

## DESARROLLO DE INTERCAMBIADORES AGUA-AIRE

### PARA SU USO EN SECADERO SOLAR

A.A. IRIARTE, D. LUNA, S.B. DE BIAGI

Y J.C. ZAIN EL DIN

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS AGRARIAS

UNIVERSIDAD NACIONAL DE CATAMARCA

C.C. 189 - 4700 - CATAMARCA

L. SARAVIA\*

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS EXACTAS

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SALTA

BUENOS AIRES 177 - 4400 - SALTA

### RESUMEN

En el presente trabajo se describe un sistema de intercambio de calor entre agua y aire con superficie plástica de bajo espesor. Se pretende estudiar la factibilidad de su uso como intercambiadores de calor en conexión con sistemas de colectores calentados de agua, particularmente tipo poza solar, para secado de productos agrícolas.

Se presentan los resultados experimentales obtenidos con un prototipo simple de un solo sobre, analizando las condiciones óptimas de funcionamiento, así como los coeficientes para diferentes caudales de agua y aire. Asimismo se analiza el comportamiento de un sistema de intercambio compuesto por diez sobres en una cámara de secado y se determinan los coeficientes globales de transferencia para diferentes caudales de agua.

### 1. INTRODUCCION

La utilización de colectores calentadores de agua en conexión con el secado de productos agrícolas a nivel industrial presenta algunas ventajas a considerar: su alta capacidad térmica disminuye sustancialmente los costos de transporte de energía entre los colectores, acumuladores y estufa; el almacenamiento de energía se realiza con un ahorro considerable de volumen; la mayor flexibilidad en el transporte de energía facilita la utilización del sistema de colección fuera de la época de secado, mejorando la economía del proceso al aumentar su factor de utilización. También se pueden señalar algunas desventajas entre las que es posible citar el mayor costo de los colectores y la necesidad de utilizar un intercambiador agua-aire.

La posibilidad de utilizar intercambiadores con superficies plásticas de bajo espesor y el uso de soluciones calientes provenientes de pozas solares, puede bajar considerablemente los costos y evitar que el sistema sea afectado por problemas de corrosión.

En el presente trabajo se realiza un estudio de un sistema de intercambio agua-aire de superficie plástica de bajo espesor, desarrollado teniendo en cuenta lo enunciado precedentemente. Mediante un prototipo de un solo intercambiador se han estudiado las condiciones necesarias para el mantenimiento del flujo de agua en forma de una lámina de pequeño espesor.

A continuación se describe el sistema de intercambio y los resultados experimentales obtenidos.

### 2. DESCRIPCION DEL INTERCAMBIADOR

El intercambiador consta de sobres fabricados en polietileno de 120 micrones de espesor, 0,80 m de ancho (a) y 1 m de altura (h) (Fig. N° 1).

Las paredes del sobre están a una pequeña distancia una de otra y el agua caliente circula entre ellas formando una película muy delgada, mientras el aire lo hace por fuera.

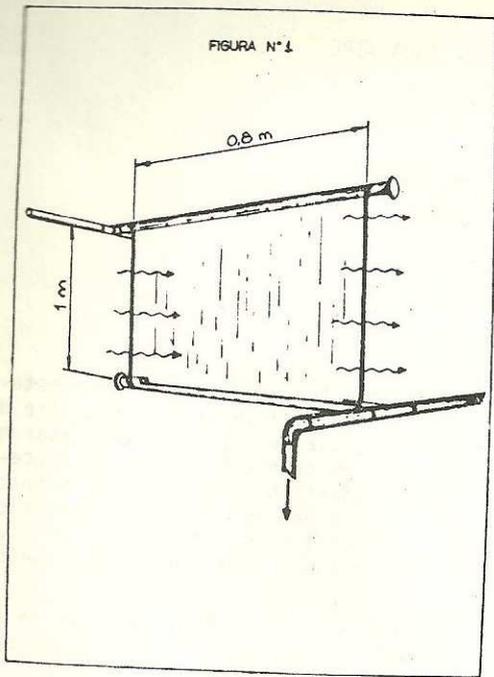
En los extremos, la bolsa tiene unas balleas de fibra de vidrio reforzada en poliéster colocadas adecuadamente, en la misma dirección de la caída del agua, que permite tensar el plástico con una varilla exterior transversal al flujo de agua con el fin de evitar la falta de homogeneidad en el espesor del sobre y eliminar las sacudidas del mismo cuando aumenta la velocidad del aire.

El agua ingresa a los sobres por la parte superior mediante un caño de distribución con pequeños orificios que aseguran una distribución uniforme del agua dentro del sobre. Luego cae por gravedad entre las paredes con un gasto  $G$  (kg/seg).

Dado que la lámina de polietileno es flexible, la presión del agua en su caída se mantiene constante e igual a la atmosférica.

