

PROYECTO Y ENSAYO DE COMPONENTES DE UN SECADERO SOLAR DE TABACO VIRGINIA

L. Saravia

Universidad Nacional de Salta

Comisión Nacional de Investigaciones Espaciales

E.Frigerio, J.Perez, I. De Paul, M.Gay *

Universidad Nacional de Salta

Departamento de Ciencias Exactas

Buenos Aires 177

4400 - Salta

J.A.Arias, D.Fernandez de Ullivarri

Instituto Nacional de Tecnología Agropecuaria

Cerrillos

4400 - Salta

Resumen

En publicaciones anteriores se discutieron el proceso de secado del tabaco tipo Virginia y el ensayo de un prototipo a pequeña escala. En este trabajo se presenta el proyecto de un secadero solar que funciona con estufas de curado en bulto con capacidad de hasta 10.000 kg. de tabaco húmedo, se discuten los resultados obtenidos en los ensayos de los colectores solares a usar en dicho sistema y se describe el estado de construcción actual del conjunto. En la etapa actual el sistema comprende una estufa de secado en bulto, colectores calentadores de aire con una superficie de 300 m² y un acumulador de piedra de 80 toneladas.

El colector es del tipo de matriz porosa y está construido con tramos de 20 m de longitud y 1,20 m de ancho.

Este trabajo ha sido financiado por el Plan Nacional de Energías no Convencionales (SECYT) y el I.N.T.A.

Abstract

The Virginia type drying process, as well as some previous small scale tests were discussed in previous publications. A project of a tobacco solar drying system which works with a 10 ton capacity bulk-curing drier is presented.

The tests performed on the solar collectors to be used are discussed.

The parts of the system to be tested during the next harvesting season are a bulk-curing drier, 300 m² of air-heating collectors, and an 80 ton pebble-bed accumulator.

Each section of the porous matrix type of collector is 20 m long and 1,20 m wide. The collector tests were performed in a section 10 m long.

This work has been financed by the Non-Conventional Energy National Plan (SECYT) and the INTA.

* Cooperante del gobierno francés.

1.- Introducción.

El proceso de secado del tabaco tipo Virginia, el balance térmico de las estufas utilizadas a tal efecto y el ensayo de un prototipo de secado solar a pequeña escala realizado con el fin de obtener datos de los parámetros físicos que definen el proceso, fueron detallados en dos trabajos previos (1, 2).

Sobre dicha base se ha diseñado un sistema solar de secado a escala completa que se describe a continuación, conjuntamente con los ensayos previos realizados sobre algunas de las componentes.

El diseño considera la utilización de estufas modernas de "secado en bulto" como cámara de secado en la que se eleva la temperatura con aire calentado en colectores apropiados. Esta decisión fue tomada en virtud del alto costo de dichas estufas y el número de ellas que ya se encuentran instaladas en el noroeste argentino. Debido a la necesidad de funcionamiento continuo del proceso, se debe agregar un acumulador de calor, que asegurará el calentamiento nocturno de la estufa. Dada la amplia disponibilidad local de piedra partida y/o cantos rodados, se decidió utilizar un acumulador con lecho de piedra.

La relación de la superficie de colección y volumen de acumulación debe realizarse sobre la base de un modelo computacional del sistema dada la complejidad de funcionamiento de cada componente así como la variabilidad de los parámetros meteorológicos (3). No obstante, puede darse una idea primaria del orden del tamaño de cada componente teniendo en cuenta algunos datos básicos.

El ensayo a pequeña escala ha mostrado que cada kilo de tabaco seco necesita unas 5500 calorías de energía térmica en el aire caliente que suministran los colectores. Este dato está convalidado por el consumo de gasoil de las estufas modernas instaladas en la región. Para una estufa que da 1000 kg de tabaco seco, la necesidad térmica en el período de 6 días de funcionamiento es de $5,5 \times 10^6$ calorías.

La disponibilidad de energía solar en la zona es de 4800 calorías por día y m^2 de colector. Si éste trabaja con una eficiencia media de 55%, se necesitarían en promedio unos 250 m^2 de colección con el fin de abastecer el 70% de las necesidades. Esta última cifra tiene en cuenta el balance económico que es necesario plantear en el uso de energía convencional o solar, debido al carácter aleatorio de la disponibilidad de esta última.

La distribución de consumo energético de la estufa no es pareja, existiendo un factor de carga de alrededor del 30%, que eleva la superficie de colección para una sola estufa a unos 350 m^2 .

Debido a problemas de suministro de tabaco, es usual trabajar en las fincas con grupos de 3 estufas, que se van cargando con tabaco en forma sucesiva cada dos días. Ello nivela la carga térmica, el factor de carga su be prácticamente a 1, necesitándose 750 m^2 de colección para el grupo. El diseño del sistema tendrá en cuenta este aspecto, aunque en una primer eta-

pa se planea construir un conjunto para una estufa, debido a problemas de financiación del ensayo.

En lo que se refiere al acumulador, cada m^3 de piedra, trabajando con un salto de temperatura de $30^\circ C$, tiene un máximo teórico de acumulación de unas 11500 calorías. No obstante, el lecho no llega a la máxima temperatura en su totalidad, existiendo una eficiencia de aprovechamiento próxima al 90%, por lo que el volumen necesario para tres estufas está en el orden de los $180 m^3$.

En las secciones siguientes se describen las componentes diseñadas y sus interconexiones así como los ensayos realizados.

2.- La estufa de secado en bulto.

La estufa para secado a utilizar en el sistema ha sido adquirida entre las disponibles comercialmente. La estufa del tipo "secado en bulto" fue descrita anteriormente (2). En la actualidad se dispone de los diseños comerciales de este tipo de estufa, los que se esquematizan en la figura 1.

En el primer diseño el aire es calentado por la llama de gasoil en forma indirecta, a través de un intercambiador. Además, éste circula a través de las hojas de abajo hacia arriba.

En el segundo diseño, la llama calienta directamente el aire, por lo que los gases de combustión circulan entre las hojas. El aire circula en el sentido inverso, de arriba hacia abajo. Al no existir el intercambiador, la pérdida de carga es menor por lo que se necesita menor potencia en el ventilador. En este segundo diseño el conjunto mecánico: ventilador y quemador, está colocado en una casilla externa al recinto de la estufa dejando más lugar para colgar hojas de tabaco.

Teniendo en cuenta la posibilidad de trabajar con un conjunto de tres estufas, se han adquirido dos construídas según el segundo diseño y una del primer diseño. El primer ensayo en el que se utilizará una estufa, se usará una fabricada según el segundo diseño, la que se modificará para permitir la circulación de parte del aire a través del colector durante el día o del acumulador cuando la radiación no es suficiente. La conexión se muestra en la Figura 2. El aire calentado por vía solar entrará en el recinto superior, mezclándose con el que recircula en el secadero y pasando por el tabaco. El ventilador del secadero produce una sobrepresión en este recinto. En la parte caliente del acumulador también existirá una pequeña sobrepresión, pero no alcanzará para asegurar la circulación de aire, por lo que se necesita un ventilador que se ajustará para que el gasto sea el correcto, un poco más de un tercio del que circula en los colectores. Este ventilador también permitirá el control de temperatura en la estufa cuando se utiliza energía solar. El termostato correspondiente actuará prendiéndolo o apagándolo.

El sistema de calentamiento por gasoil seguirá existiendo y actuará cuando la temperatura del acumulador sea inferior a la necesaria en el secadero.

El flujo de recirculación en la estufa debe asegurar una velocidad

mínima en la hoja, de manera que se tenga, siempre una buena evaporación del agua. De lo contrario, la hoja se marchará. Las velocidades recomendadas están en el orden de 0,25 m/seg, por lo que se necesita un gasto de alrededor de 8 m³/seg. La pérdida de carga en el circuito de la estufa es máxima al comienzo del ciclo, cuando la hoja no ha perdido agua, y es del orden de 3 a 4 mm de agua. A medida que el secado avanza, la hoja seca se "suelta" y el aire atraviesa la carga de tabaco con una pérdida menor.

El ciclo de secado, condiciones de temperatura y humedad, en cada etapa de secado, fue descrito en detalle en los trabajos previos (1,2).

3.- El diseño de los colectores.

El ciclo de secado impone algunas condiciones que deben ser tenidas en cuenta en el diseño de los colectores. Las más importantes son dos.

En primer lugar, el secadero entrega el aire de retorno del tabaco a temperaturas que oscilan entre los 35° y los 45°C durante la mayor parte del proceso. Este aire llegará al acumulador para su recalentamiento. Por tanto, no tendrá sentido almacenar calor a temperatura menor. Si el aire de salida del acumulador se dejase escapar al ambiente, se perdería un contenido calórico equivalente a un salto de temperatura que oscila entre los 10 y 20°C, bajando en mucho el rendimiento del sistema. La solución a este problema consiste en la recirculación del aire que sale del acumulador para que entre nuevamente a los colectores, permitiendo que el nivel de temperatura de todo el sistema esté por encima de los 40°C aproximadamente. Esto exige que los colectores estén diseñados para trabajar con eficiencia por encima de esa temperatura.

