



SISTEMA DE CALENTAMIENTO AUXILIAR PARA INVERNADERO – SECADERO ¹

C. Rodríguez, A. Iriarte ²
INENCO - Catamarca.
Facultad de Ciencias Agrarias - UNCa
Maestro Quiroga N° 93 - 4700 - Catamarca
E.mail : inenco @ unctcc.edu.ar

L. Saravia ²
INENCO - UNSa - Salta

RESUMEN

La atención de los requerimientos de energía térmica auxiliar tanto en los cultivos bajo cubierta como en los secaderos solares, mediante combustibles tradicionales, incide significativamente en los costos finales de los productos. El objetivo general del proyecto es aportar una solución a este problema, procediendo al estudio del comportamiento de un quemador con intercambiador de gases de combustión - aire, usando residuos agrícolas y/o forestales. En el presente trabajo se describe las características de diseño, funcionamiento y performance de un equipo para provisión de energía térmica a invernaderos o secaderos solares. Se muestran además los resultados obtenidos cuando el sistema trabaja en convección forzada, para cuatro tipos de experiencias, en las cuales manteniendo el flujo de carga de combustible se varía la cantidad de aire inyectada en la cámara de combustión.

INTRODUCCION

La utilización de invernaderos y secaderos solares ha resultado una buena estrategia para incrementar tanto la producción como el valor agregado, sin producir contaminación ambiental. Cuando la energía captada es insuficiente para mantener las temperaturas en niveles adecuados dentro del recinto, generalmente se recurre a sistemas convencionales de calefacción auxiliar. Pero en el caso de pequeños emprendimientos, los costos de los combustibles convencionales atentan contra la rentabilidad final del producto.

Con el objeto de contribuir a la solución de este problema, se han ensayado, a partir del año 1995, diferentes tipos de calentadores de aire buscando el diseño mas apropiado a la situación socioeconómica del productor local. Considerando los costos de funcionamiento, estos equipos fueron concebidos para quemar desechos agrícolas, los que pueden conseguirse fácilmente en las zonas rurales.

En el presente trabajo se muestra un diseño optimizado en cuanto a simplicidad de ejecución y operación, realizado con materiales fáciles de conseguir en el comercio local.

DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO

El equipo tiene forma prismática de 0,90 m de largo, 0,40 m de ancho y 1,20 m de alto construido en chapa de acero, con un sistema de doble pared de 0,10 m de espesor. Una placa vertical divide al recinto en dos cámaras independientes, conectadas entre si por una ventana rectangular. Una de las cámaras esta adaptada para almacenar y permitir la quema del combustible, mientras que la otra cumple la función de facilitar el intercambio de calor. La primera tiene una abertura de 0,15 x 0,15 m en la parte superior, con una tapa de cierre hermético, mientras que en la parte inferior lleva un sistema para encendido y descarga de cenizas. La cámara de intercambio tiene una única abertura en la parte superior, en la que se procedió al montaje de una chimenea de 0,15 m de diámetro. En la parte interna de la doble pared se colocaron separadores horizontales de chapa, ubicados cada 0,10 m y distribuidos en toda la altura del equipo, conformando ductos perimetrales.

Un ventilador de 100 Watt de flujo variable es el encargado de inyectar aire en la cámara de combustión, produciendo la quema del material acumulado en la parte mas baja de la misma. Los gases producidos en esta zona pasan a la cámara de intercambio a través de la ventana existente en la pared divisoria y son expulsados al exterior por la chimenea. El aire a calentar penetra a temperatura ambiente, a la zona interna de la doble pared, por un conducto ubicado en el lado lateral derecho de la cámara de intercambio. Circula en contracorriente por los ductos perimetrales hasta llegar a la parte inferior de este recinto, asciende nuevamente en forma vertical, y pasa a la zona de almacenamiento donde realiza un circuito similar al

¹ Financiado SEDECyT - UNCa

² Investigador del CONICET

anterior, para finalmente salir por una abertura ubicada en la parte lateral opuesta a la entrada. Para forzar la circulación del aire se produce la aspiración mediante un ventilador de 745 Watt colocado en el conducto de salida.