En esas condiciones y de acuerdo al teorema de Bernoulli, en el descenso del agua la energía potencial se transformará enteramente en energía cinética, aumentando la velocidad ( $V$ )

\* Investigador de CNIE



algunas de las configuraciones utilizadas conjuntamente con los resultados obtenidos. La velocidad media  $\bar{V}$  se refiere al valor medio entre la entrada y salida del sobre, mientras que el espesor promedio  $\bar{e}$  es el que se calcula a partir de  $\bar{V}$  y del gasto  $G$ .

Teniendo en cuenta la posibilidad de obstrucción de los orificios, finalmente se adoptó una solución con orificios de diámetro más grande y de mayor distancia entre ellos, tales como el tipo N° 6 de la tabla II.

TABLA I

TIPO	N	$\phi$	D	G <sub>m</sub>	P	$\bar{V}$	$\bar{e}$	R
1	37	2	2	219	0,05	0,52	0,15	3,570
2	76	1	1	256	0,15	1,16	0,073	6,960
3	155	1	0,5	232	0,10	0,77	0,109	3,410
4	153	2	0,5	160	**	0,70	0,084	0,854
	86	1						
5*	69	2	1	163	-	0,76	0,078	1,461
6	76	2	1	132	-	0,81	0,058	1,740

TABLA II

G	$\Delta p$	$\bar{V}$	$\bar{e}$
132	-	0,81	0,058
222	0,02	0,83	0,096
309	0,03	0,89	0,118
505	0,10	1,06	0,173
680	0,20	1,21	0,275

\* Los orificios de  $\phi = 1$  mm y 2 mm van intercalados  
 \*\* La pérdida de carga es menor que  $0,01 \text{ kg/cm}^2$

del líquido. Si no existiera fricción entre las paredes se obtendría una velocidad  $\sqrt{2gh}$ , donde  $h$  es la altura de caída. Dado que el gasto de líquido es el mismo a toda altura; el aumento de velocidad produce una disminución del espesor ( $e$ ) del sobre; de manera que  $G/a = \rho \cdot V \cdot e$  donde  $\rho$  es la densidad del fluido. Finalmente, un caño de salida recoge el agua en el borde inferior del sobre.

### 3. ENSAYOS REALIZADOS

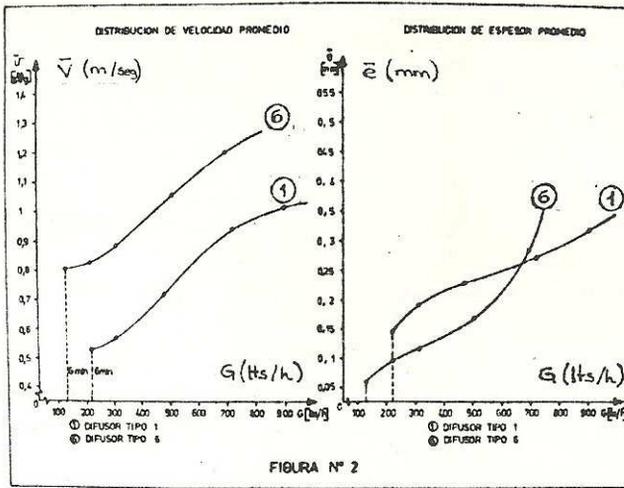
Los primeros ensayos determinaron la necesidad de adicionar al sistema de bolsas plásticas el sistema de ballenas, descrito anteriormente, que permite regular la tensión y homogenizar la lámina.

También se aprecia que el gasto  $G$  es bastante más alto que lo necesario para extraer el calor transmitido con un salto razonable de temperatura. Esto no es conveniente ya que la potencia requerida por la bomba de recirculación de agua se haría muy elevada. Por lo tanto se realizaron algunas experiencias con el fin de minimizar el gasto  $G$ .

El gasto mínimo  $G_m$  está determinado por la aparición de inestabilidades en el flujo a lo ancho del sobre. El  $G_m$  dependerá de las características geométricas del difusor, principalmente del número de orificios  $N$  y su diámetro  $\phi$ . En la tabla I se detallan

En la Fig. N°2 se muestra, para difusores tipo 1 y 6 la distribución de velocidad promedio y espesor promedio de la lámina de agua en función de los caudales de agua, respectivamente. Se aprecia que el caudal mínimo de funcionamiento del tipo 6 es un 65% menor que el tipo 1, lo mismo ocurre respecto a la pérdida de carga para igual situación de caudal.