En segundo lugar, el colector tendría que entregar una temperatura que permita cumplir con la última etapa de secado, que ocurre a unos 70°C. En realidad el mayor consumo de calor tiene lugar en la segunda parte del proceso, con temperaturas que no sobrepasan los 55°C, por lo que se están planeando estudios con el fin de intentar bajar la temperatura final necesaria, lo que mejoraría sustancialmente el funcionamiento de todo el sistema.

Se ha planteado el diseño de los colectores sobre la base de utilización de un sistema con matriz porosa. Ella tiene como ventajas un buen coeficiente de intercambio radiación-aire, con costo bajo del absorbedor y un arma sencillo, sin problemas de dilatación térmica (3,4). Debido a que el aire de entrada estará parcialmente caliente se utilizará una cubierta doble.

El diseño del colector es sencillo, siendo fundamentalmente una caja aislada con doble cubierta que contiene la matriz, debiendo de ser estanca ante pequeñas presiones de aire y tener una buena protección contra los agentes atmosféricos. Deberá tenerse en cuenta la accesibilidad a toda su superficie para posibles recambios de cubiertas o matriz.

Este colector será utilizado durante un buen porcentaje del año dado que el período de secado de tabaco dura entre cuatro y cinco meses, y existe posibilidades de uso en invierno. En estas condiciones se puede apuntar hacia la utilización de un colector de costo medio y no de uno de costo bajo (por

ejemplo en plástico) como los que serían necesarios en el secado de productos con tiempo de recolección muy corto (1 a 2 meses).

Teniendo en cuenta las consideraciones anteriores, se ha elegido una geometría con colectores largos de sección rectangular, entre los que se deja distancia suficiente para inspección y que se unen en los extremos con cañerías que permiten la alimentación y recolección del aire, tal cual se esquematiza en la figura 3.

Para una unidad de colección, la relación entre el gasto de aire G (kg/seg) y su superficie S (m^2) está dado en un instante por

$$\frac{G}{S} = \frac{I \cdot \eta}{C_p \cdot \Delta T} ,$$

donde I es la radiación (W/m^2), η es la eficiencia, C_p el calor específico del aire ($J/kg \cdot ^\circ C$) y ΔT el salto de temperatura.

En condiciones usuales en Salta, este valor está en el orden de $0,018 \text{ kg/m}^2 \text{ seg}$.

Si v es la velocidad del aire en el colector, L su longitud, e su espesor y ρ la densidad del aire, se cumplirá

$$\frac{L}{e} = \frac{v}{G/S}$$

La velocidad v es un parámetro de diseño de la matriz porosa, debiendo estar por encima de los $1,5 \text{ m/seg}$ para asegurar una buena transferencia con el aire, evitar problemas con la convección natural entre la matriz y la cubierta. Con una velocidad de $1,6 \text{ m/seg}$ y un espesor de $0,23 \text{ m}$, elegido por razones constructivas, se obtiene una longitud de 22 m que ha sido la utilizada en nuestro caso.

El ancho del colector no queda determinado por condiciones térmicas o de flujo y fue seleccionado de acuerdo a los materiales disponibles, disposición del colector en el suelo y accesibilidad de las cubiertas. El valor elegido fue de $1,1$ para el vidrio expuesto ($1,24 \text{ m}$ para el total).

Existen diversas alternativas constructivas, las que se encuentran actualmente en estudio. Una de ellas fue elegida para llevar a cabo los ensayos del sistema, principalmente por disponibilidad local del material y facilidad de construcción.

Las alternativas son: 1) construcción de la caja en fibrocemento, con estructura adicional metálica; 2) construcción de la caja en fibra de vidrio reforzada (caja doble con aislante de fibra de vidrio en el centro); 3) construcción en mampostería apoyada en el suelo; 4) construcción en chapa de aluminio doblada.

La primera de ellas se detalla en la Fig. 4. Se utiliza chapa lisa de fibrocemento formando una doble capa entre las que se coloca la fibra de vidrio que actúa como aislante. Cada módulo está construido con las dimensiones de una chapa, $1,22 \times 2,44 \text{ m}^2$. Dos largueros de chapa de hierro doblada en U colaboran con la rigidez a lo largo del colector, el cual sólo se soporta en

sus extremos sobre bloques de cemento.

Cuatro transversales en chapa de hierro soportan la doble cubierta. La inferior está construida en vidrio, con rectángulos de $0,59 \times 1,09 \text{ m}^2$. La superior está hecha en fibra de vidrio reforzada y protegida contra el ultravioleta. Se utiliza una sola chapa por módulo.

La matriz porosa, fabricada con un velo de lana de vidrio pintado de negro cuyas características han sido descritas en un trabajo previo (4), está colocada en diagonal a lo largo de dos módulos, por lo que esta disposición se repite cuatro veces a lo largo de cada colector.

El aire entra y sale de cada colector por medio de módulos de forma cónica que permiten la disminución o aumento gradual de la velocidad del aire desde la cañería (15 m/seg) al colector (2 m/seg) o viceversa.

El flujo en cada colector deberá controlarse para que sea el mismo en todos. Esto no se produce naturalmente debido a la longitud de cañería que el flujo recorrerá para llegar a cada uno. La compensación individual se realiza en la entrada de cada colector, con una compuerta construida según muestra la figura 5. La disposición permite la regulación con una pérdida de carga mínima (5).

4.- Ensayo de un prototipo de unidad colectora.

Con el fin de determinar la eficiencia y posibles problemas constructivos se ha armado y ensayado una unidad de colección de tamaño real, con la única diferencia de que se instalaron 10 m en vez de los 20 m a colocar en el sistema definitivo.

El ensayo se ha realizado siguiendo en líneas generales la propuesta de la NBS (6). El esquema de la instalación se muestra en la figura 6. Las medidas de temperatura a la entrada y salida fue realizada con un elemento de seis termocuplas de cobre - Constantan instaladas en serie. Las medidas de flujo se realizan con una placa a través de la cual se produce una pérdida de carga que depende del flujo. Un calentador de hasta 12 kw de potencia permite calentar el aire de entrada, por lo que es posible realizar el ensayo a distintas temperaturas iniciales. Las pérdidas de carga a lo largo del colector fueron medidas con cañerías de toma y manómetro en U. La radiación solar se mide con un solarímetro marca Eppley tipo "black and white". La velocidad del aire es controlada mediante un anemómetro de cazoletas. Algunos de los datos preliminares obtenidos en estos ensayos se muestran en la Fig. 9.-

5.- Diseño del acumulador.

El acumulador de piedra se diseña, en lo que se refiere a sus dimensiones geométricas, de acuerdo a las normas establecidas en un trabajo previo (7).

En el aspecto constructivo, se han considerado dos alternativas.

En la primera el aire circula en dirección horizontal entre las piedras que se disponen en un cilindro de eje horizontal y sección triangular según se detalla en la figura 7. Esta sección responde al talud natural de

Las piedras, lo que permite disponerlas sin necesidad de soportes laterales, descansando su peso directamente en el piso. Sobre las piedras se coloca un techo de chapa ondulada sobre viguetas entre las cuales se coloca la aislación térmica. En los extremos se levantan paredes de bloques. El piso se cierra con una capa de plástico sobre la que se coloca una capa aislante de poliuretano expandido, que soporta la presión de la piedra.

En la segunda alternativa el aire circula en dirección vertical, de arriba a abajo durante el calentamiento. Las piedras quedan contenidas en un silo de sección circular con techo cónico según se detalla en la figura 8. Debajo del techo se tiene un pleno que uniformiza la distribución del aire a la entrada. En la parte inferior se ha tratado de que las piedras se apoyen en el piso y el aire es retirado mediante una red de ductos perforados, lo que evita el uso de una red metálica fuerte para crear un pleno inferior. La aislación térmica está colocada por fuera del silo, siendo fibra de vidrio protegida con una capa externa.

Es de indicar que el espesor de las chapas de la pared del silo es en este caso bastante inferior a la de los silos comunes, debido a que el sistema no debe soportar procesos de carga o descarga frecuente que lo someten a tensiones transitorias mucho mayores que las estáticas.

Una tercer alternativa, el acumulador enterrado, no fue considerada por problemas de humedad del terreno.

El análisis de costo no muestra ventajas muy definidas entre ambas variantes, aunque el segundo tiene menor costo.

En estas condiciones se ha adoptado por la segunda alternativa cuyo tipo de construcción ya ha sido ensayado con anterioridad a pequeña escala.

6.- Diseño del sistema.

El diseño del sistema completo, contemplando las unidades descriptas en las secciones anteriores y agregando las cañerías de interconexión, se muestra en la figura 8.

El diseño contempla la construcción a terminarse en noviembre de 1979 con los fondos disponibles hasta ese momento, estimándose que será posible instalar 300 m² de colección, un acumulador de 80 toneladas y el sistema de interconexión y control. Las unidades de colección podrán estar construidas de acuerdo a las distintas alternativas mencionadas con fines de ensayo de las técnicas de construcción, materiales y posibles problemas de funcionamiento.

