

## CONSTRUCCION Y ENSAYO DE UN SECADERO SOLAR

### DE TABACO

Frigerio, E., Saravia, L., De Paul, I., Echazú, R.  
Departamento de Ciencias Exactas  
Universidad Nacional de Salta - 4400 Salta  
Arias, J., Fernández de Ulivarri, D.  
Instituto Nacional de Tecnología Agropecuaria

#### Resúmen:

En una reunión anterior se presentó el diseño de un sistema solar de secado de tabaco, con una superficie de colección de 300 m<sup>2</sup>, un acumulador de lecho de piedra de 80 toneladas, y una estufa de secado.

En el presente trabajo se describen los detalles relativos a la construcción del sistema y se discuten los primeros datos de funcionamiento, es decir, temperaturas y rendimientos obtenidos en el colector, distribución de temperaturas y pérdidas en el acumulador, y pérdidas de presión en las cañerías. Finalmente, se realiza un análisis de costos del sistema.

#### Introducción:

En trabajos previos se ha descripto en detalle el proceso de secado de tabaco y sus características térmicas (1), el ensayo en prototipos de pequeño tamaño de un sistema solar de secado de tabaco (2), y el diseño del secadero a escala completa (3).

El sistema está formado por tres elementos básicos según se esquematiza en la figura 1. El primero es un colector calentador de aire que en este momento tiene un área de 200 m<sup>2</sup>, siendo su área final de diseño de 275 m<sup>2</sup>. El segundo es un acumulador de cantos rodados con una masa de 60 toneladas. El tercero es una estufa para secado de tabaco con una capacidad máxima de 8000 kg de tabaco húmedo. Durante el día el colector alimenta a la estufa y al acumulador, y por la noche éste último entrega el calor guardado a la estufa. Un sistema de control automático regula las distintas funciones de acuerdo a las exigencias de la estufa y los niveles existentes de radiación.

En esta presentación se describe la construcción del sistema diseñado, se detallan los ensayos realizados con él y se analizan los costos de construcción y de la energía producida.

El sistema se ha simulado numéricamente en computadora siguiendo los lineamientos generales presentados en un trabajo previo (4).

\* Investigador de la Comisión Nacional de Investigaciones Espaciales.

Aquí se explican algunas modificaciones introducidas y se comparan los resultados que se obtienen con los medidos experimentalmente.

### CONSTRUCCION Y ENSAYO TERMICO DEL COLECTOR

El colector es del tipo de matriz porosa. Está formado por ocho unidades, cada una de las cuales está constituida por una caja de 2 m de longitud, con una sección normal de 1,2 m x 0,23 m. La matriz porosa está instalada en cuatro secciones de 5 m de longitud cada una, las que están dispuestas sucesivamente a lo largo de la caja en forma diagonal. La parte superior de la caja es transparente, permitiendo que la radiación llegue a la matriz. El aire recorre el colector a su largo, atravesando cada matriz desde su cara superior a la inferior. En los extremos, dos secciones de 2 m de longitud cada una, con forma cónica, permiten conectar la caja a las cañerías de distribución para entrada y salida de aire.

La cubierta transparente está constituida por dos capas, con una distancia de 25 mm entre ellas. La superior es de plástico reforzado con fibra de vidrio de 1 mm de espesor, 1,22 x 2,44 m<sup>2</sup> de superficie y posee una capa exterior antiultravioleta. Se utilizaron dos marcas, una extranjera y otra nacional. No se colocó aquí vidrio por la posible acción del granizo. La inferior es de vidrio de 2,8 mm de espesor colocado sobre travesaños en paños de 0,65 m x 1,12 m cada uno. El plástico ha sido sellado contra fugas de aire utilizando un burlete de poliuretano empapado en material asfáltico, el que es colocado entre el plástico y la caja, siendo apretado entre ambos mediante un marco externo.

El vidrio está ajustado por varillas pero no se aprieta, permitiendo así su ajuste ante los cambios de temperatura. La cubierta está inclinada 15° respecto a la horizontal, permitiendo evacuar el agua de lluvia y tener una buena colección de radiación en el período de noviembre a abril, durante el cual se seca el tabaco.

Se han utilizado dos diseños constructivos para la caja, habiéndose fabricado 125 m<sup>2</sup> de uno y 75 m<sup>2</sup> del otro. El primero está construido en chapa de fibrocemento en módulos de 2,44 m de longitud cada uno. Se fabricó una doble caja, dentro de la cual se colocó la fibra de vidrio que actúa de aislante.

Cada módulo está reforzado por dos largueros de chapa de hierro y está apoyado en el suelo sobre cuatro pies construidos con bloques de cemento. Los módulos están unidos entre sí con tiras de goma reforzadas, permitiendo la dilatación libre de cada uno.

El segundo está construido en chapa de aluminio, en módulos de 2,44 m de longitud cada uno. La cubierta exterior está formada por dos chapas doble cresta del tipo utilizado para techos, dando rigidez longitudinal a la caja. Las chapas se apoyan sobre dos estructuras externas de hierro que le dan rigidez transversal y le sirven de apoyo en el piso. En el interior, una chapa fina de

aluminio recubre la lana de vidrio que actúa como aislante. Los módulos están unidos rígidamente teniendo juntas de dilatación en los extremos de las cajas.

Las matrices porosas están construídas con velos de fibra de vidrio pintada de negro. Se han utilizab dos tipos de velo.

De la experiencia extraída en la construcción de los colectores y su uso hasta el presente cabe señalar:

a) La construcción en fibrocemento ha presentado algunas dificultades por: i) peso del colector que dificulta su traslado e instalación, ii) fragilidad de las chapas que produce roturas durante la instalación, iii) dificultad para asegurar la estanqueidad de la caja a las pérdidas de aire, aunque este aspecto podría mejorarse si se construye de una sola pieza. Por otro lado deben señalarse como ventajas su estabilidad ante el ataque de agentes atmosféricos y, gracias a su peso, frente al viento.

La construcción en aluminio evita los problemas mencionados pero no tiene tan buen comportamiento frente a vientos, debiéndose poner especial atención respecto a los soportes.

b) En las publicaciones se indica que las chapas de plástico amarillan cuando se colocan en zonas con temperaturas elevadas, razón por la cual sólo se ensayaron en la cubierta externa. Se ha podido apreciar el amarillamiento sobre los travesaños del soporte, que al ser oscuros se encuentran a mayor temperatura.

Estas chapas tienen una dilatación térmica alta, pudiéndose apreciar alguna deformación en días de irradiación alta, en los que no se hizo circular aire. Esto no ocurre en los colectores de fibrocemento, cuya dilatación es pequeña.

c) El pasto tiende a crecer en abundancia entre los colectores, (no debajo de ellos), aumentando los costos de mantenimiento al tener que exterminarlo periódicamente. Conviene tener en cuenta la posibilidad de tratar el suelo para evitar el problema.

d) Es necesario cuidar la estanqueidad de la aislación respecto a insectos. Esto cobra especial importancia en lo que se refiere a la vinchuca.