Del análisis comparativo de velocidad y espesor promedio entre ambos tipos de difusores se advierte que para el caudal mínimo hay un aumento de velocidad en el orden de un 55% y una disminución en el espesor de un 158% para el difusor tipo 6 respecto del tipo 1. También se nota que al duplicar el caudal de entrada, la velocidad sólo aumenta en un factor 1,09 y por lo tanto su espesor aumenta en un



factor aproximadamente igual al del caudal en la zona de bajo caudal para el difusor tipo 6. Al bajar el gasto, el flujo dentro del sobre se vuelve laminar, alterando el flujo térmico hacia el exterior.

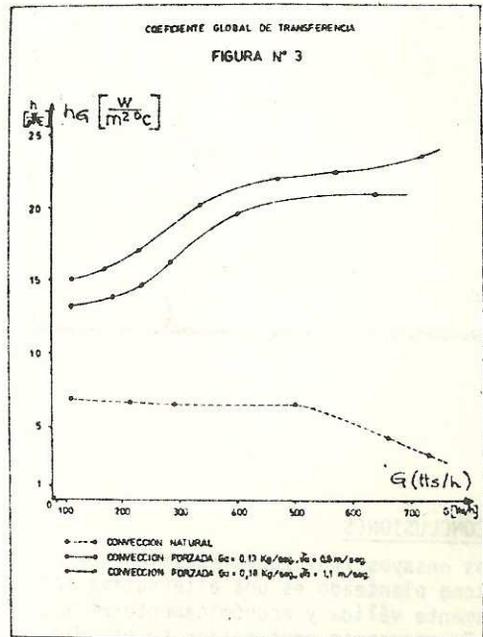
Se realizaron ensayos de medida del coeficiente global de transferencia del sobre, para distintos gastos de líquido y de aire, los que se muestran en la Fig. N°3.

Para una cierta velocidad de aire,  $V_a$ , el coeficiente de transferencia sufre una disminución perceptible al caer el gasto  $G$ . El número de Reynolds dentro de la lámina es:

$$Re = \frac{\rho V_e}{\mu} = \frac{G}{a \mu}$$

Para los gastos mínimos, el valor de  $Re$  es del orden de 2.000 lo que indica que el aumento del coeficiente de transferencia con  $G$  se debe al pasaje de régimen laminar a turbulento. Los datos disponibles en bibliografía indican que el coeficiente de transmisión del lado del agua bajará a  $50 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$  al entrar en régimen laminar. Esto da un valor del coeficiente de transferencia en el aire de  $20 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ , lo que explica el descenso observado.

Al cambiar la velocidad de aire,  $V_a$ , el coeficiente  $h_G$  cambia mucho, como es de esperar ya que el aire es quien domina la transmisión de calor al tener un coeficiente transmissivo bajo, y su dependencia con la



velocidad del fluido es alta.

En base a estos resultados y teniendo en cuenta las necesidades térmicas planteadas para el secado de un producto agrícola, se

construyó un intercambiador compuesto de 10 sobres separados entre sí 4 cm, de las mismas características del sistema ensayado (Fig. N°4). Este sistema fue colocado en una cámara de ensayo (Fig. N°5 y 6) donde se realizaron pruebas cuyos resultados son concordantes con los de ensayos anteriores (Tabla III).

