

DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN ACONDICIONADOR  
TERMICO POR REGENERACION EN LECHO DE PIEDRAS

por

Elvio Alanfs y Luis Saravia

Departamento de Ciencias Exactas  
Universidad Nacional de Salta  
Buenos Aires 177  
4400 Salta  
Argentina

RESUMEN

En este trabajo se diseña un sistema regenerativo basado en un lecho de piedras que logra el acondicionamiento diurno de una habitación, acumulando en el lecho las caídas bruscas de temperatura que ocurren por las noches en climas secos.

El sistema, diseñado para extraer 6000 Kcal/día de una pieza de  $2,5 \times 5 \times 3 \text{ m}^3$ , fue construido y ensayado parcialmente hacia fines del verano. Las pruebas realizadas sugieren la introducción de varias modificaciones que permitirán cumplir el objetivo buscado con consumos de energía mecánica que están en la relación 1/30 respecto al calor extraído.

SUBVENCIONADO PARCIALMENTE POR EL CONICET

## 1.- Introducción.

En los últimos años se ha propuesto y experimentado la utilización de acumuladores regenerativos de piedras con el propósito de lograr el acondicionamiento habitacional durante el verano (1, 2). Entre los métodos propuestos pueden destacarse dos tipos diferentes. En el primero, ilustrado en Fig. 1, el acumulador es enfriado durante la noche por aire externo que ha sido llevado a la temperatura de bulbo húmedo mediante la evaporación de agua. Durante el día, el aire de la habitación circula por el acumulador, enfriándose. En algunos casos, cuando la temperatura del aire nocturno es / de por sí muy próxima a la de bulbo húmedo, (aire casi saturado), se puede prescindir de la evaporación de agua.

El segundo método es el ilustrado en la Fig. 2. Aquí se utilizan dos acumuladores pequeños que trabajan alternadamente durante cortos períodos, típicamente del orden de 10 minutos. Mientras que uno de ellos es enfriado por aire externo que ha sido llevado a la temperatura de bulbo húmedo por evaporación de agua, por el otro acumulador, enfriado previamente, se hace circular el aire de la habitación.

Ambos métodos han dado resultados promisorios en zonas de climas secos. El primero de ellos ofrece la posibilidad de ser combinado con sistemas de calefacción por calentamiento de aire, en tanto que el segundo puede resultar preferible si sólo se piensa en / el acondicionamiento de ambientes durante los meses de calor. En / el presente trabajo se dan detalles de las etapas de diseño de un pequeño sistema del primer tipo construido en la ciudad de Salta. Los cálculos están basados en un trabajo previo (3). Se dan también algunos resultados preliminares de su funcionamiento y por último se discuten estos resultados y se sugieren modificaciones.

## 2.- Elección del sistema.

Con miras a completarlo en el futuro con un sistema de calentamiento, se ha planteado la utilización de un acondicionador del primer tipo que ha de utilizarse para el acondicionamiento de una pequeña habitación cuyas dimensiones son:  $2,5 \times 5 \times 3 \text{ m}^3$  ubicada en la planta baja.

Observando los datos meteorológicos de la ciudad de Salta, se advierte que la temperatura del aire durante la noche desciende //

hasta casi la temperatura de saturación, por lo cual se ha decidido no incorporar un dispositivo de humidificación. La Figura 3 // muestra la temperatura y humedad extremas durante el día y la noche en los meses de verano. La Fig. 4 muestra la temperatura y humedad durante un día típico.

### 3.- Cálculo del acumulador.

Los métodos de cálculo, las fórmulas y los gráficos utilizados en esta sección están basados en un trabajo previo (3).

Previamente deben fijarse algunos parámetros. Uno de ellos es el factor de aprovechamiento del acumulador, que se define como / la relación entre la cantidad de calor que ha de almacenarse en / el acumulador,  $Q_o$ , y la cantidad de calor que podría almacenarse en él si se esperase un tiempo infinito  $Q_M$ .

$$f_a = Q_o / Q_M \quad (1)$$

Este factor varía de 0 a 1 y determina el volumen del acumulador, incidiendo en el costo inicial.