Con el fin de realizar los ensayos térmicos del sistema se han instalado termocuplas de cobre-constantán para medir el salto de temperatura entre la entrada y salida del colector. Ellas se han registrado, junto con otros parámetros del sistema con un registrador de 16 canales instalado provisoriamente hasta que se disponga de un "data-logger". Se ha medido la radiación total incidente sobre la superficie del colector con un solarímetro Kip y Jones colocado con una inclinación igual a la del colector. El flujo de aire se determinó en el punto medio de la cañería de retorno del aire desde el acumulador al colector. Al tener 25 m de

longitud permite disponer en el centro de una sección con velocidad muy uniforme. Ella fué determinada con un tubo Pitot y manómetro inclinado, realizándose una medida independiente con un anemómetro de resistencia caliente, que dió una medida coincidente.

Las medidas que se discuten a continuación fueron realizadas en los colectores de caja de fibrocemento, las que tienen un área de  $125 \text{ m}^2$ .

Las figuras 2 y 3 muestran el resultado de medidas correspondientes a dos días, uno de ellos soleado y el otro con nubes a la tarde. El flujo de aire, regulado por la persiana de salida del ventilador, era de  $1,6 \text{ kg/seg}$ . Las figuras muestran las temperaturas de entrada y salida, así como la radiación solar, en función del tiempo.

La medida del 3 de mayo corresponde a un día claro. El acumulador estaba algo caliente del día anterior, por lo que la temperatura de entrada asciende durante el funcionamiento para llegar a casi  $40^\circ\text{C}$  hacia el final del día. La eficiencia de colección en la forma cuasiestacionaria, alrededor de las 13 hs, es del 45%. Esta es comparada en la figura 4 con la curva de rendimiento experimental obtenida el año pasado (3) en un colector prototipo de 10 m de longitud. Nuestro colector actual puede verse como dos colectores de 10 m puestos en serie, por lo que su curva de rendimiento es distinta y se obtiene de la anterior por la aplicación de un coeficiente (5). Como se aprecia en la figura 4, la comparación es aceptable, teniendo en cuenta todos los errores que se cometen en una determinación realizada sobre un equipo industrial. El rendimiento promedio durante todo el día es del 30%.

Es de hacer notar que este punto de funcionamiento no es el de verano, donde las condiciones cambian bastante por tener mayor radiación solar y mayor temperatura ambiente. Medidas preliminares realizadas en verano, cuando aún no estaban instalados todos los instrumentos, dieron temperaturas de salida mayores de  $70^\circ\text{C}$  y eficiencias en el orden del 50-55% durante el mediodía.

Un aspecto particular a comentar es el desfase entre las curvas de radiación y temperatura, provocado por la masa interna del colector, realmente grande por estar construido en fibrocemento. Para el colector de ensayo de 10 m de longitud, la constante de tiempo del sistema fué evaluada experimentalmente en unos 40 min., valor que probablemente sea un poco mayor en este caso debido a la mayor longitud del colector.

#### CONSTRUCCION Y ENSAYO TERMICO DEL ACUMULADOR

El acumulador es del tipo de cantos rodados. La piedra fué seleccionada en base a ensayos de pérdidas por fricción, entre las que se ofrecen en el mercado por parte de compañías que obtienen el material de ríos cercanos y lo clasifican con zarandas. Se eligió una partida de piedras clasificadas con mallas entre 3 y 5 cms. Las medidas realizadas sobre muestras dieron un diámetro medio de 4 cm, con una densidad de  $2645 \text{ kg/m}^3$ .

Los aspectos constructivos se detallan a continuación. Se eligió una distribución de aire con circulación vertical, de arriba hacia abajo durante el calentamiento. El silo contenedor está fabricado con chapas galvanizadas unidas con bulones y selladas en las juntas con adhesivo del tipo de goma siliconada, para evitar las pérdidas de aire. El silo se fué llenando con piedra a medida que se agregaba cada fila de chapas. El cilindro formado por ellas trabaja en tensión soportando la presión de la piedra sin elementos de estructura adicionales. Los cálculos realizados (6), indican que una chapa de 1/2 mm de espesor es suficiente a estos fines. No es necesario tener en cuenta efectos de carga y descarga periódicos como se hace en los silos comunes, ya que se carga una sola vez en forma gradual.

Con el objeto de construir el plano inferior, a través del cual se distribuye el aire en toda el área de piedra, se fabricó una platea de cemento de 10 cm de espesor, armado con hierro. Sobre ella se instalaron postes de 45 cm. de altura, constituyendo una red de 40 cm de lado. Los postes están unidos con tirantes metálicos de sección en U, sobre los cuales se colocaron mallas de metal extendido.

El techo cónico del silo apoya directamente sobre postes enterrados en la piedra, dejando la altura necesaria para formar el plomo superior. El techo se une a las paredes mediante una junta de goma que impide las pérdidas de aire. En el tope del cono se colocó una válvula de seguridad de 50 cm de diámetro contra posibles sobrepresiones de aire en el interior del acumulador en caso de obstrucción de algún caño.

La aislación térmica del techo y pared tiene 7 cm de espesor y está colocada en el lado interno. La de la pared es apretada contra ella por la misma piedra. En el suelo se tiene una aislación de 4 cm colocada por encima de la platea de cemento, estando protegida por debajo por una emulsión asfáltica y por arriba por una capa de merla armada con metal expandido.

Con el fin de realizar el ensayo térmico del acumulador se han instalado cañerías de 1/2 pulgada de diámetro cada 30 cm a partir del nivel superior del silo, las que llegan hasta su eje central. A través de los caños se ha hecho llegar al eje termocuplas de cobre-constantán. Dado que el acumulador se encuentra en sobrepresión, el aire escapa por las cañerías, por lo que los sensores miden la temperatura del aire que carga el sistema. Para obtener la temperatura de la piedra se debe tener en cuenta el salto de temperatura en la capa convectiva, el que se determina teóricamente como:

$$T = \frac{Q}{A \cdot h}$$

donde Q es el calor entregado a las piedras por unidad de altura y tiempo, A es el área promedio de cada piedra y h el coeficiente convectivo. h se calcula mediante la expresión propuesta por Löff y Hawley (7); A se obtiene a partir del diámetro medio de las piedras, y Q está determinado por la caída de temperatura del aire

a lo largo del acumulador. La corrección es del orden del par de grados.

La figura 5 muestra el resultado obtenido en el ensayo realizado el 3/5/80. El acumulador estaba algo cargado del día anterior, por lo que la temperatura en la capa superior alcanzaba los 44°C. Como el colector comenzó a trabajar a primera hora, el aire entró a temperatura inferior, enfriando las capas superiores y calentando las inferiores.

Se ha comprobado experimentalmente, con algunas cañerías colocadas en la sección media del acumulador, que el proceso de carga es uniforme en toda el área de acumulación. Una segunda comprobación indirecta, se obtiene por evaluación de la cantidad total de temperatura constante en cada sección, y su comparación con el calor entregado por los colectores. Para el día 3/5, la energía entregada por los colectores fué de 171900 calorías mientras que la energía acumulada fué estimada en 170800 calorías.

También se midió la evolución de la temperatura a lo largo de la noche, la que se muestra en la figura 5. Se aprecia que la caída de temperatura es del orden de los 3°C entre las 17hs de un día y las 10 hs del día siguiente. La pérdida de calor es del 8% del calor acumulado, valor concordante con el que se calcula teniendo en cuenta la aislación térmica colocada. El otro aspecto a señalar, es que la estratificación del acumulador se ha mantenido, indicando que no han existido corrientes de convección dentro de la masa de piedra.