El sistema comprende dos circuitos de aire, uno sobre el colector y otro sobre el secadero, que tienen en común el acumulador. Ellos se detallan también en la figura 8.

Durante el día el ventilador mayor aspira por el ducto largo desde el acumulador, fuerza el aire a través de los colectores, el que finalmente retorna al acumulador. El circuito del secadero toma con el ventilador menor de la zona caliente del acumulador, lo pasa por el secadero y lo vuelve al ducto largo. En esta forma, parte del aire de los colectores recircula por

el acumulador y otra por el secadero, ambos en paralelo.

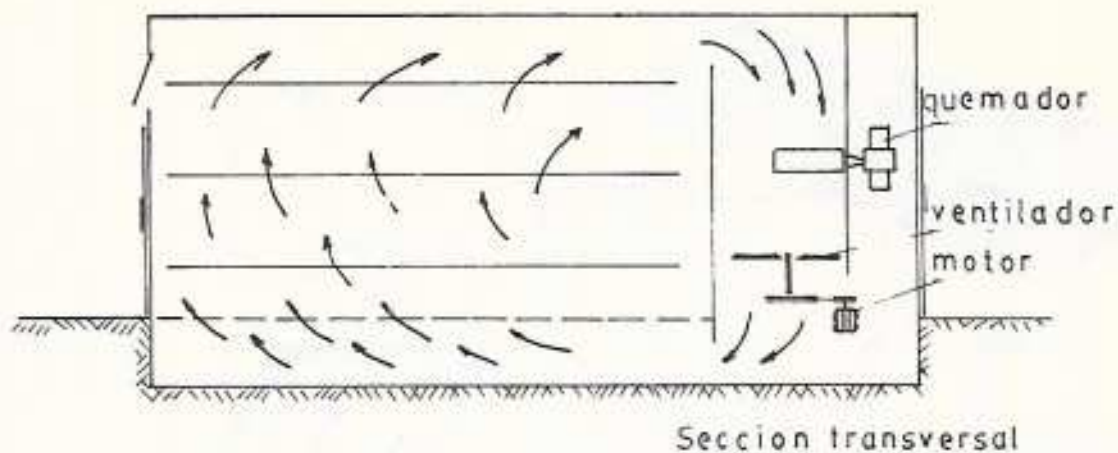
Quando la radiación baja, el ventilador mayor se apaga y una válvula corta el circuito. En el secadero, el aire que llega al ducto largo, vuelve ahora al acumulador entrando por su parte fría y calentándose allí.

El doble circuito otorga flexibilidad al sistema permitiendo un control sencillo de los flujos y dando posibilidades de conexión de más secaderos por simple instalación en paralelo sobre el mismo acumulador.

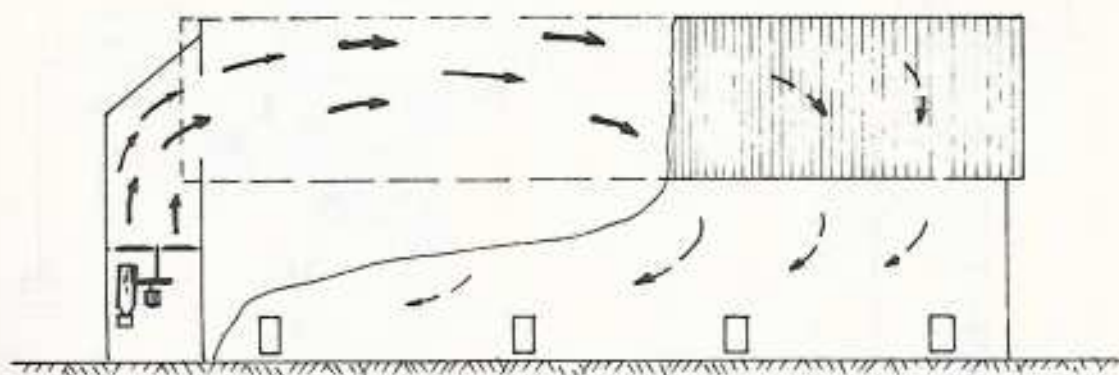
La presión estática en los circuitos es la atmosférica en la parte inferior del secadero, donde se encuentran las compuertas que permiten la entrada de aire externo. En la parte superior se tiene una sobrepresión ocasionada por la pérdida de carga en el tabaco. En el circuito del colector, el ventilador mayor aspira del ducto largo produciendo una depresión allí. Existirá una sobrepresión en la cabeza de los colectores, debida al ventilador y ella aumentará un poco a lo largo de los colectores debido a la baja de velocidad en ellos, lo que transforma la presión dinámica en estática. A la entrada del acumulador aún existirá una pequeña sobrepresión volviéndose la atmosférica a la salida de éste.

La tabla I da los valores de presión y pérdida de carga en cada parte del circuito.

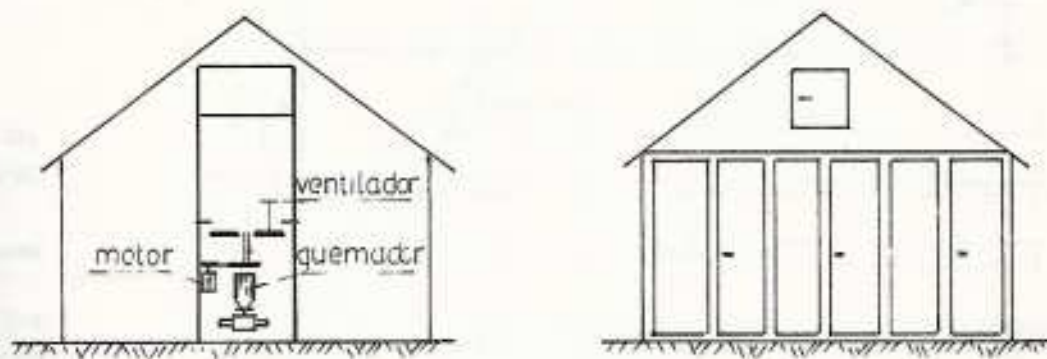
El ventilador elegido para vencer estas pérdidas tiene un gasto de kg/seg y una potencia de H.P.. El ventilador menor es de kg/seg y H.P..