Otro parámetro a fijar es el factor de mérito, definido como la relación entre el calor horario medio almacenado y la energía gastada para circular aire por el acumulador.

$$f_m = 1,16 Q_o / t_o \cdot W$$

Este factor decide el costo de funcionamiento, pero hay que tener en cuenta que en él no se ha incluido la pérdida de carga en los ductos de unión del acumulador con la habitación.

Deben establecerse ahora las condiciones de trabajo que se requieren. En primer lugar se desea que la temperatura de la habitación no sobrepase los 25°C y se estima que el acumulador ha sido enfriado la noche anterior a una temperatura de 18°C. Por otra // parte, se supone que la temperatura externa durante el día es de 34°C y que esta condición se mantiene durante 8 horas. Se ha estimado la carga térmica de la habitación, es decir la cantidad de / calor que debe extraerse durante las 8 horas, en 6000 Kcal.

De aquí que se tiene:

Temperatura del lecho al comienzo de la operación  $t_{po} = 18^\circ\text{C}$   
 Temperatura del gas a la entrada del acumulador durante la operación  $t_{go} = 25^\circ\text{C}$

Cantidad de calor a acumular  $Q_o = 6000 \text{ Kcal}$

Tiempo de carga del acumulador  $t_o = 8 \text{ horas}$

Se elige el factor de aprovechamiento  $f_a = 0,65$

Se elige el factor de mérito  $f_m = 500$

Por razones constructivas se toma la longitud del lecho  $L=1,6 \text{ m}$

Quedando por determinar: diámetro de piedras,  $d$ ; velocidad de aire en el acumulador,  $v$ , y volumen del acumulador,  $V$ .

Las variables introducidas están relacionadas por las siguientes ecuaciones:

$$\theta_o = m_h h t_o \quad (\text{tiempo adimensional}) \quad (3)$$

$$\lambda_o = m_\lambda \frac{h \cdot L}{v} \quad (\text{longitud adimensional}) \quad (4)$$

$$h = m_h (v/d)^b \quad (\text{coeficiente de transmisión térmica volumétrica}) \quad (5)$$

$$Q_M = m_M V (t_{go} - t_{po}) \quad (6)$$

$$Q_o = Q_M f_a (\lambda_o, \theta_o) \quad (7)$$

$$\alpha = (t_g - t_{po}) / (t_{go} - t_{po}) \quad (\text{temperatura adimensional}) \quad (8)$$

Las constantes  $m$  contienen las propiedades físicas del aire y del lecho y sus valores para este caso se dan en Tabla I.

La función  $f_a(\lambda_o, \theta_o)$  tiene la forma:

$$f_a(\lambda_o, \theta_o) = \int_0^{\theta_o} [1 - \alpha(\lambda_o, \theta)] \frac{d\theta}{\lambda_o}$$

y es calculable numéricamente. Para el diseño del acumulador puede usarse un gráfico (Fig. 9), que da la relación  $\lambda(f_a, \theta)$  para distintos valores de  $f_a$  como parámetro, en cuyo caso se tratará de un Diseño Gráfico.

Se observa en la Figura 9, que para valores de  $\lambda$  comprendidos entre 30 y 100, las curvas de  $f_a = \text{cte}$  son casi rectas, de manera que puede aproximarse analíticamente la función  $\lambda(f_a, \theta)$ , obteniéndose:

$$\ln \lambda_o = 1,04 \ln \theta_o - 1 \ln f_a - 0,23$$

lo que da para la velocidad del aire en el lecho:

$$\ln v = \ln f_a + \ln L - 1,04 \ln t_o - 0,838 \quad (9)$$

donde en el último término del segundo miembro están agrupadas // constantes conocidas y se ha tomado para  $h$  el valor 2000 Kcal/m<sup>2</sup>°C hr. Una vez calculado  $v$ , se obtienen las otras magnitudes aplicando //

las fórmulas anteriores.