#### DESCRIPCION Y ENSAYO DEL SECADERO Y CONECCIONADO GENERAL

El secadero es de producción comercial. Está constituido por un recinto de 7 x 5 m<sup>2</sup> de área con paredes de chapa galvanizada y aislación entre chapas de lana de vidrio de 2,5 cm. El techo, con doble pendiente, tiene una construcción similar a la de las paredes. Por delante se tiene tres puertas que permiten cargar los soportes de tabaco, de 1,5 m de ancho y 0,50 m de profundidad cada uno, colocados en tres niveles. La estructura interior tienen rieles que permiten soportar los 8000 kg de la carga de tabaco. El piso es de tierra. El ventilador de recirculación, el quemador y las ventanillas regulables de entrada y salida de aire están instalados en el fondo.

Las cañerías de circulación de aire entre los tres equipos del sistema se esquematizan en la figura 1. Básicamente se tienen dos circuitos. El primero de ellos, de colección de la energía solar, une el colector con el acumulador a través de un ventilador de 7 HP. A la salida de éste se ha instalado una compuerta controlada automáticamente, la que se cierra cuando el ventilador se apaga, de manera que no haya reflujo de aire a través de los colectores cuando funciona el segundo circuito.

El segundo circuito conecta el acumulador con la estufa, a través de un segundo ventilador con su correspondiente compuerta. Durante el día, esta conexión toma el aire caliente de los colectores

desde el pleno superior del acumulador. Durante la noche, produce la circulación del aire a través del acumulador en sentido inverso al del período de carga, es decir, de abajo hacia arriba.

Las cañerías están construídas en chapa galvanizada y aisladas con lana de vidrio de 7 cm de espesor, recubiertas de aluminio y emulsión asfáltica para su protección contra agentes atmosféricos. Su diámetro es de 63 cm para el circuito de colectores y de 45 cm para el de la estufa.

Las pérdidas por fricción en cañerías, colectores y acumulador son importantes desde el punto de vista del diseño del ventilador y consumo de energía mecánica. Ellas han sido calculadas por los procedimientos habituales en el circuito de 125 m<sup>2</sup> y el resultado obtenido es comparado con las medidas realizadas en la figura 6. Estos valores fueron obtenidos con un manómetro en U de tipo inclinado.

Ante todo, es de hacer notar que las velocidades en el circuito son menores que las del diseño, con la sola excepción de los colectores, debido a que el circuito está previsto para trabajar con 275 m<sup>2</sup> de colección. Por tal razón, la pérdida en los colectores aparece como decididamente mayor que en el resto. En el sistema final ellas se mantendrán constantes, mientras que el resto se multiplicará por un factor ligeramente inferior a 4. Por tal razón las pérdidas totales en el circuito real subirán de 18 mm de agua a unos 60 mm de agua, y la potencia total consumida será de 5 HP. La relación entre energía mecánica consumida y energía térmica producida será del orden del 4%.

Es de hacer notar que la pérdida de presión por fricción medida es del orden del 30% mayor que la calculada, lo que puede deberse a imperfecciones de construcción en las cañerías y codos. Esto debe tenerse en cuenta en el diseño del ventilador.

#### DESCRIPCION DE LOS CONTROLES

Se ha incorporado al sistema un conjunto de controles que permiten su funcionamiento automático.

En primer lugar, se controla el funcionamiento del ventilador del circuito del colector. El bulbo de un termostato se ha colocado en una caja con un frente transparente orientado para recibir la radiación solar. Cuando la temperatura pasa de un cierto valor, eventualmente regulable manualmente, se acciona el comando de puesta en marcha del ventilador. A la vez, se comanda un motor de control que abre la compuerta instalada junto al ventilador. El conjunto bulbo-caja reacciona ante la radiación con una constante de tiempo del orden de los 5 minutos, permitiendo que el sistema no sobrereaccione ante cambios bruscos como el de pasaje de nubes pequeñas. Se puede regular la apertura de la compuerta del ventilador, de manera de seleccionar el flujo de aire deseado para tener la temperatura necesaria de salida.

Se ha instalado, aunque aún no se ha conectado, un segundo termostato, para poder detectar un segundo nivel de radiación. Esto

permitiría llevar la compuerta del ventilador hasta una posición de menor flujo, logrando mantener la temperatura de salida aunque baje la radiación.

El segundo circuito a controlar es el de alimentación de aire caliente al secadero. Ello también se realiza poniendo en marcha o deteniendo el ventilador de alimentación y su correspondiente compuerta. El control lo pondrá en marcha si se dan dos condiciones: 1) la temperatura del secadero se encuentra por debajo de un valor prefijado de acuerdo a la curva de secado deseada, lo que es controlado con un termostato ubicado en el secadero y regulable a medida que se avanza en el proceso de secado, 2) la temperatura del secadero debe ser menor que la del acumulador, permitiendo que el secadero pueda ser realmente calentado por el acumulador. Esta situación es detectada por un termostato diferencial.

#### ENSAYOS PRELIMINARES DE SECADO

El sistema aquí descrito, con una superficie de  $125 \text{ m}^2$  de área, fué terminado de armar hacia fines de la temporada de secado, por lo que sólo se hicieron dos ensayos preliminares en los que se contribuyó térmicamente al secado de cargas de tabaco. Esta contribución fue pequeña ya que la superficie construida en ese momento estaba lejos de la superficie planeada. Los ensayos tuvieron como fin principal poner a punto el equipo, no habiéndose realizado medidas detalladas.

#### PLAN DE TRABAJO FUTURO

Los ensayos realizados y descritos en este trabajo muestran que el equipo funciona esencialmente dentro de las previsiones de diseño. En la próxima temporada de cosecha se comenzarán a realizar los ensayos sistemáticos de secado.

Se han realizado gestiones para la ampliación de la planta a  $1000 \text{ m}^2$  de área, de manera de poder llevar a cabo los ensayos con las tres estufas a la vez. Con este fin, y a través de un convenio entre la CNIE y el Gobierno Alemán, se ha concretado la construcción de la superficie adicional y su equipo auxiliar, la que comenzará próximamente.

Por otro lado, será necesario comenzar un estudio sobre las posibilidades de transferencia de este desarrollo al medio.

#### ESTUDIO DE COSTOS

A continuación se presenta un estudio de costos preliminar para el sistema construido, sobre la base de los costos reales a Mayo de 1980 (1 U\$S = \$1850). Se estudiarán algunas alternativas con el fin de comprender las posibilidades económicas del sistema en dos circunstancias: en caso de que se decidiese su producción industrial, y ante distintas evoluciones del precio del petróleo.