DISEÑO 1



DISEÑO 2



Estufas para secado de tabaco en bulto

FIGURA 1

escala: 1/75

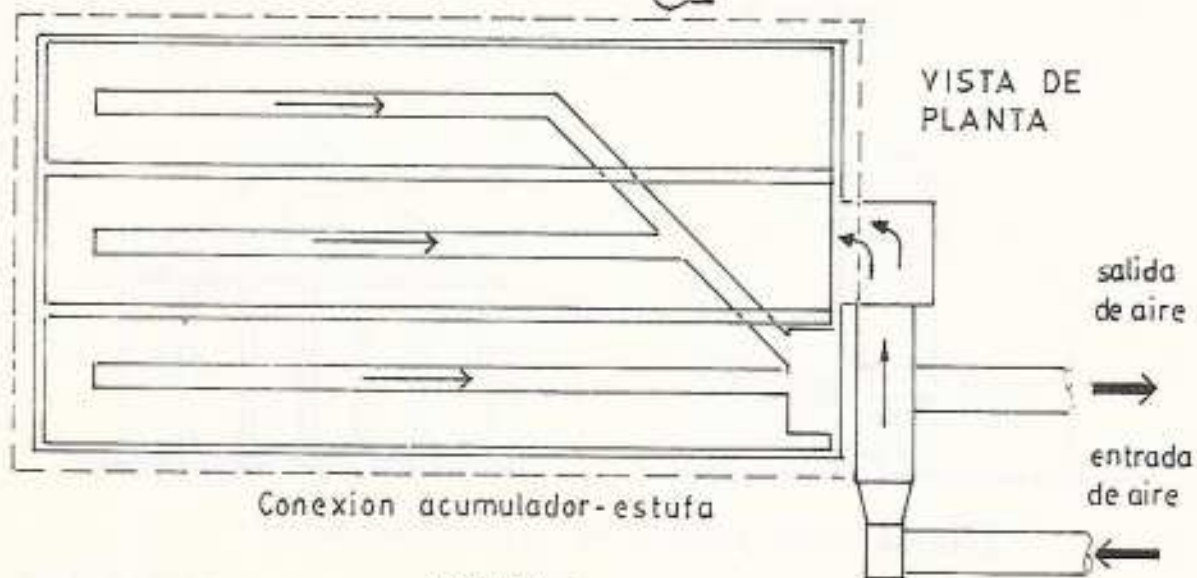
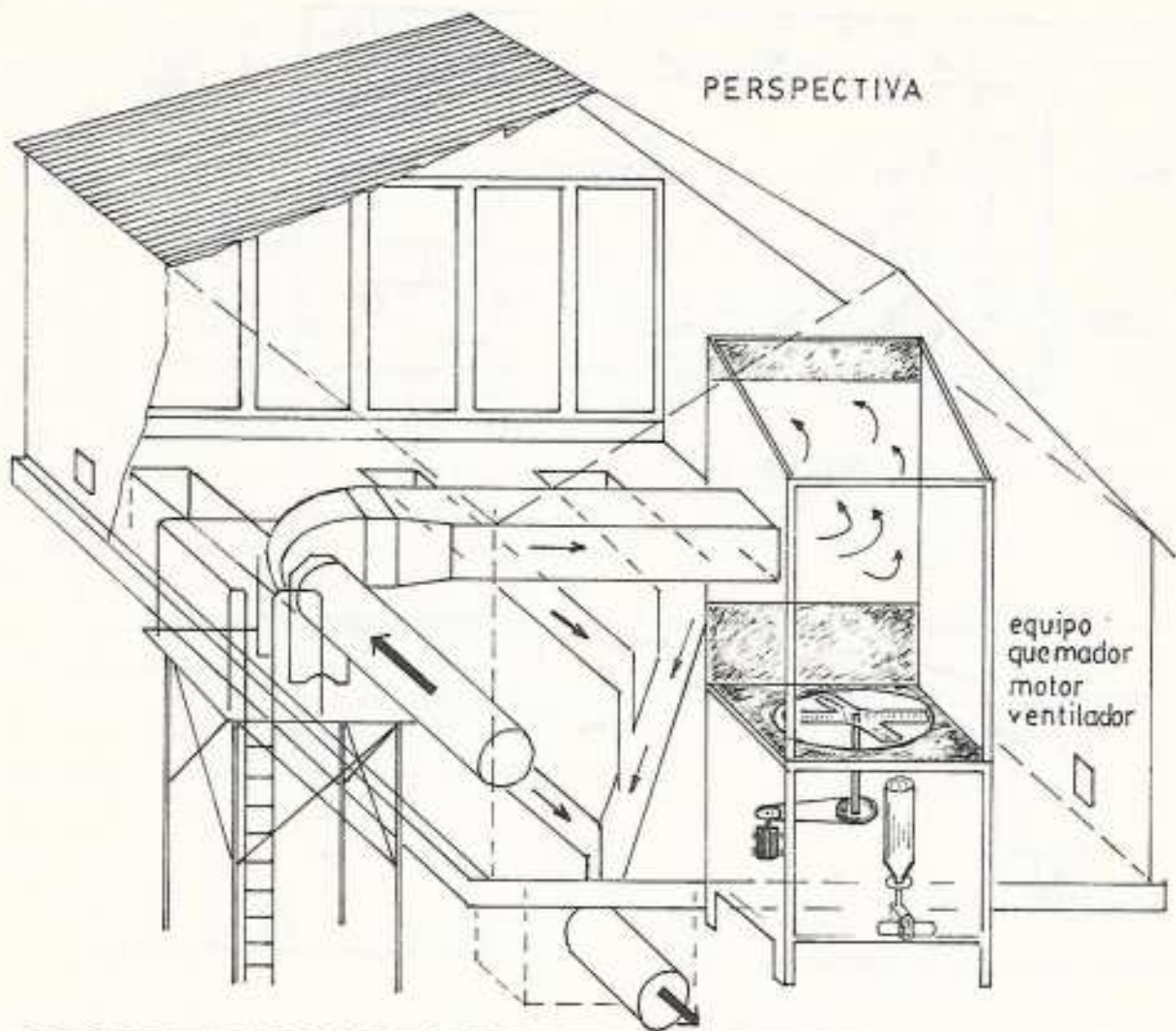
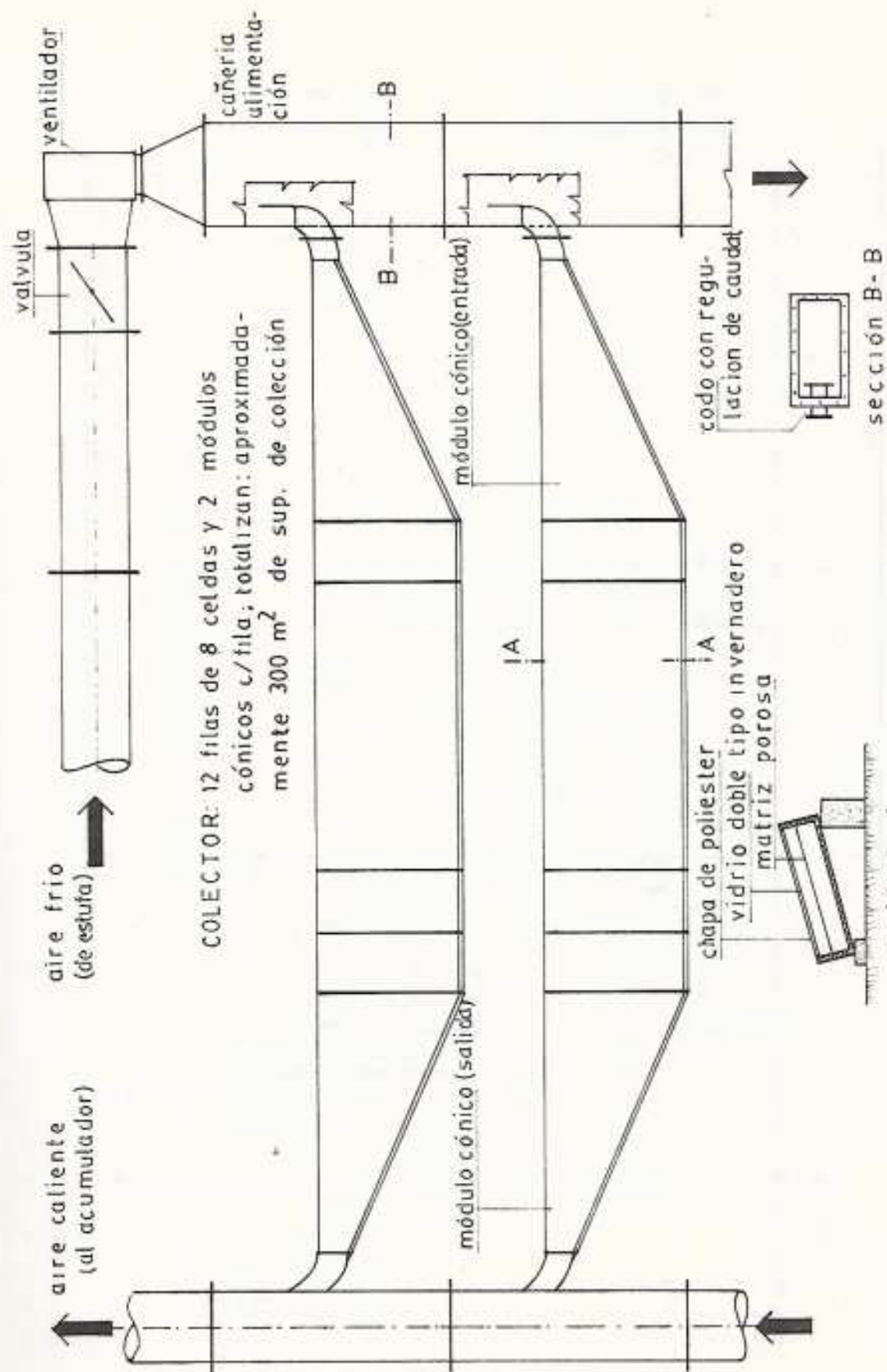