Las mediciones de temperatura se realizaron con termopares de Cromel - Alumel conectadas a un termómetro digital, rango de $1 - 1200\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, distribuidas estratégicamente en la zona de circulación del aire y de los gases de combustión. Las velocidades de circulación del aire se registraron mediante un anemómetro de hilo caliente, rango $0 - 16,0\text{ m s}^{-1} \pm 0,2\text{ m s}^{-1}$. Para control de carga de combustible se utilizó una balanza digital, rango de $0 - 5,00\text{ kg} \pm 0,01\text{ kg}$.

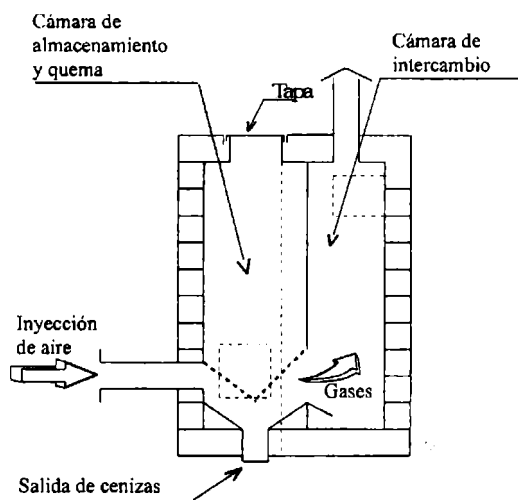


Fig. 1. Esquema del Sistema de Calefacción y circulación de gases de combustión

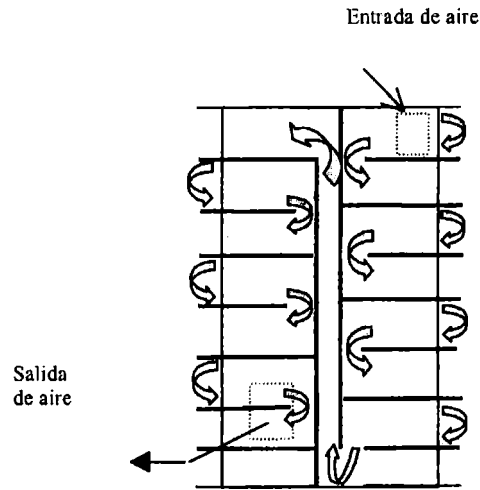


Fig. 2. Esquema de circulación del aire en fase de calentamiento

RESULTADOS EXPERIMENTALES

La verificación del comportamiento del equipo se realizó para la condición de convección forzada, inyectando aire en la cámara de combustión. En Fig. 3 se muestran los resultados obtenidos en el aire calentado cuando se varía el flujo de inyección, para cuatro diferentes ensayos. En la misma puede observarse claramente que cuando es necesario elevar la temperatura a valores comprendidos entre 60°C y 80°C es suficiente con inyectar un flujo de 26 kg h^{-1} mientras que para valores comprendidos entre 80°C y 100°C se debe incrementarlo a 64 kg h^{-1} . Por otro lado se puede apreciar que con una carga de 15 kg de residuos forestales se logra temperaturas mayores a 40°C durante un período comprendido entre los 100 y 150 minutos según sea el flujo del aire inyectado.

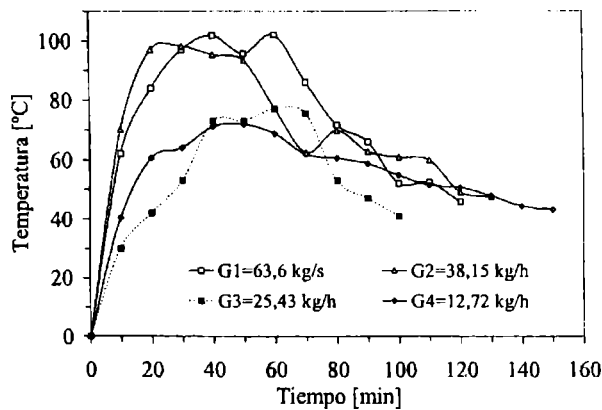


Fig. 3 Variación de la temperatura del aire en función del tiempo, para distintos flujos inyectados