El análisis se hará sobre la base de un costo solar analizado del sistema solar,  $C^a$  expresado en valores actuales. Si  $C_{st}$  es el costo total presente del equipo,  $i$  es el interés de la  $st$  inversión

y  $t$  el número de años de vida del equipo (o período de análisis), se tiene:

$$C_s^a = C_{st} \cdot \frac{i}{1 - (1 + i)^{-t}} \quad (2)$$

A este costo inicial se debe agregar el de eventuales reparaciones. Si  $C_{rk}$  es el costo de reparación realizado en  $k$  años, su costo actual sería:

$$C_k^e = \frac{C_{rk}}{(1 + i)^k} \quad (3)$$

Otro ítem a considerar es el costo de la energía eléctrica gastada en los ventiladores por año,  $C_e$ . Aquí se tendrá en cuenta un aumento anual del precio de la energía,  $j$ . Si se define el interés efectivo

$$i' = \frac{i - j}{1 + j} \quad (4)$$

se obtiene  $C_e^a$  con la expresión (3), sustituyendo  $i'$  por  $i$ . El costo anual presente total será:

$$C^a = C_s^a + C_r^a + C_e^a \quad (5)$$

Este valor se comparará con el valor anual presente del gasoil consumido  $C_f^a$ , para lo cual se debe tener en cuenta el interés de inversión y el del incremento del precio del combustible  $j'$ .

$$C_f^a = C_f \frac{i}{1 - (1 + i)^{-t}} \cdot \frac{1 - (1 + i')^{-t}}{i'} \quad (6)$$

donde  $C_f$  es el valor actual del combustible.

El costo del colector por unidad de área y el del acumulador por metro cúbico se dan en la tabla I, desglosados en sus ítems más importantes.

El costo del sistema de  $270 \text{ m}^2$  de colección se da en la tabla II. Al valor del colector y acumulador se ha agregado el de los dos ventiladores, sistema de control y cañerías de circulación de aire.

Una variable importante en el cálculo es el número de meses durante los cuales es utilizado el equipo. Por un lado influye en la cantidad de gasoil que se ahorra y por el otro en la duración del equipo, ya que se espera que los colectores sean cubiertos si no se usan por un período extenso. Como base inicial tomaremos  $t = 18$  años para cuatro meses de utilización, y 14 años para ocho meses. Se admitirán dos cambios del absorbedor del equipo (la matriz porosa de los colectores).

El primer cálculo se realizará sobre la base de  $i = 8\%$  y  $j = 5\%$ . Los resultados para  $C_a$  y  $C_f$  en función de  $m$  se dan en la figura 6. El costo de combustible se ha calculado sobre la base del rendimiento obtenido para el sistema en las medidas, la utilización plena del calor recogido, y una eficiencia del  $8\%$  en el quemador. De acuerdo a esto, se necesitaría un período de trabajo de unos cinco meses para asegurar su rentabilidad.

Sobre este resultado se deben hacer varias observaciones. En primer lugar debe considerarse que los costos detallados no corresponden a un equipo optimizado ni construido a escala con métodos industriales.

Es dable esperar en el abaratamiento del sistema si se mejoraran estos aspectos. Se han recalculado los costos sobre una base de reducción de costos iniciales, presentándose los resultados en la figura 7.

En segundo lugar, el porcentaje de incremento anual del combustible adoptado,  $5\%$ , es posiblemente moderado. El cálculo es muy sensible a este parámetro y en la figura 7 se muestra cuál es el resultado de cambiar la cifra a  $10\%$ .

Por último, y sobre la base de un costo de producción industrial, se ha calculado el número de años de trabajo para que el sistema sea rentable, sobre la base de  $j$  igual a  $5\%$  o  $10\%$ , y para distinto número de meses de trabajo. Estos valores se resumen en la figura 8 donde  $t$  y  $m$  aparecen como coordenadas y la curva indica la zona del gráfico en la que el sistema se vuelve rentable.

#### AGRADECIMIENTO

Este trabajo ha sido financiado con fondos de la Secretaría de Ciencia y Técnica de la Nación, como Plan Nacional de Energía No Convencional, y del INTA.

## REFERENCIAS

- 1.- Saravia, L.; La estufa de tabaco con calentamiento solar. Pre-estudio de factabilidad. (1976).
- 2.- Saravia, L., Fabris, A., Guerrero, S., Alanís, E.; Secado de tabaco con energía solar. Presentado en la 3a. RTES. Mendoza. (1977).
- 3.- Saravia, L., Alanís, E., Frigerio, E., Fabris, A.; Secado solar de tabaco: resultados experimentales. Presentado en la 4a. RTES. La Plata. (1978).
- 4.- Saravia, L., Frigerio, E., Pérez, J., De Paul, I., Gay, M.; Proyecto y ensayo de componentes de un secadero solar de tabaco Virginia. Presentado en la 5a. RTES. Córdoba. (1979).
- 5.- Oonk, R., Jones, D., Cole-Appel, B.; Calculation of performance of N collectors in series from test data on a single colector. Solar Energy. Vol. 23, pp. 535-536. (1979).
- 6.- Reimbert, M. y A.; Silos. Editions Eyrolles. París. (1977).
- 7.- Lof, O., Hawley, R.; Unsteady state heat transfer between air and loose solids. Industrial and Eng. Chemistry. Vol. 40, N°6, pp. 1061-1069. (1948).

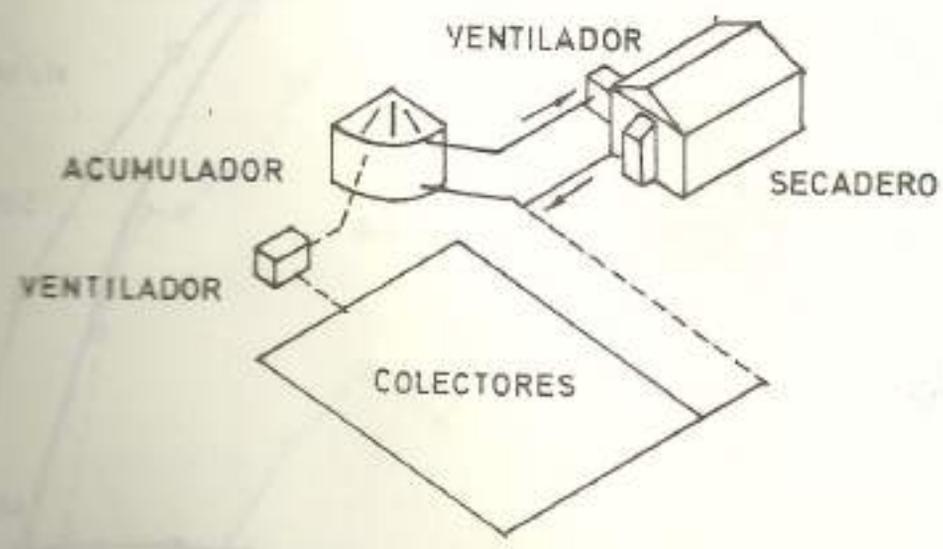
TABLA I: Costo de prototipo de colectores y acumulador desglosados en partes, a Mayo/80.

<u>Colector U\$S/m<sup>2</sup></u>	<u>81.0</u>	<u>Acumulador U\$S/m<sup>3</sup></u>	<u>103.0</u>
Base	5.7	Base	33.0
Caja	31.8	Cilindro	24.0
Sup. Transparente	21.1	Techo	12.4
Absorbedor	6.2	Piedra	6.6
Máno de Obra	16.2	Mano de Obra	27.0

TABLA II: Costo de un prototipo de sistema solar de secado con una superficie de 270 m<sup>2</sup> a Mayo/80.