FIGURA 2

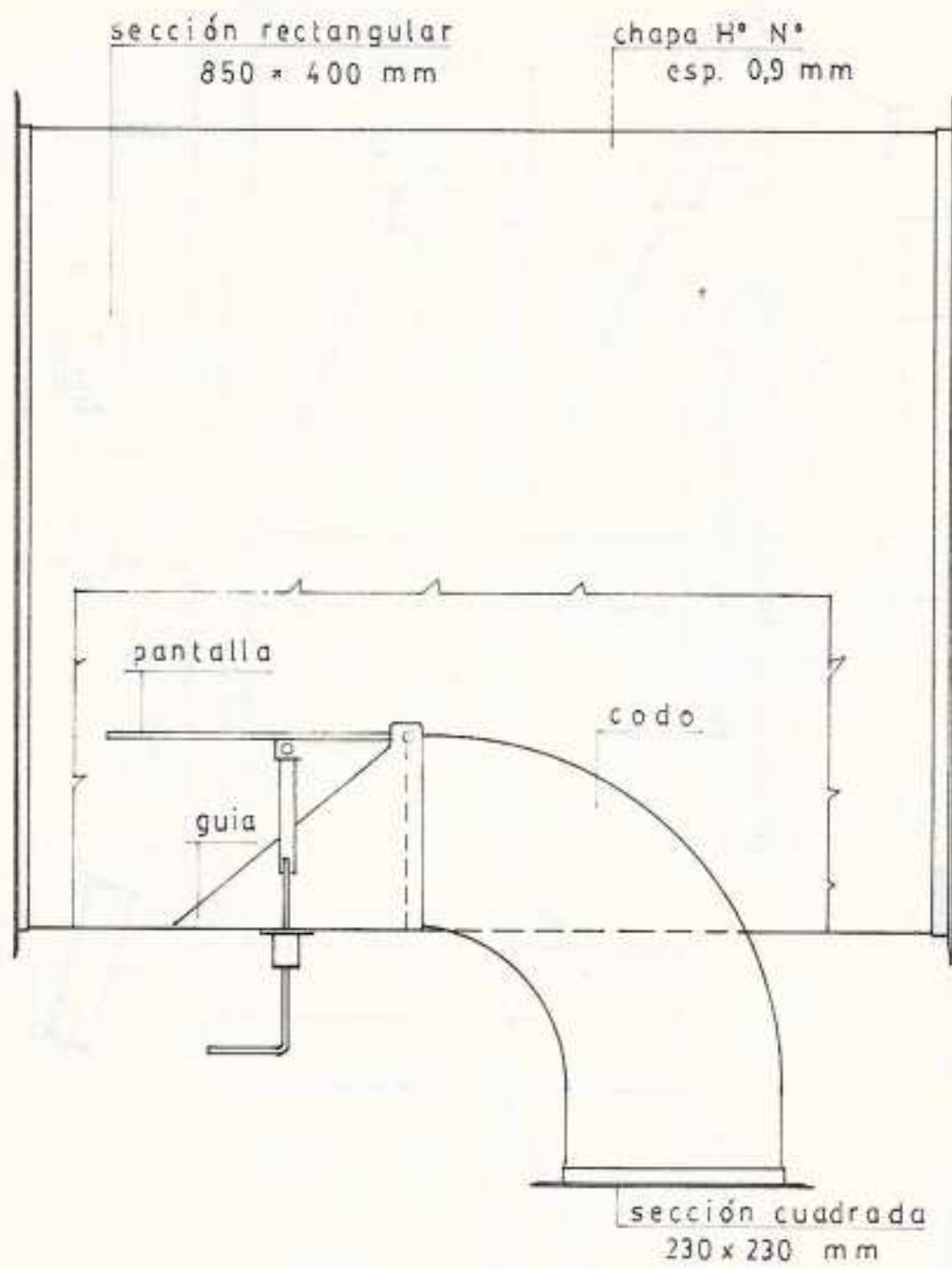


sección A - A

Colector; cañería de alimentación y descarga

FIGURA 3-4

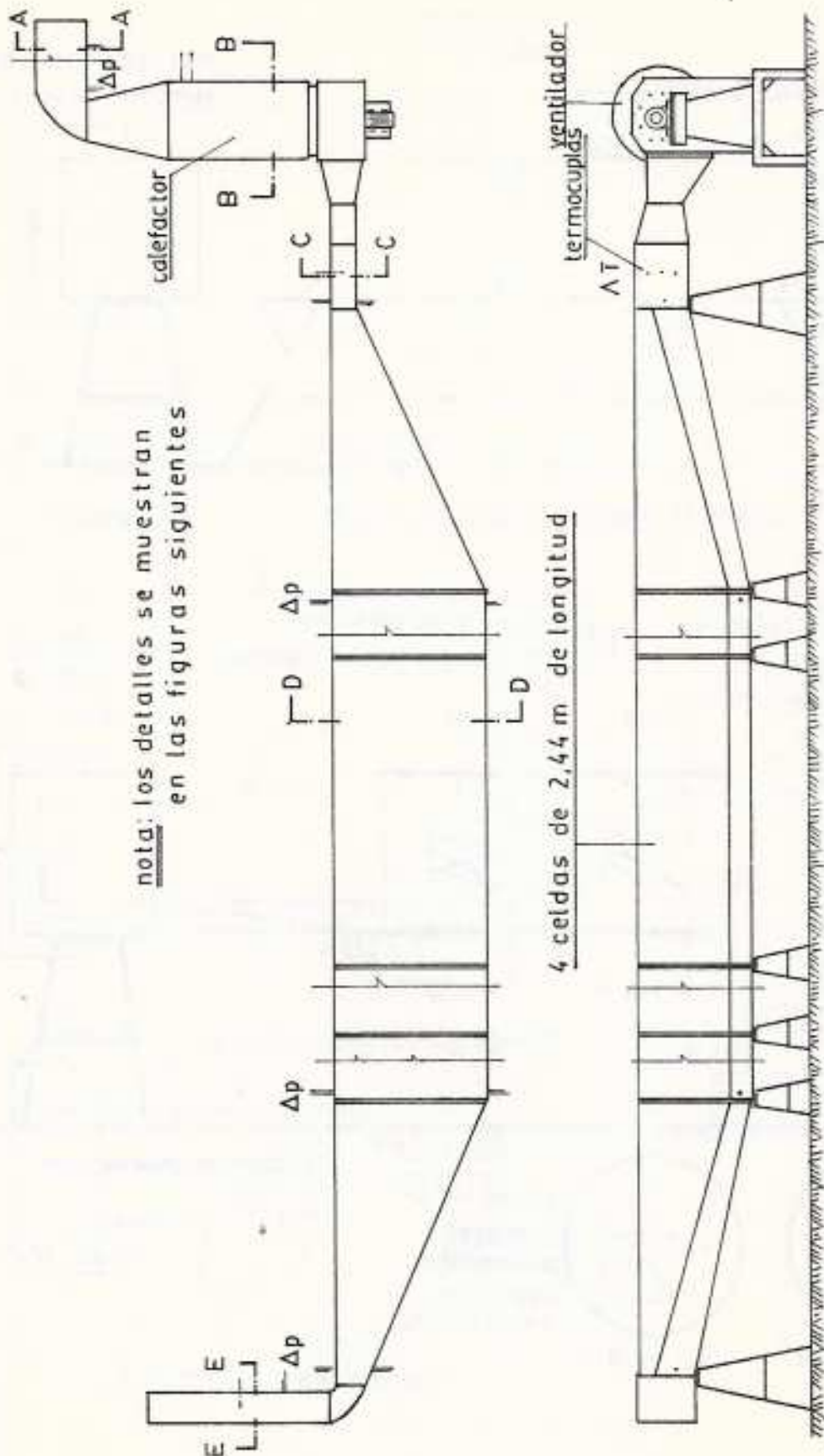
escala: 1/50



Codo con regulacion de caudal y pantalla divisora

escala: 1/7,5

FIGURA 5



nota: los detalles se muestran en las figuras siguientes