Se empleará aquí la aproximación analítica y luego se comprobarán los resultados con los obtenidos mediante el método gráfico.

a) Aproximación Analítica.

Volumen del acumulador: de fórmula (6) y (7)

$$V = Q_o / f_a \cdot (t_{go} - t_{po}) \cdot m_M = 3,2 \text{ m}^3 \quad (10)$$

Velocidad de aire: de fórmula (9)

$$\ln v = \ln f_a + \ln L - 1,04 \ln \tau_o - 0,838$$

Esto da:

$$v = 0,068 \text{ m/s}$$

Pérdida de carga:

$$\Delta p/L = m_w \cdot Q_o / \tau_o \cdot V \cdot v \cdot f_m = 0,082 \text{ cm.H}_2\text{O/m} \quad (11)$$

Diámetro de piedras:

Del gráfico de pérdida de carga (3) se obtiene:

$$d = 2,1 \text{ cm}$$

quedando así determinados los parámetros constructivos. No obstante conviene calcular el coeficiente de transferencia  $h$ , fórmula / (5)

$$h = a(3,6 \cdot 10^5 \cdot \rho_g \cdot v/d)^b = 2057 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C hr}}$$

valor muy próximo al tomado para el cálculo de la velocidad, con el cual podría repetirse el proceso. Sin embargo no se obtendrían resultados apreciablemente distintos.

Ahora se calcula  $\lambda_o$ , fórmula (4):

$$\lambda_o = m_\lambda \cdot h \cdot L / v = 56$$

Comprobándose que se encuentra en el intervalo en que es válida la aproximación analítica ( $30 < \lambda_o < 100$ ).

Finalmente se calcula  $\theta_o$ , fórmula (3):

$$\theta_o = m_\theta \cdot h \cdot \tau_o = 51$$

Recurriendo a la gráfica que da la función  $\lambda(\theta, a)$ , (en Fig. 9 se muestran curvas para  $a = 0,1$  y  $a = 0,3$ ), se encuentra el valor del parámetro  $a$

$$a = 0,3$$

esto significa que al cabo de las 8 horas, el aire está saliendo del acumulador a la temperatura, fórmula (8)

$$t_g(L, \tau_o) = a(t_{go} - t_{po}) + t_{po} = 20,1^\circ\text{C}$$

Del mismo gráfico puede obtenerse  $a$ , a la salida del acumulador, para las distintas horas durante el período de acondicionamiento de la habitación, y de allí calcularse la temperatura de salida /  $t_g(L, \tau)$ . La Figura 5 muestra esta variación.

Puede calcularse, por último, el caudal de aire necesario:

$$C = V \cdot v / L = 0,14 \text{ m}^3/\text{s} = 8,2 \text{ m}^3/\text{min}.$$

b) Diseño Gráfico.

A los efectos de comprobación, se dan esquemáticamente los resultados del cálculo efectuado por el procedimiento gráfico.

Volumen del acumulador: se calcula de igual manera que en a) fórmula (10):

$$V = 3,2 \text{ m}^3$$

Eligiendo varios valores de  $v$  se tiene el siguiente cuadro:

	v	$\Delta p/L$	d	h	$\lambda_o$	$\theta_o$
I	0,08	0,070	3,5	1500	35	37
II	0,07	0,080	2,5	1803	48	45
III	0,06	0,093	1,9	2011	62	50
IV	0,05	0,112	1,4	2250	83	56

Sobre el gráfico  $\lambda(\theta, f_a)$  (Figura 9), se construye una curva / con los valores obtenidos de  $\lambda_o$  y  $\theta_o$ : el corte de ésta con la curva correspondiente a  $f_a = 0,85$  da el punto de trabajo  $\lambda_o = 55$ , //  $\theta_o = 48$ .