<u>Sistema</u>	<u>U\$S</u>	<u>39400</u>
Colector	21800	
Acumulador	4100	
2 Ventiladores	6000	
Controles	1900	
Cañerías	5600	

CIRCULACION DE AIRE EN LA ESTUFA



CIRCULACION DE AIRE EN LOS COLECTORES

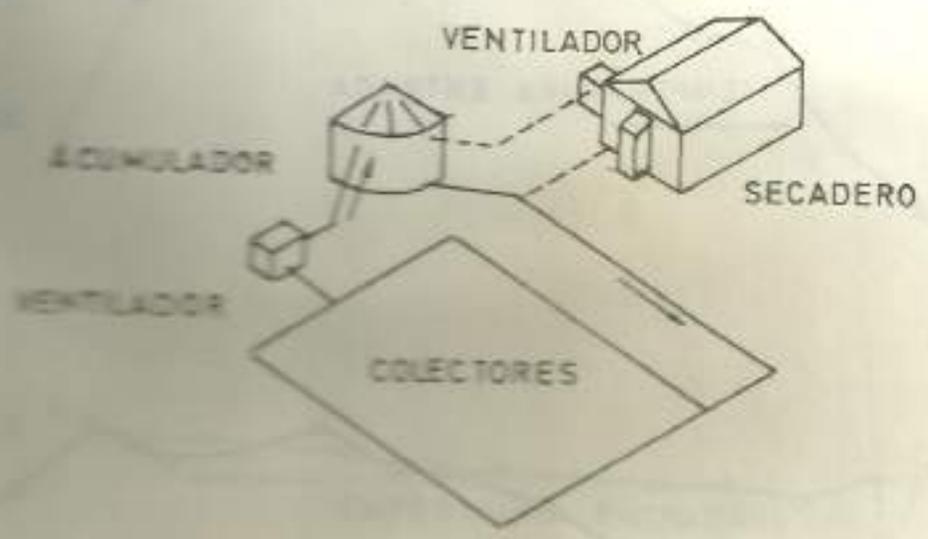


Fig. 1 - Esquema de las alternativas de circulación de aire.

Fig. 2. Ensayo del colector.

Día: 3/5/80.

RADIACION

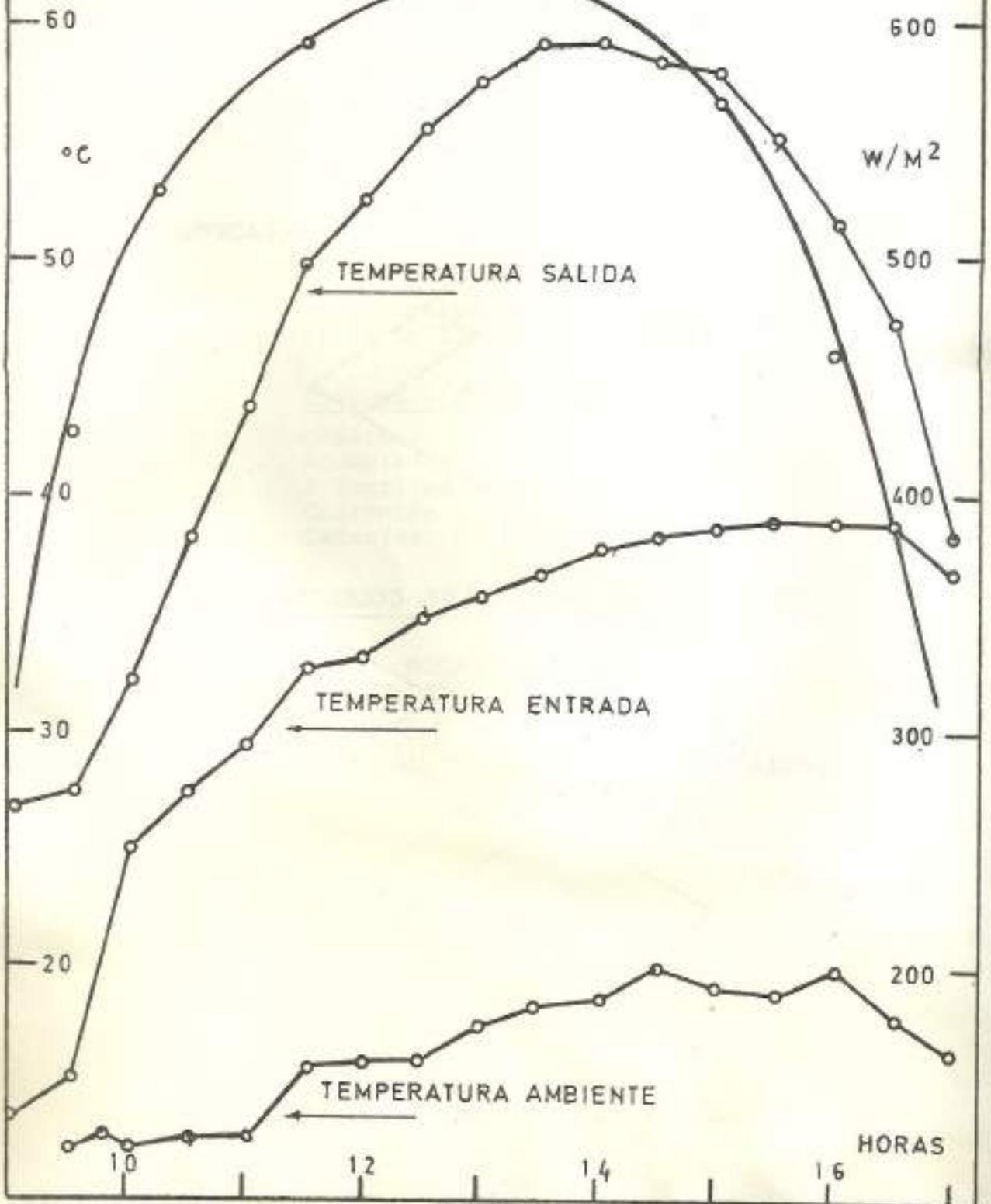
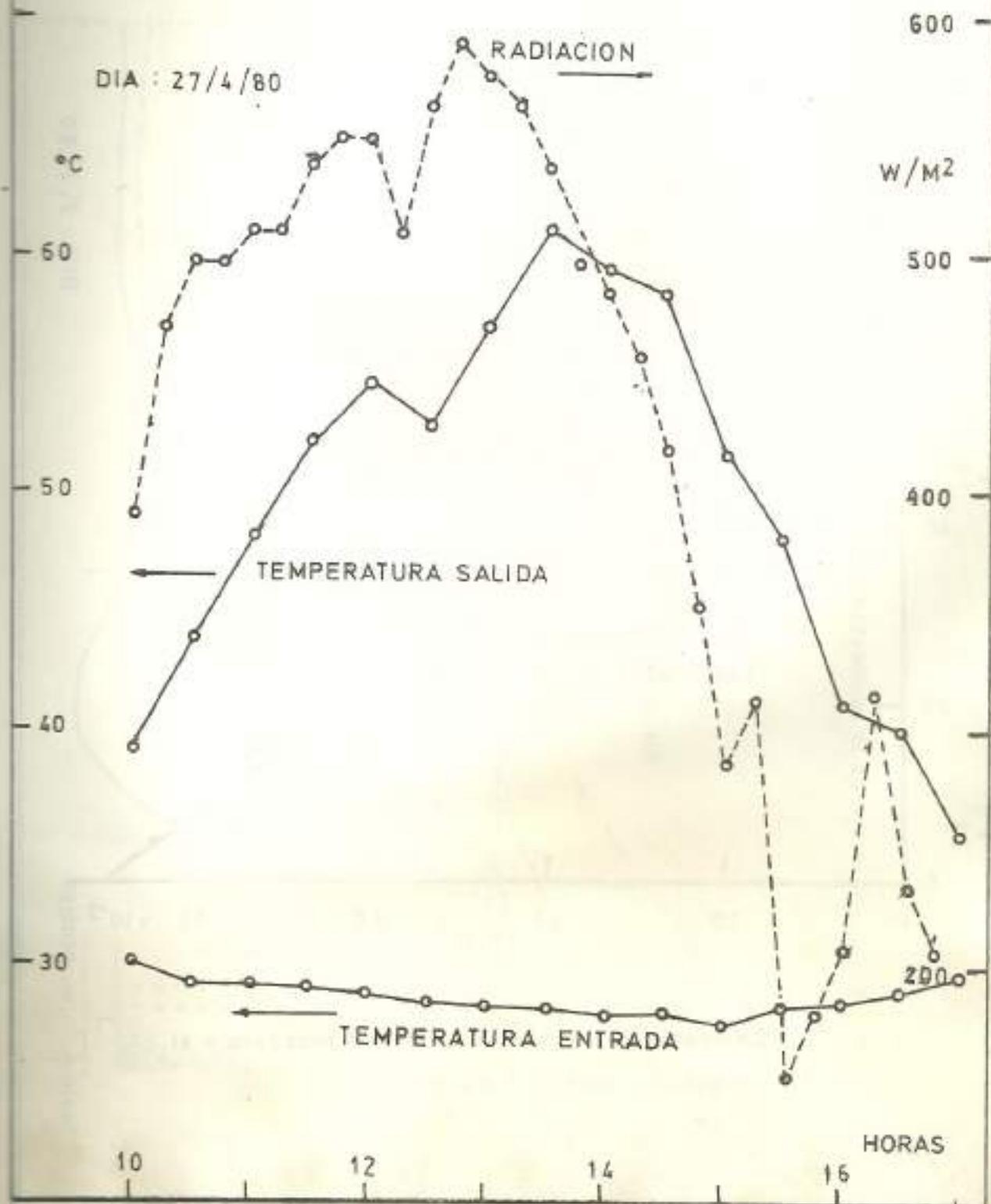