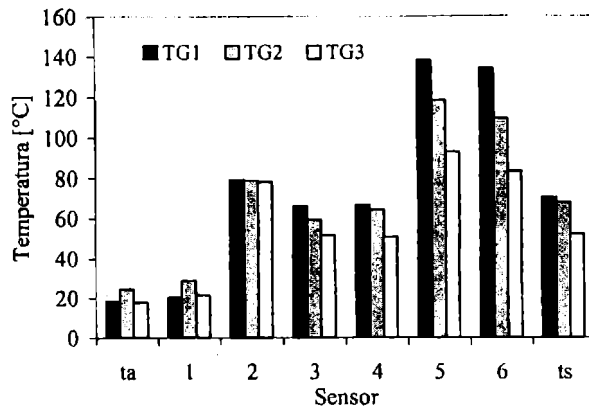


Fig. 4 Modificación de la temperatura del flujo de aire durante la circulación dentro del equipo.

En Fig. 4 se grafica la evolución de la temperatura del aire durante su recorrido perimetral por los ductos conformados en el interior de la doble pared. En el eje de abscisas se identifican los sensores ubicados dentro del ducto con una numeración creciente, tomándose como referencia la temperatura ambiente t_a (entrada de aire) y la temperatura a la salida del equipo t_s . Las barras verticales indican las temperaturas promedio registradas durante el lapso de la experiencia, en un determinado sensor. En la gráfica se muestran tres ensayos con diferentes flujos de inyección identificados con TG1, TG2 y TG3.

Los sensores 1 y 2 se encontraban a la entrada y salida de la cámara de intercambio, los sensores 3 y 4 fueron ubicados en la mitad superior de la cámara de almacenamiento y los sensores 5 y 6 estaban midiendo la temperatura del aire circulante por el lado exterior de la cámara de combustión. Si bien las temperaturas logradas son mas altas cuando se inyecta un mayor flujo en la cámara de combustión, puede notarse que las tres experiencias evidencian un similar comportamiento térmico del aire.

Primero un gran salto térmico en la cámara de intercambio, luego una pérdida de energía en la zona de almacenamiento, un segundo salto en la zona de quema de combustible, para finalmente disminuir la temperatura al salir del equipo.

Cálculo de la eficiencia y efectividad de transferencia

El flujo másico del aire, calculado de acuerdo a las dimensiones del ventilador de aspiración y velocidad del aire calentado que circula a través de este es: $\dot{m}_a = v_a S \rho_{aire} = 0,55 \text{ kg s}^{-1}$; con lo que determinamos la energía absorbida por el mismo mediante: $Q_{air} = \dot{m}_a C_{pa} (T_{as} - T_{ae})$, y teniendo en cuenta el flujo de calor entregado por el combustible:

$$Q_{leña} = \dot{C} PCI, \text{ podemos calcular la eficiencia global del sistema: } \eta = \frac{Q_{air}}{Q_{leña}}$$

Para el proceso de transferencia, de acuerdo criterio utilizado por (Pera *et al.*, 1966), se puede calcular el flujo másico de los gases de combustión considerando el flujo de aire producido por el ventilador que inyecta aire a la cámara de combustión a temperatura ambiente y el producido por la expansión volumétrica del gas a la temperatura promedio entre el valor

registrado en el interior y la salida de la cámara de combustión: $\dot{m}_g = \bar{V}_g^T \dot{C} \rho_g + G_g$; 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:

$$\bar{V}_g^r = \left(\frac{273 + \bar{t}_g}{273} \right) \left\{ \frac{0,89 PCI^*}{1000} + (m - 1) \left[\frac{1,01 PCI^*}{1000} + 0,5 \right] + 1,65 \right\}, \text{ la efectividad será } \varepsilon = \frac{\dot{m}_a C_{pa} (t_{as} - t_{ae})}{\dot{m}_g C_{pg} (t_{ge} - t_{ae})}$$

Con los datos obtenidos en las diferentes experiencias, utilizando combustible cuya capacidad calorífica determinada previamente es $19,8 \cdot 10^6 \text{ J kg}^{-1}$, introduciendo un flujo masico de 15 kg h^{-1} , se procedió al calculo del flujo de calor entregado por el aire durante la combustión Fig. 5, y la cantidad de energía ganada por el mismo Fig. 6.