FIGURA 6

Esquema del prototipo utilizado en los ensayos

escala: 1/50

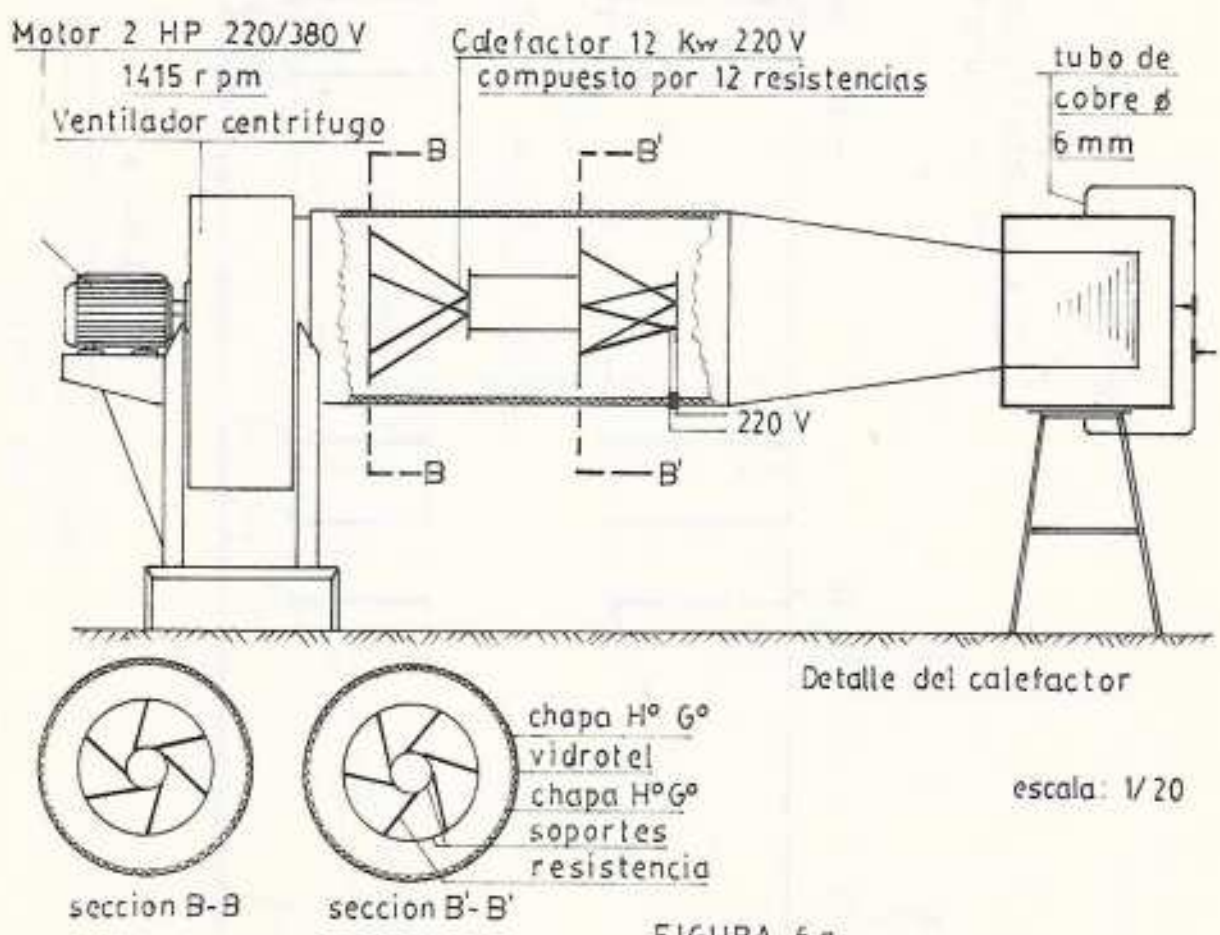
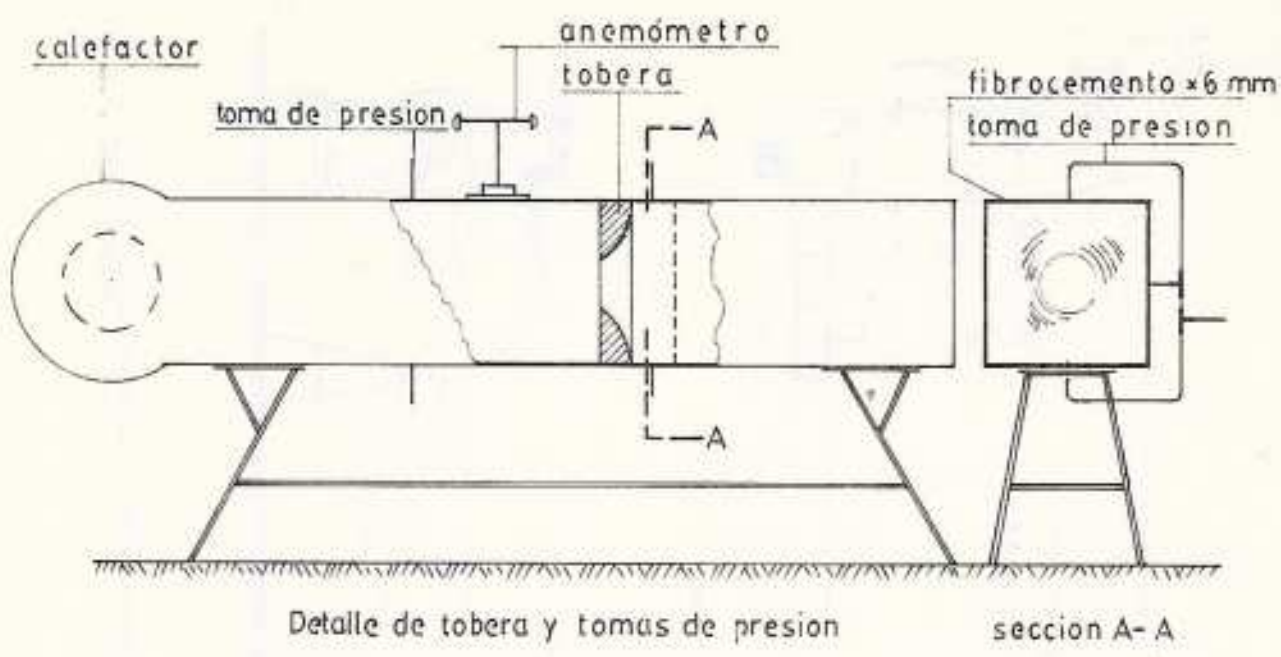


FIGURA 6 a

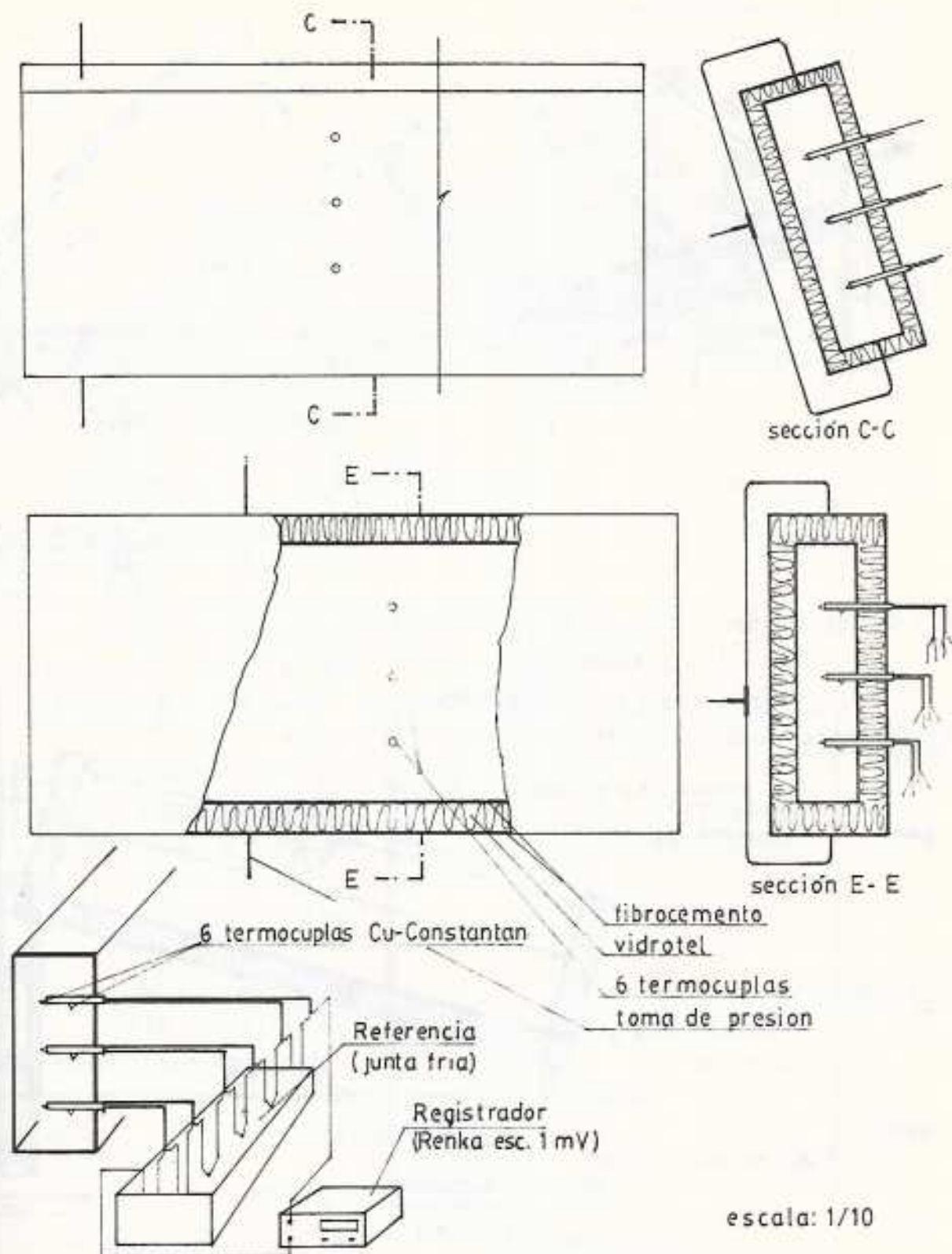
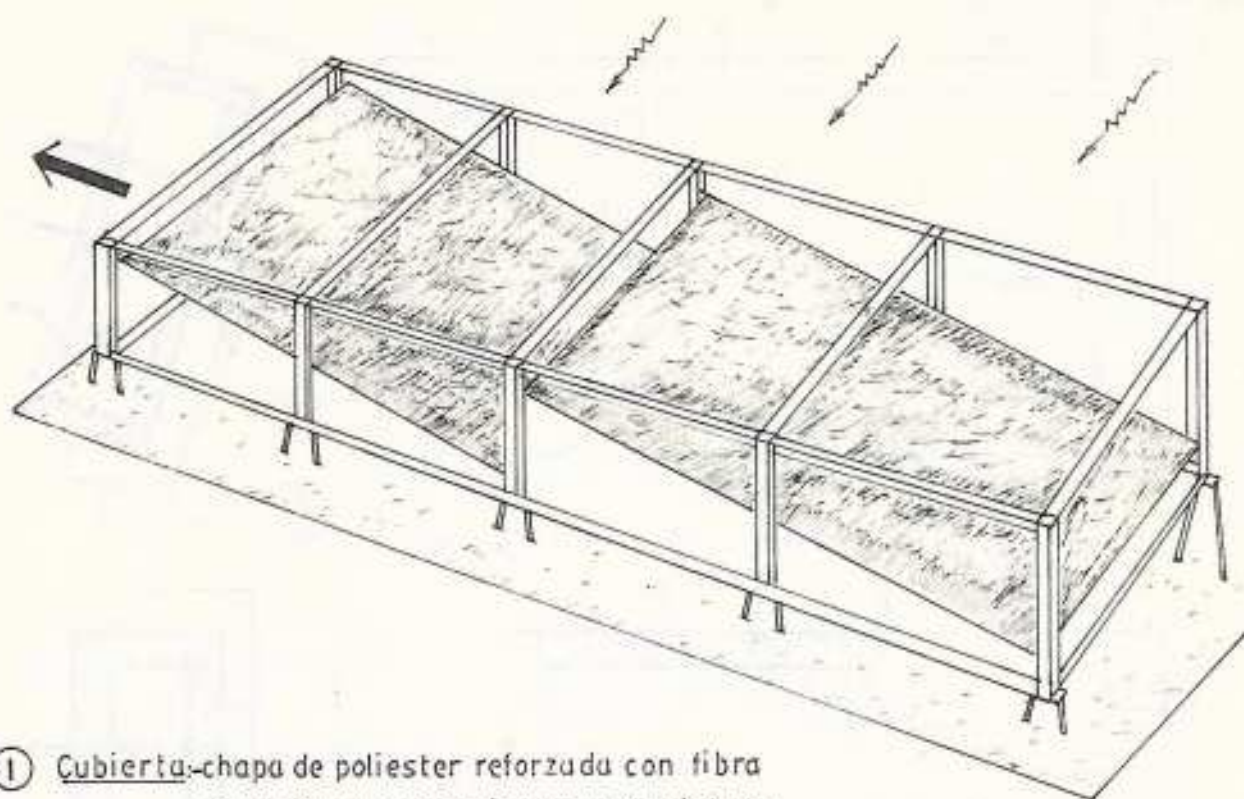
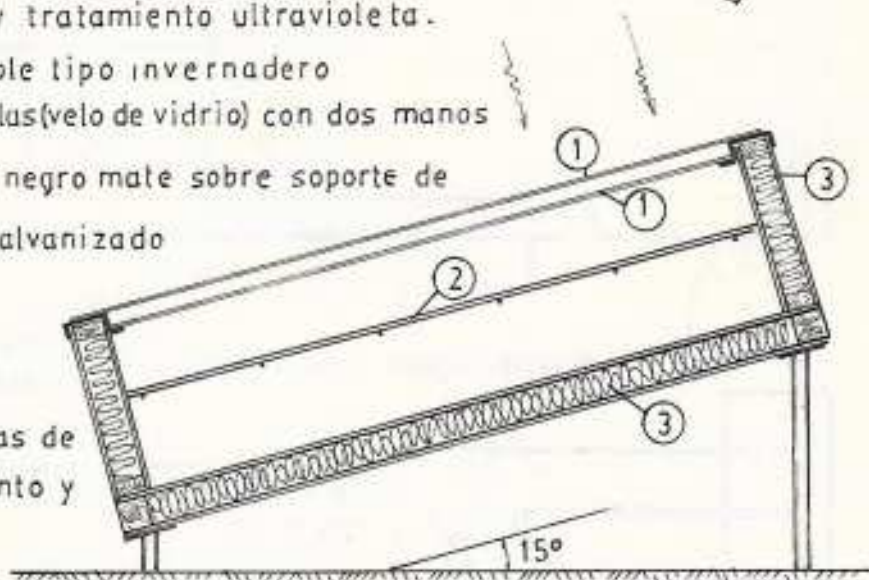