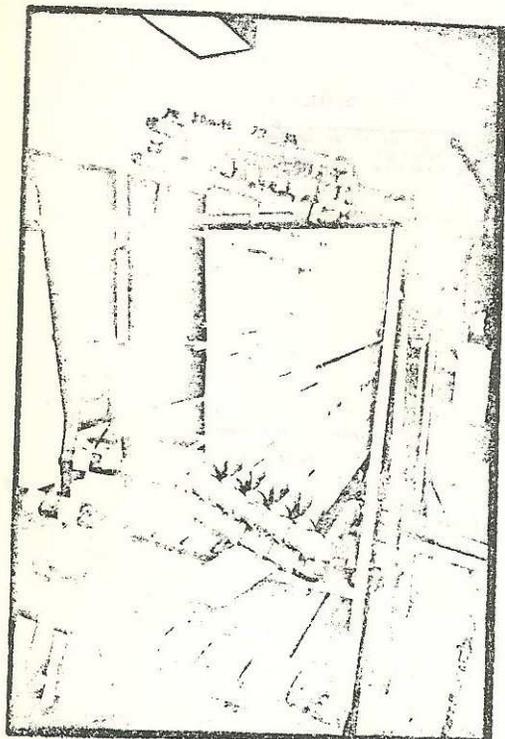


FIG. N° 4

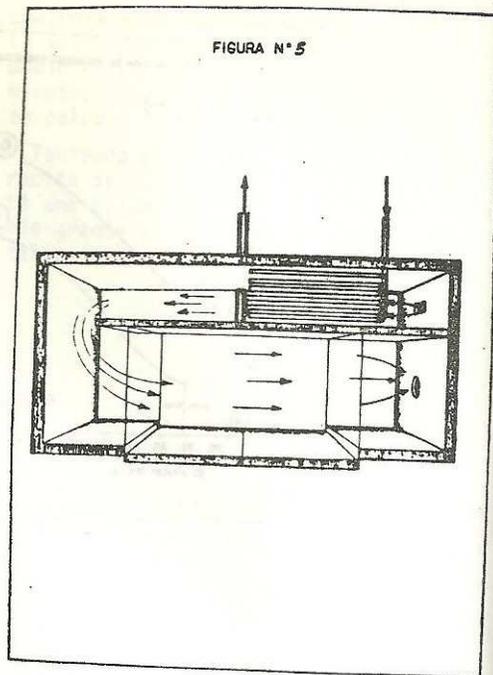


FIGURA N°5

TABLA III

G	$\Delta p$	$h_G$	$G_a$	Q
7.200	0,60	25,78	0,18	5.015,7
2.285	0,15	16,80	0,18	3.319,6
1.700	0,10	15,02	0,18	2.967,9

#### 4. CONCLUSIONES

Los ensayos realizados muestran que el sistema planteado es una alternativa técnicamente válida y económicamente atractiva. Es necesario profundizar su estudio con el fin de: a) mejorar el coeficiente global de transferencia, en especial del lado del aire mediante el aumento de su velocidad y la creación de efectos de turbulencia. La disminución del caudal de agua puede afectar ese valor en algo, pero se hace necesario con el fin de disminuir la potencia consumida en la recirculación de agua. b) mejorar la técnica de construcción de los sobres y de los difusores así como la conexión de uno con otro.

#### 5. NOMENCLATURA

- $h$  : Altura de los sobres.
- $a$  : Ancho de los sobres.
- $Q$  : Calor por unidad de tiempo entregada por el intercambiador (W).
- $G$  : Caudal de agua (lts/h).
- $G_m$  : Caudal de agua mínimo de funcionamiento (lts/h).
- $h_G$  : Coeficiente global de transferencia ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ ).
- $\phi$  : Diámetro de orificios del difusor (mm).
- $D$  : Distancia entre orificios del difusor (cm).
- $\bar{e}$  : Espesor promedio de la lámina (mm).
- $G_a$  : Flujo de aire que atraviesa el intercambiador (kg/s).

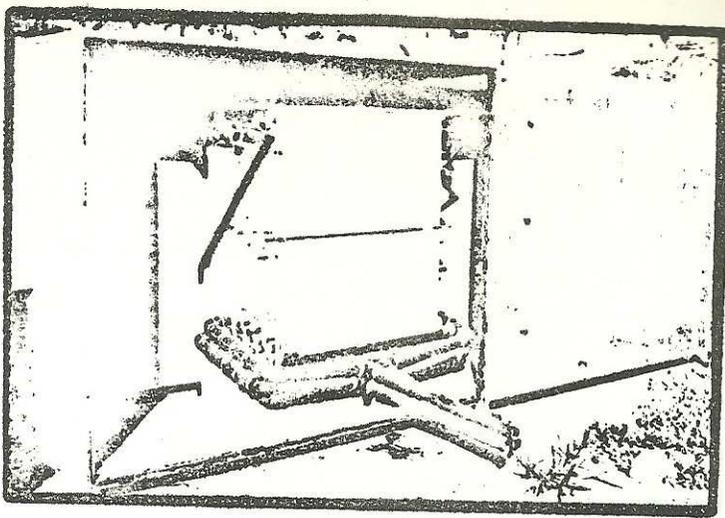


FIG. N° 6

- N : Número de orificios del difusor.  
P : Pérdida de carga (kg/cm<sup>2</sup>).  
R : Relación entre la sección de entrada del tubo y sección total de los orificios.  
 $V_a$  : Velocidad de aire sobre el intercambiador (m/s).  
 $\bar{V}$  : Velocidad promedio de la lámina (m/s).

#### 6. AGRADECIMIENTOS

Se agradece la valiosa colaboración del Grupo de Energía Solar de la Universidad Nacional de Salta, así como el apoyo prestado por el Departamento de Ciencias Agrarias, Centro de Investigaciones en Zonas Áridas y Semiáridas, Secretaría de Investigaciones de la U.N.Ca., Empresa Valentino Bernardi e Hijos y muy especialmente la valiosa colaboración del Sr. Alberto Amaya.

#### 7. BIBLIOGRAFIA

- OZISIK, N. "Transferencia de Calor" ed. McGraw Hill 1975.
- KAYS, W. LONDON, A. "Compact Heat Exchangers" ed. McGraw Hill 1964.
- JOHN, J. HABERMAN, W. "Introducción a la Mecánica de Fluidos" ed. Prentice Hall 1971.
- STREETER - WYLE "Mecánica de los fluidos" ed. McGraw Hill 1979.
- MAC ADAMS, W. "Transmisión del Calor" ed. McGraw Hill 1978.