Con estos valores se calculan las otras incógnitas, obteniéndose:

$$h = 1932 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C hr}} \quad v = 0,065 \text{ m/s}$$

$$d = 2,15 \text{ cm} \quad a = 0,3$$

Puede observarse que los resultados concuerdan con los obtenidos mediante la aproximación analítica.

4.- Detalles constructivos del sistema.

La Fig. 6 muestra un esquema de la instalación. El acumulador

ha sido construido bajo el nivel del piso en la parte exterior de la habitación, siendo las paredes de concreto para evitar filtraciones de agua. Se han dejado cámaras de aproximadamente 0,10 m. de altura arriba y abajo para lograr uniformidad en el flujo de aire. Sólo se ha colocado aislación en el techo del acumulador, y sobre las paredes laterales hasta una profundidad de 0,50 m. A // profundidades mayores, la temperatura durante los meses de verano / no supera los 24°C. La aislación es de telgopor de 2" de espesor.

Con el objeto de controlar el funcionamiento del acumulador, se han colocado siete termocuplas a lo largo del eje del mismo, / que están conectadas a un registrador multicanal. La caja de compuertas, el ventilador y el ducto de entrada a la habitación, están recubiertos con aislación térmica, no así el ducto de retorno.

#### 5.- Resultados experimentales y discusión.

La etapa de experimentación durante el último verano fué muy corta por dos razones de carácter circunstancial: el sistema fué terminado hacia fines del verano, y el clima en esa época mostró características anormales, con temperaturas por debajo de las usuales. No obstante, se decidió experimentar el sistema durante / algunos días, lo que fué suficiente para comprobar el funcionamiento general del acumulador y obtener varias conclusiones que / permitirán mejorar el sistema.

La Fig. 7 muestra un registro de la temperatura ambiente exterior,  $t_a$ , la temperatura del cuarto,  $t_c$ , la temperatura del aire a la salida del acumulador,  $t_s$ , y la temperatura del aire a la entrada del acumulador,  $t_e$ , durante un día de funcionamiento.

El acondicionador funciona entre las 10:30 y las 18:30 horas enviando aire fresco a la habitación a la temperatura  $t_s$  y recibiendo aire caliente de la misma a la temperatura  $t_e$ , calentándose durante las 8 horas (período de calentamiento). A éste sigue / un período de reposo entre las 18:30 y las 22:30. Luego sigue el período de enfriamiento del acumulador en el cual éste recibe aire frío del exterior a la temperatura  $t_e$  y sale nuevamente al exterior a la temperatura  $t_s$ . Nótese que como el acumulador funciona a contracorriente, se intercambian la entrada y la salida. Este período va de las 22:30 hasta las 06:30 del día siguiente. Por último comienza otro período de reposo hasta las 10:30, repitiéndose entonces el ciclo.

Como se observa en la Fig. 7, la temperatura ambiente es baja del orden de los 23°C, y realmente no hubiera sido necesario haber funcionado el sistema. De cualquier manera, se aprecia que el funcionamiento general es satisfactorio, habiéndose logrado que / casi todo el acumulador estuviese a una temperatura de 19°C. Es / de hacer notar que la temperatura de entrada del lecho,  $t_e$ , aparece como mayor que la del cuarto durante el período diurno. Ello / se debe a que el caño de retorno no estaba aislado térmicamente.

Cuando se midió la temperatura de entrada del aire al cuarto se advirtió que ella era superior en unos 3°C a la de salida del acumulador,  $t_s$ . Teniendo en cuenta que en el sistema se están aprovechando diferencias de temperaturas del orden de los 7°C, de 18° en el acumulador a 25° en la pieza, este aumento puede considerarse como inadmisibles, y de hecho, en el día cuyas temperaturas se mostraron en la Fig. 7, hizo que el sistema prácticamente no / tuviese utilidad. Estudiado experimentalmente el problema se encontró que no fué debido a pérdidas térmicas en los ductos de retorno sino a un doble defecto. Por un lado, se tenía una filtración de aire caliente antes del ventilador, lo que mezclaba aire caliente con el frío. Ello indica que se debe tener especial cuidado con las filtraciones en la zona de presiones menores que la atmosférica.