FIGURA 6 b



- ① Cubierta: chapa de poliester reforzada con fibra de vidrio y tratamiento ultravioleta.
- Vidrio doble tipo invernadero
- ② Matriz porosa: Dos telas (velo de vidrio) con dos manos de pintura negro mate sobre soporte de alambre galvanizado

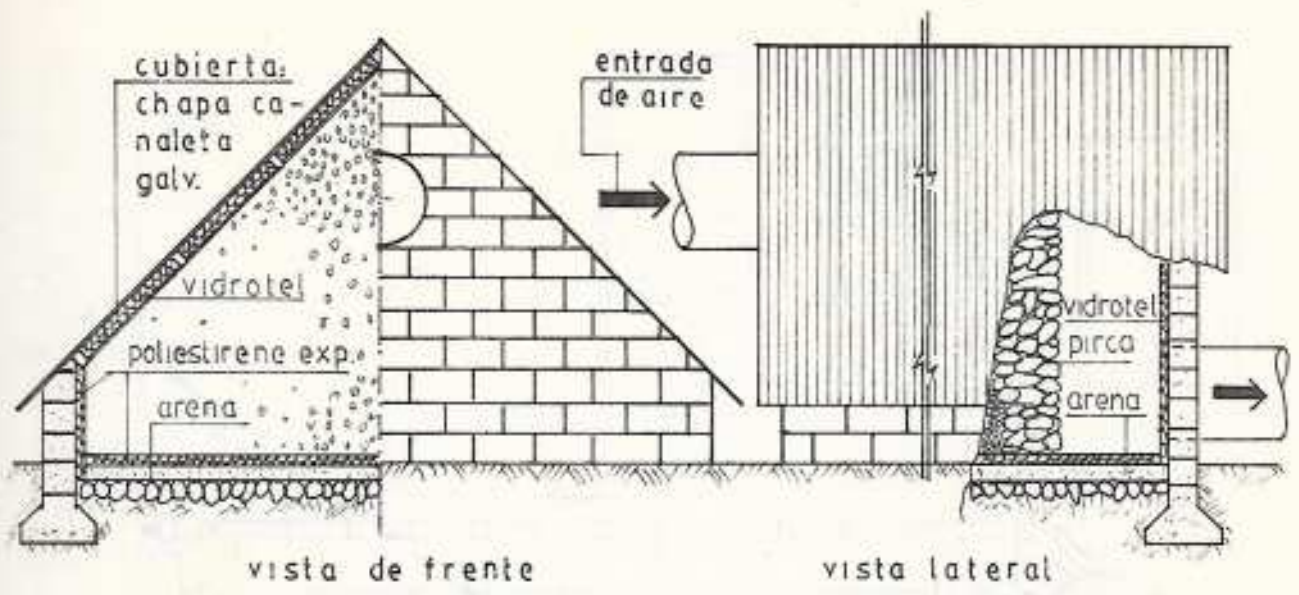
- ③ Aislación: Dos chapas de fibrocemento y vidrotel