Fig. 2. - Ensayo del colector.



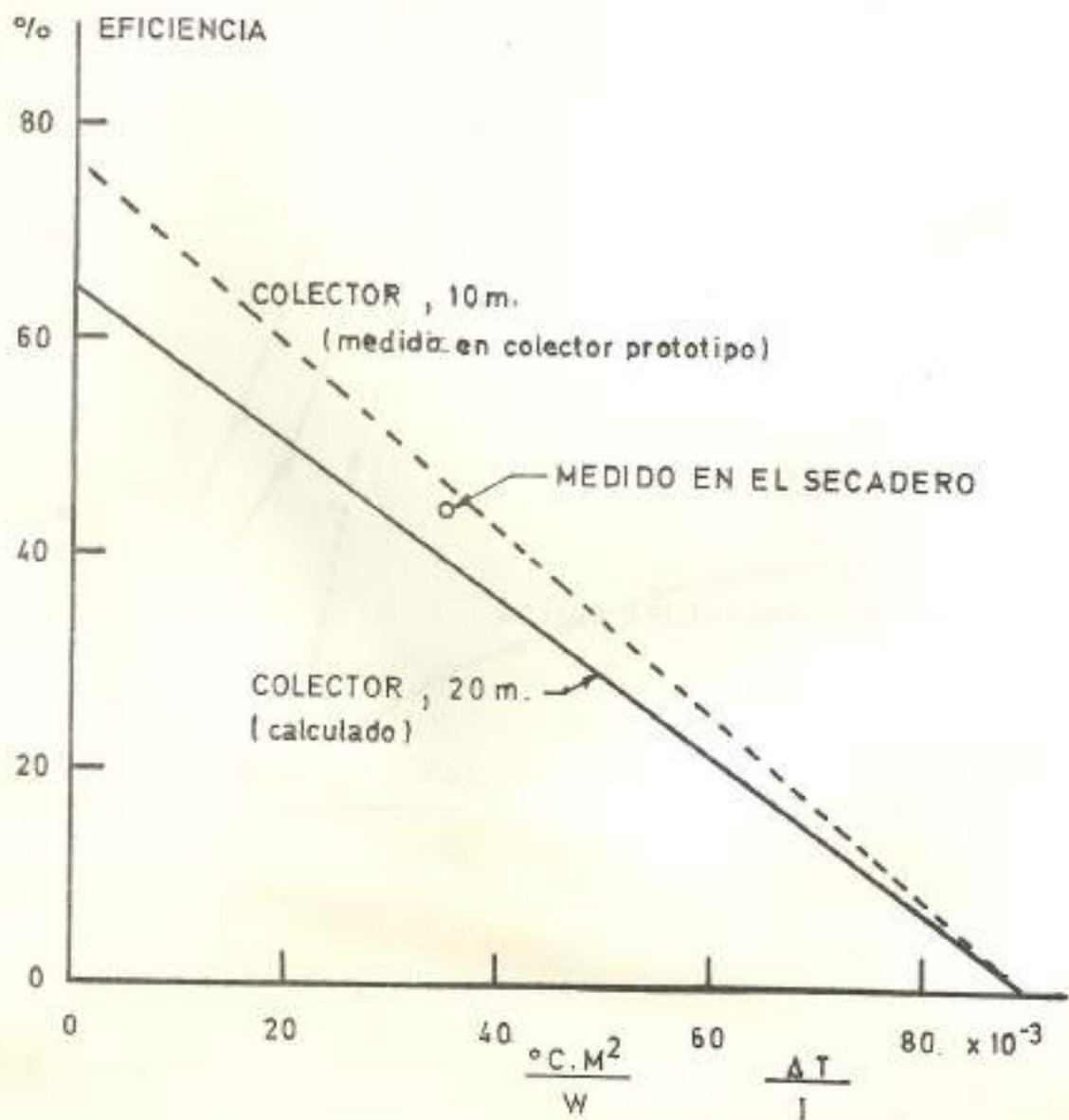


Fig. 4. Comparación entre el colector del secadero y el colector prototipo para ensayo.