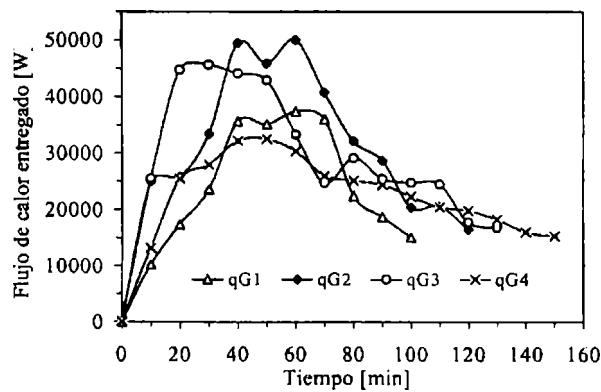


Fig. 5. Flujo de calor entregado por el aire en función del tiempo, para diferentes flujos de inyección

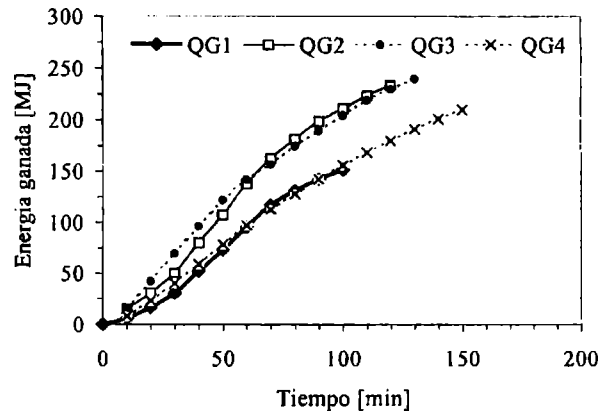


Fig. 6. Energía acumulada en función del tiempo

En Tabla 1 se muestra los valores mas representativos de los resultados obtenidos para los cuatro casos estudiados, utilizando para el cálculo los promedios de todas las mediciones realizadas para cada experiencia. Se observa que para el caso de ser utilizado como calentador auxiliar de un secadero solar con, flujos de $63,6 \text{ kg h}^{-1}$ puede obtenerse aire calentado a temperaturas superiores a los $96 \text{ }^\circ\text{C}$, con rendimientos por encima de 58% , en cambio para el caso de incorporarse a un invernadero es suficiente con inyectar $38,15 \text{ kg h}^{-1}$. Para menores flujos de inyección, aunque se consiguen valores de temperaturas significativos, el rendimiento no nos satisface.

Flujo de inyección kg/h	$t_{a,s}$	$t_{med,g}$	$t_{máx,g}$	t_{amb}	ε %	η %
G1 = 63,6	96,5	546	806	19,6	85	58
G2 = 38,15	96	544	750	22	67	54
G3 = 25,43	74,6	406,8	657	14,9	79	45
G4 = 12,72	70,6	415,8	619	18,1	66	41

Tabla 1 - Valores promedios característicos sistema

En las Fig. 8 y Fig. 9 se muestra una vista del equipo sin su cubierta exterior, y con la cubierta colocada. En la primera pueden apreciarse los separadores horizontales colocados en el interior de la doble pared para conformar los conductos perimetrales.