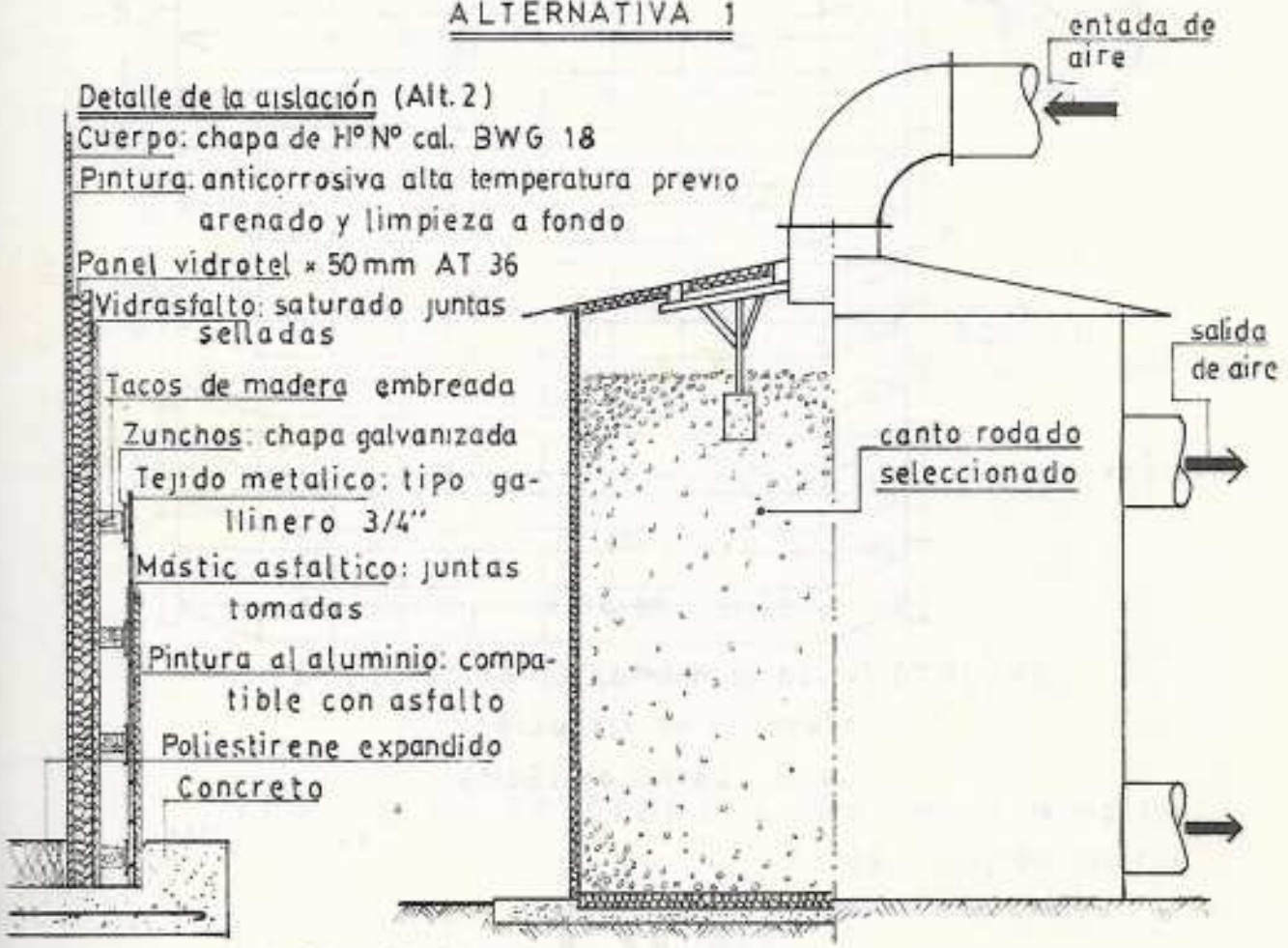
Esquema del colector

seccion transversal

FIGURA 6c



ALTERNATIVA 1

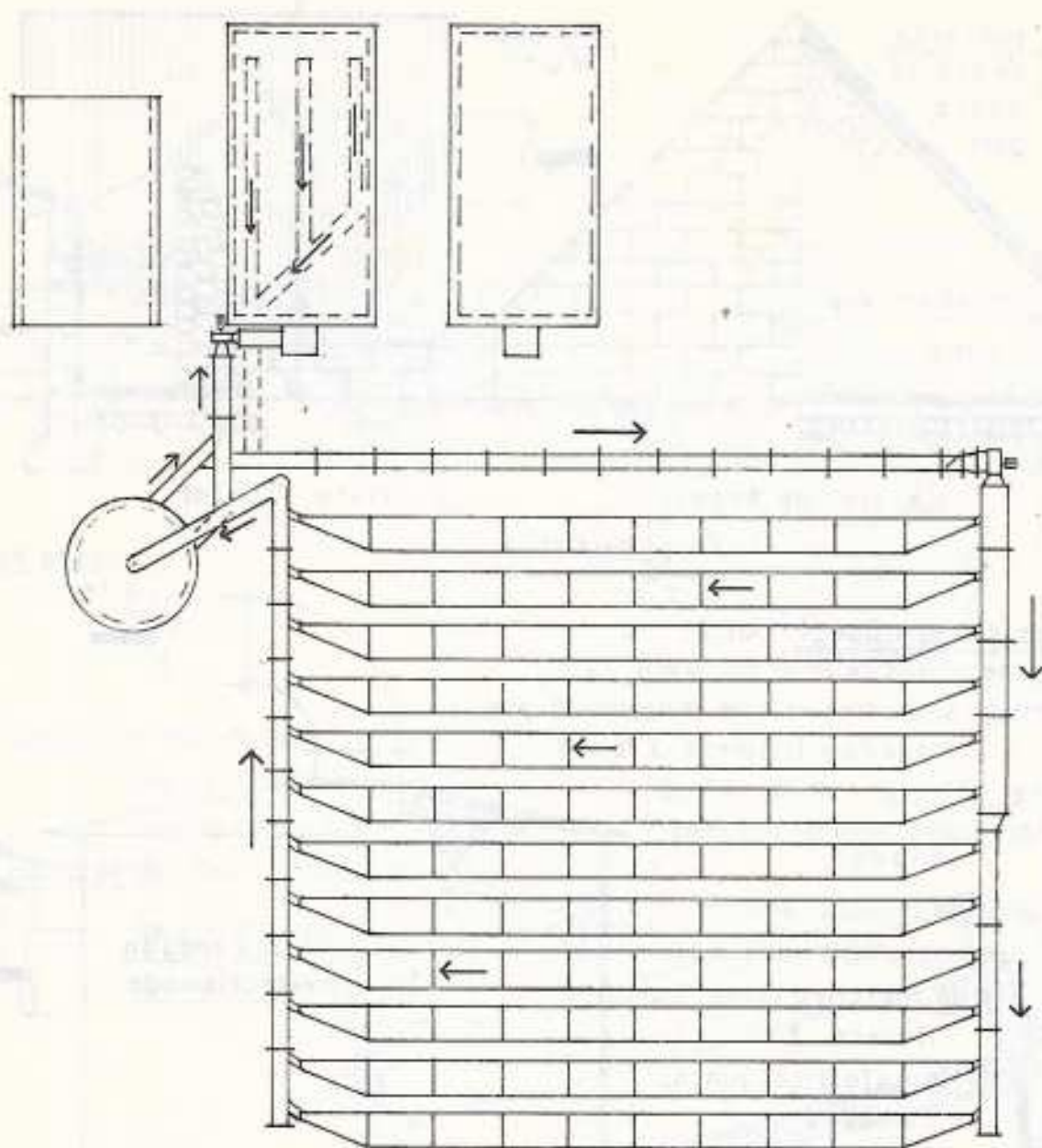


ACUMULADOR DE CALOR

ALTERNATIVA 2

escala: 1/50

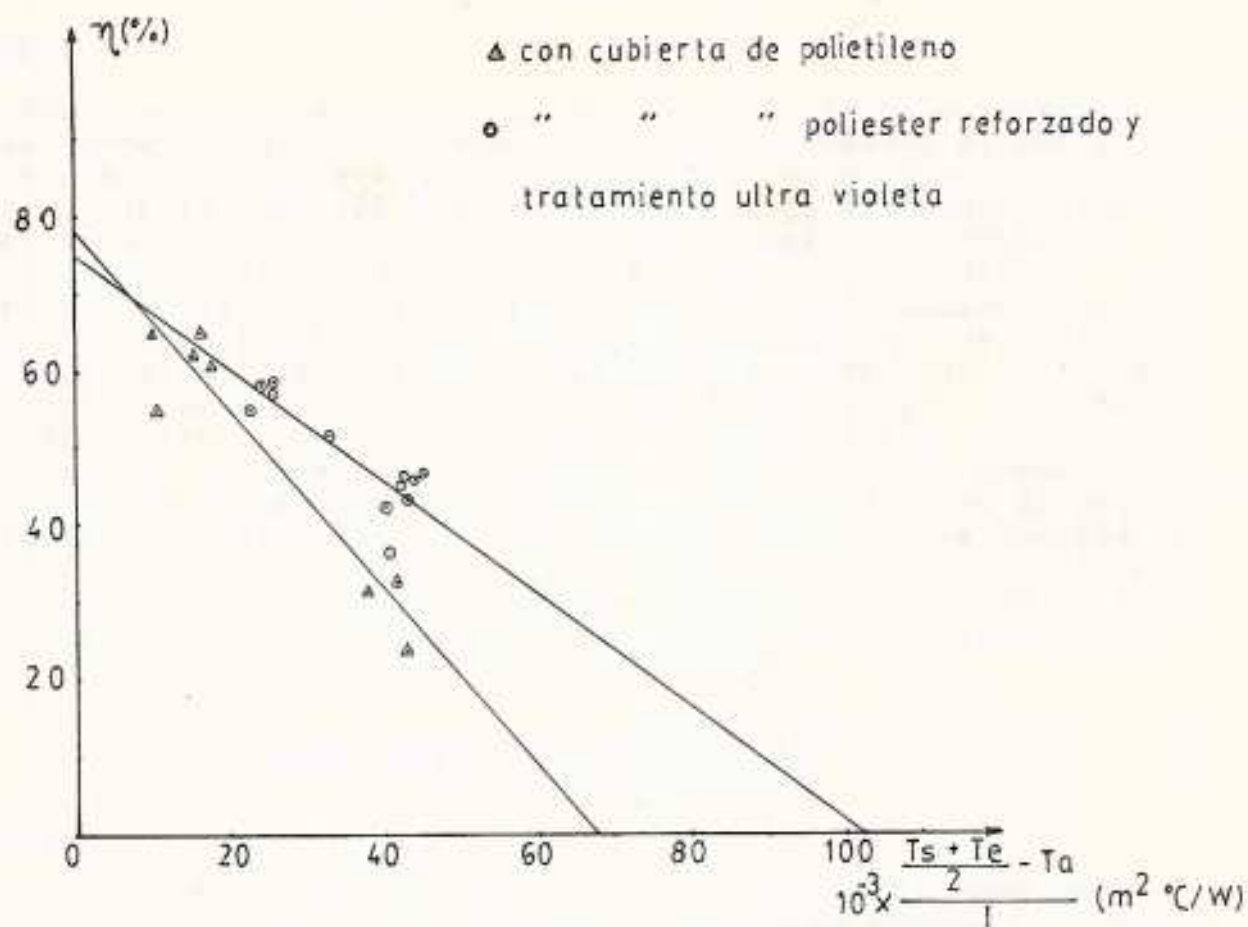
FIGURA 7



CONJUNTO: (vista de planta)
 proyecto en ejecución
 I.N.T.A. Cerrillos (Salta)

escala: 1/250

FIGURA 8



referencia:

T_s temperatura de salida del aire del colector ($^\circ C$)

T_e " " entrada " " al " "

T_a " ambiente ($^\circ C$)

I radiacion (W/m^2)

CURVAS DE EFICIENCIA: para colector de matriz porosa usando dos cubiertas diferentes