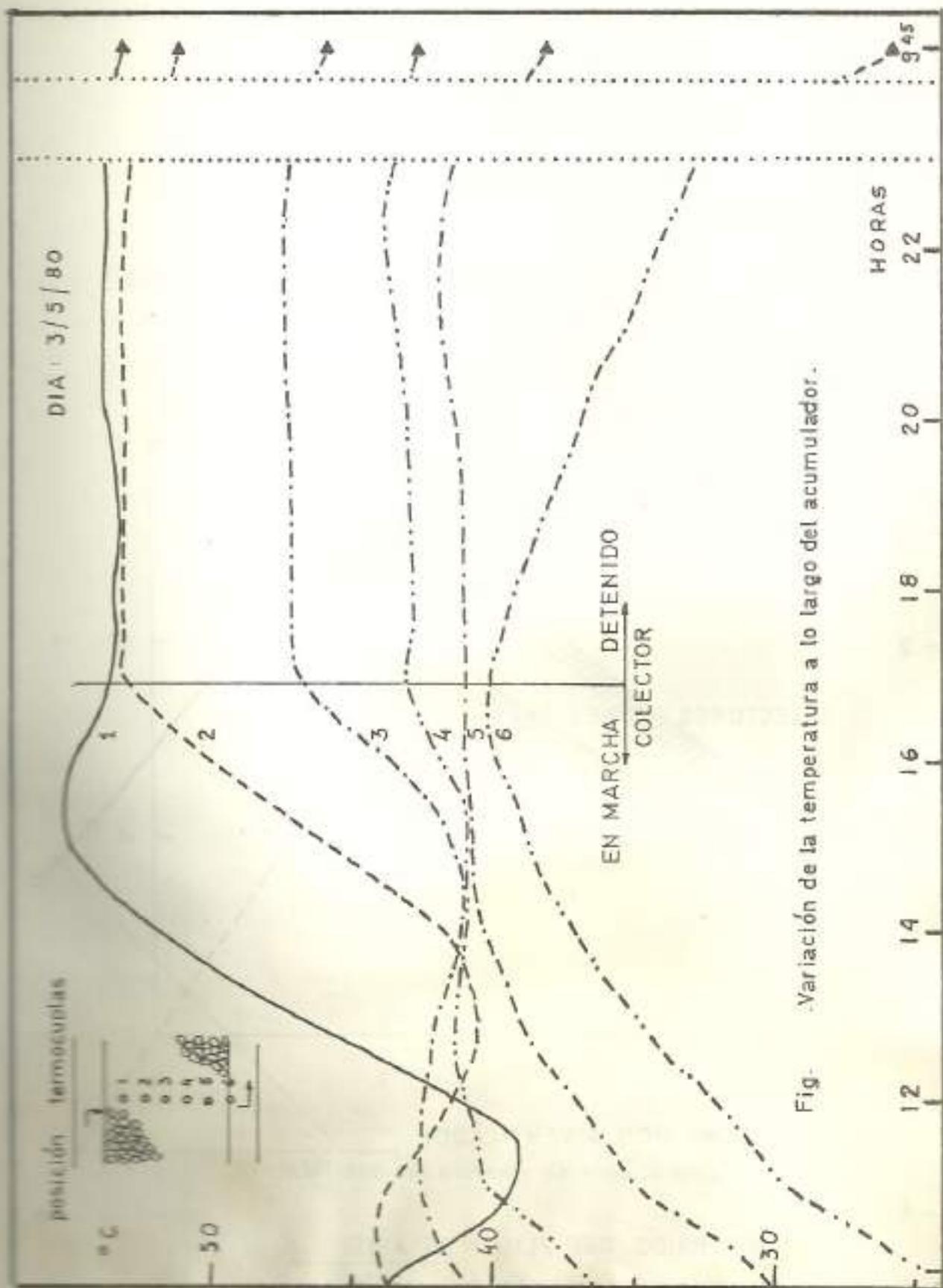
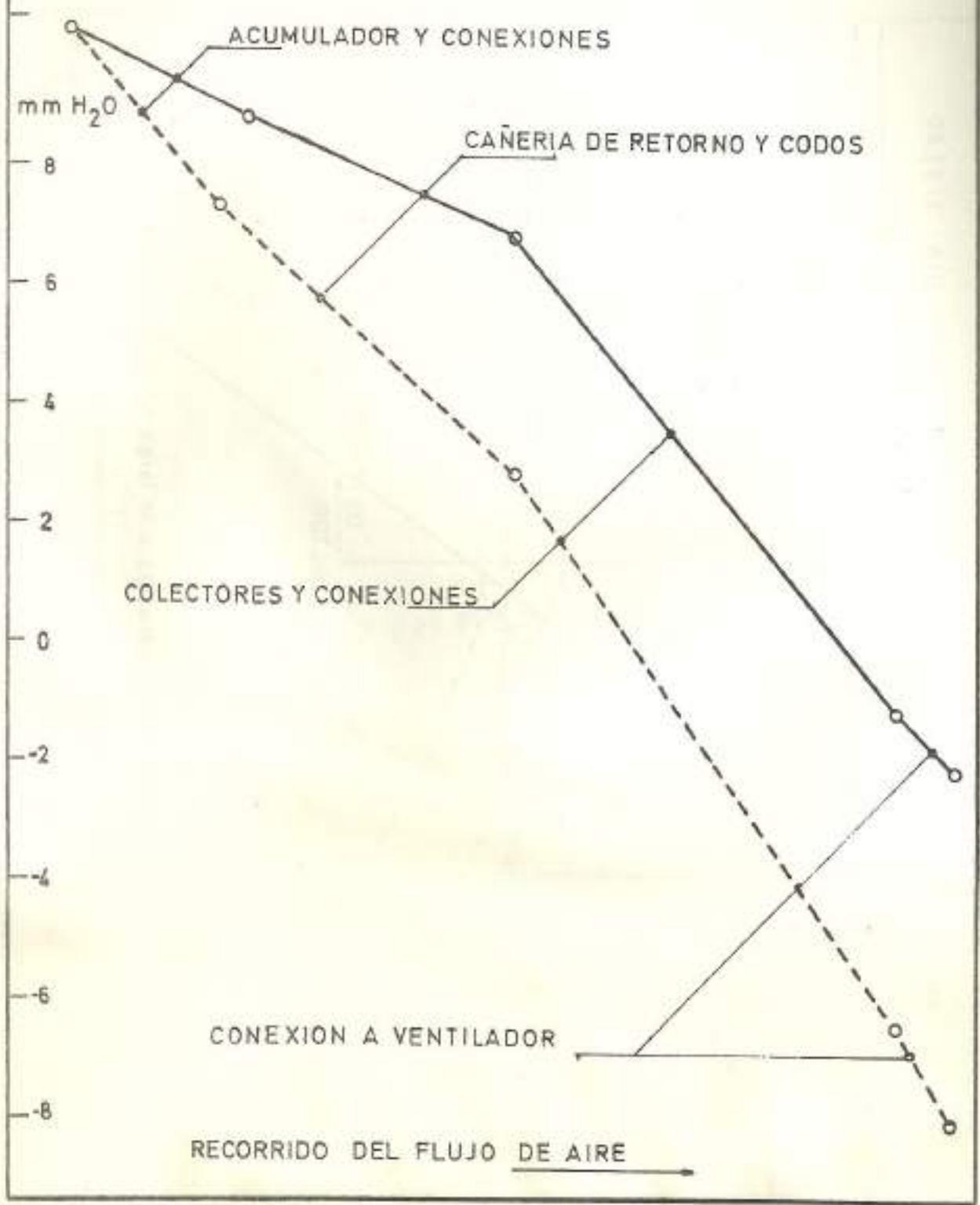


Fig. Variación de la temperatura a lo largo del acumulador.

Fig. 6 . Perdidas por fricción a lo largo del circuito del colector y acumulador .