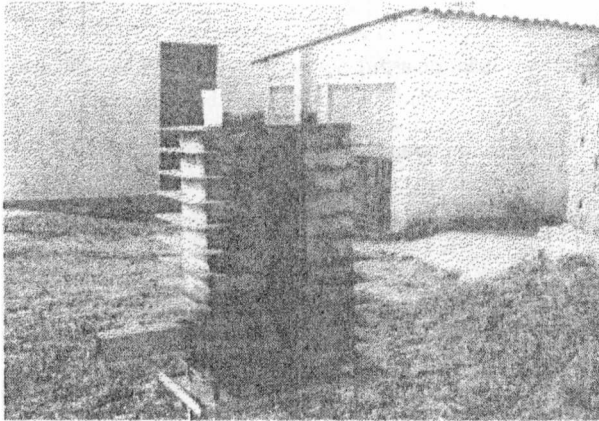


Fig. 8. Vista lateral del equipo sin cubierta externa

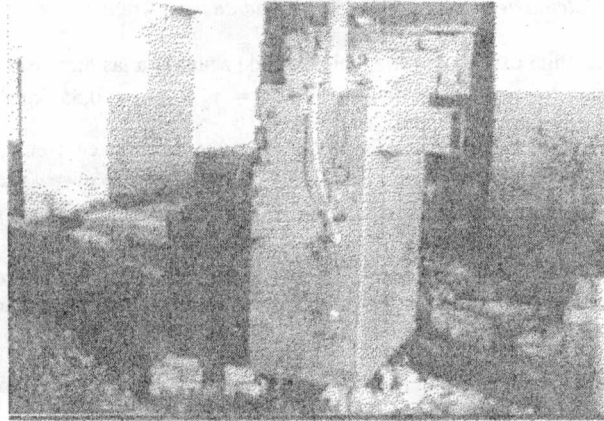


Fig. 9. Vista del equipo completo

CONCLUSIONES

El equipo si bien fue concebido para el trabajo en convección forzada, y se ha verificado un comportamiento satisfactorio durante las experiencias realizadas, se estima que con simples modificaciones puede adecuárselo para que funcione en convección natural, por lo que se está estudiando esta alternativa. Esto sin dejar de lado las premisas de diseño en cuanto a simpleza, facilidad de reproducción y operación.

Aunque para facilitar su descripción se procedió a dividir al equipo en diferentes cámaras, en realidad, si tenemos en cuenta el funcionamiento del mismo, podemos considerarlo como un recipiente prismático con una pared intermedia para contener el combustible de un lado y permitir la circulación de los gases por el otro. El que al estar encerrado por paredes dobles, por las que circula aire en su interior, le dan la característica de intercambiador en toda su superficie lateral.

El comportamiento térmico del aire calentado nos indica la conveniencia de adoptar la circulación en contracorriente obligando al mismo a pasar por la zona de mayor producción de energía, permitiéndole compensar en esta zona la pérdida que se produce por efecto de la expansión del flujo, cuando atraviesa el ventilador de aspiración - impulsión ubicado a la salida del equipo.

NOMENCLATURA

G : Flujo de aire incorporado a la combustión [kg/h]
 \dot{C} : Flujo másico del combustible [kg/h]
 PCI: Poder calorífico del combustible = $19,8 \cdot 10^6$ J/ kg
 C_{p_a} : Calor específico del aire = 1012 J/ kg °C
 $t_{g,e}$: Temperatura del gas a la entrada del intercambiador
 $t_{g,s}$: Temperatura del gas a la salida del intercambiador
 t_{amb} : Temperatura ambiente [°C]

$qG1 / qG2 / qG3$: Flujo de calor entregado por el aire [W]
 $Q1 / Q2$: Energía ganada por aire [MJ]
 C_{p_g} : Calor específico de los gases = 1340 J/ kg °C
 $t_{med,g}$: Temperatura promedio de los gases [°C]
 $t_{max,g}$: Temperatura máxima de los gases [°C]
 $t_{a,e}$: Temperatura del aire a la entrada del intercambiador
 $t_{a,s}$: Temperatura del aire a la salida del intercambiador

REFERENCIAS

- Iriarte A., Rodríguez C. y García V.- "Generador de aire caliente para el aprovechamiento de desechos agrícolas"- XIX Reunión de Trabajo de ASADES - 1996. Mar del Plata.
 Iriarte A., y Rodríguez C. - "Quemador de residuos de bajo costo para uso combinado con energía solar " - ASADES - 1997. Río Cuarto.
 Pera, H. Geradores de Vapor d'agua . São Paulo, Editora Politécnica da Universidade de São Paulo, 1966, 288p.
 Rodríguez, C. , Iriarte, A. " Calentador auxiliar para secaderos solares utilizando residuos forestales" - ASADES - 1997. Río Cuarto.
 Valarelli J., Xavier J.- "Projeto de uma fornalha a residuos, de fogo indireto, para secadores de produtos agrícolas" XII Congresso brasileiro de engenharia mecanica - Brasil - 1993.