al medio rural: ensayos preliminares*. XVIII Reunión de Trabajo de ASADES - 1995.
- Iriarte A., Rodríguez C. y García V. *Generador de aire caliente para el aprovechamiento de desechos agrícolas*. XIX Reunión de Trabajo de ASADES, Mar del Plata - 1996.
- Iriarte A., y Rodríguez C., *Quemador de residuos de bajo costo para uso combinado con energía solar* - ASADES - Río Cuarto. 1997.
- Foust A.S., Wenzel L.A., Clump C.W., Maus L. Andersen L.B. *Principios de Operaciones Unitarias* - CECSA - 1979.
- Rodríguez C., y Iriarte A. *Calentador auxiliar para secaderos solares utilizando residuos forestales* - ASADES - Salta. 1998.
- Valarelli I., et al. *Projeto de uma fornalha a residuos, de fogo indireto, para secadores de produtos agrícolas*- XII Congresso brasileiro de engenharia mecânica - Brasil - 1993.

**ABSTRACT:** In greenhouse air conditioning, when internal temperature is insufficient for plants development, auxiliary heating systems should be used. One alternative solutions for this is the incorporation hot air inside. This work shows the development of a system to heating greenhouses, made up of two air heaters, that uses forest wastes as fuel. Simplicity, low cost, easy transportation and assembly were taken into account to build the heaters. Its main characteristics are described and the results of experiences carried out are also referred to. Efficiency, global coefficient and effectiveness of transfer, are calculated. Dimensions and shapes selected for the designs favored a satisfactory functioning in natural convection with flow in cross counter current. Average values obtained were: heat flow  $30527 \text{ J.s}^{-1}$ , performance 65 % and energy flow 238 MJ.