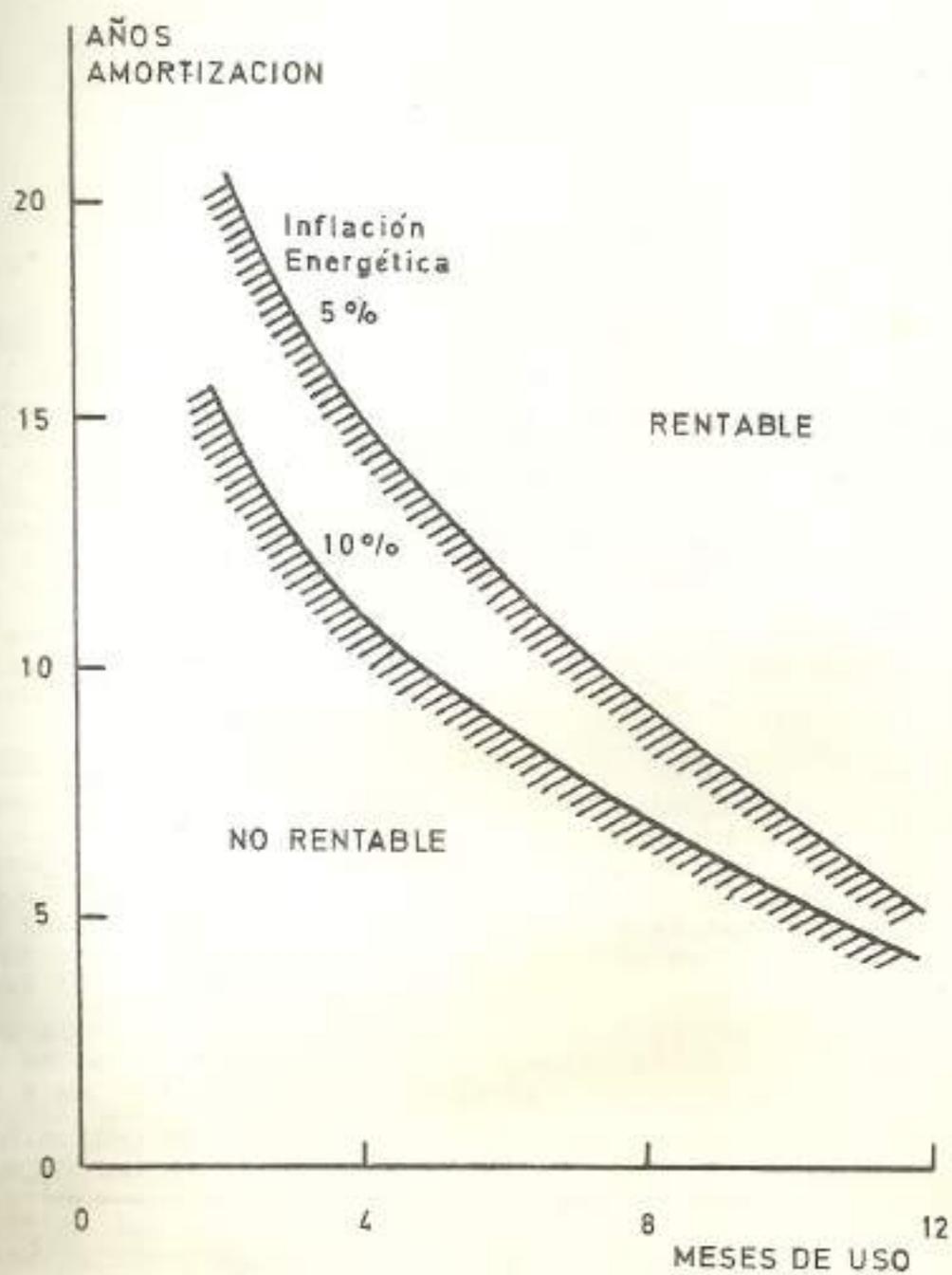


Fig. Rentabilidad del sistema de secado solar.

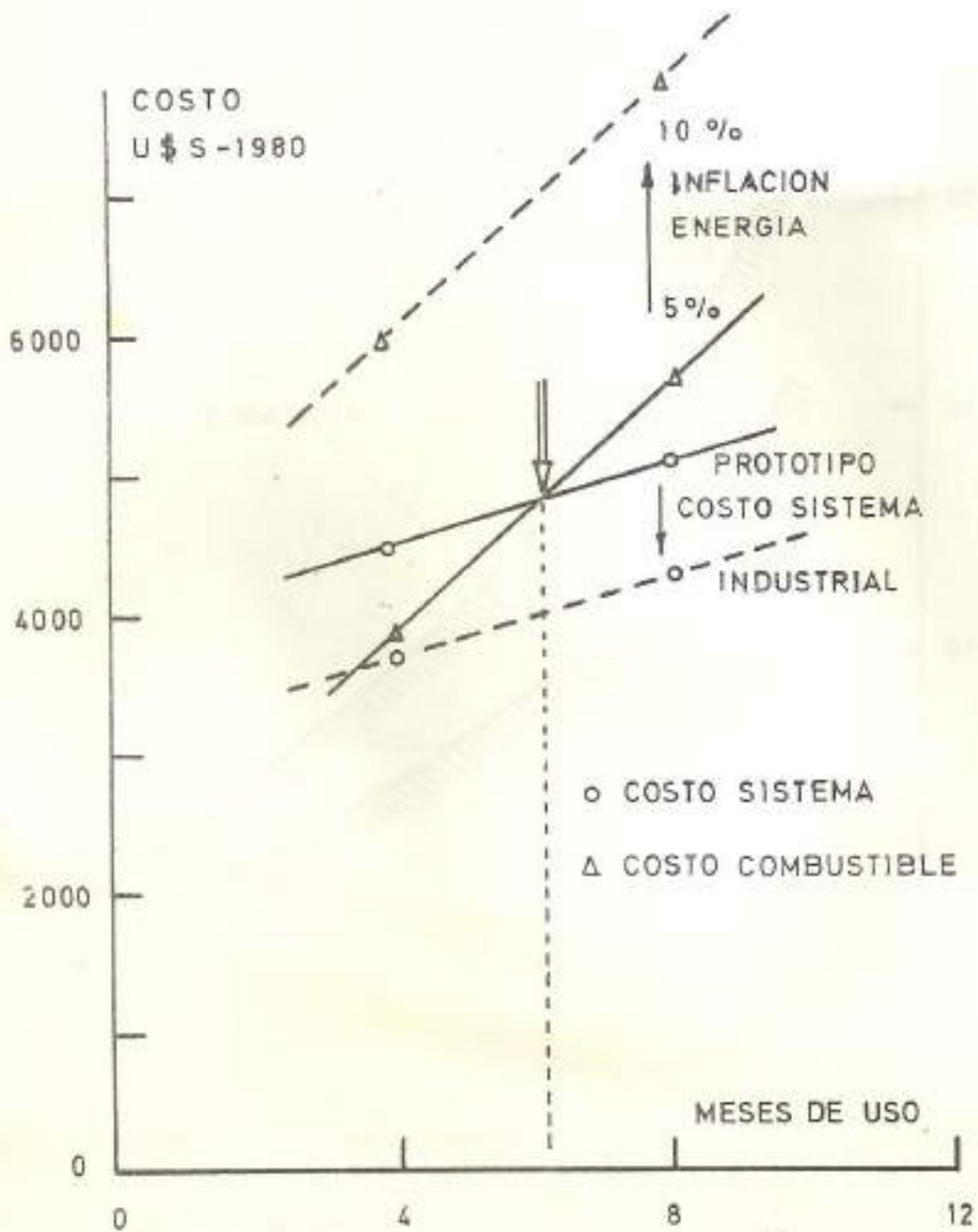


Fig. ... Costo anual presente del sistema y del combustible sustituido.