Por otro lado se constató que en el ventilador la temperatura subía entre 1 y 2°C. Ello se debe al propio proceso de compresión y las pérdidas en el ventilador y motor, no pudiendo ser evitado. Por tal razón resulta importante cambiar la ubicación del ventilador en el circuito, de manera que durante el día trabaje en el retorno de la pieza al acumulador, y durante la noche en la salida del acumulador. Ello también resulta venjatoso en lo que se refiere a la primera observación. Durante el día, el acumulador y el / circuito hasta la pieza están con sobre presión, no pudiendo entrar aire externo a alta temperatura. Durante la noche el acumulador está en depresión, pero ello no es una desventaja ya que el / aire que puede entrar por la noche está frío. Estas observaciones han sido incorporadas en un nuevo diseño de la caja de compuertas, según se esquematiza en la Fig. 8, el que se piensa utilizar durante el próximo verano.

La bondad de un sistema de acondicionamiento desde el punto /

de vista técnico se mida a través de un coeficiente de mérito definido como la relación entre el calor  $Q_0$  extraído de la pieza y la energía mecánica  $E$  utilizada para ello. En los sistemas de tamaño pequeño difundidos en la actualidad, en los que la energía mecánica es utilizada principalmente para mover un compresor del ciclo refrigerante, ese factor alcanza valores del orden de 9. / En el sistema aquí estudiado es de esperar que ese factor se elige considerablemente, ya que no existe compresor y las pérdidas de carga en el acumulador son pequeñas hasta el punto de que en esa sección el factor de mérito elegido para el diseño es de 500. No obstante, debe cuidarse el diseño del sistema de ductos ya que en primer lugar, las distancias entre el acumulador y la pieza / son naturalmente mayores, y en segundo lugar, los gastos de aire son mayores debido a que los saltos de temperatura aprovechables son menores. En el sistema que aquí se describió, estas observaciones no fueron tenidas en cuenta en primer instancia. Los diámetros de los ductos se eligieron sobre las bases usuales en aire acondicionado: tener velocidades que no produzcan ruidos excesivos. Por otro lado, los ductos se alargaron excesivamente debido a la necesidad de no romper paredes. Como resultado, se obtuvo una pérdida total de unos 20 mm de columna de agua, lo cual / es alto teniendo en cuenta el tamaño del aparato. Por otro lado, se utilizó un ventilador no seleccionado, que trabajó en una zona de mal rendimiento. Debido a estos problemas, el factor de mérito obtenido fue alrededor de 6. Se espera que un aumento de // diámetro de ductos, su acortamiento y la elección adecuada de un ventilador permita obtener factores del orden de 30, de acuerdo con otros autores ( ).

Otro aspecto a considerar es el que se refiere a los gastos de aire a circular en el sistema, que están en relación con el / modo de funcionamiento. En este trabajo se planteó un modo de operación en el que se supone que las temperaturas internas y externas son constantes y el acondicionador trabaja en forma regular durante las ocho horas. Una posible alternativa, que no se / consideró aquí, es la de trabajar en forma discontinua, bajo la acción de un control de temperatura que lo haga funcionar únicamente cuando la temperatura del cuarto ascienda del valor asignado. Ello puede permitir una mejor adaptación a la carga, disminuyendo el volumen necesario de acumulador. Por otro lado, es pro-

bable que se necesite un mayor caudal de aire, con el fin de obtener una respuesta más rápida.

Finalmente, otro aspecto importante del sistema es el volumen ocupado por el acumulador. De acuerdo al diseño aquí presentado, se hará necesario instalar unos  $12 \text{ m}^3$  de piedra por cada tonelada de refrigeración. Si el sistema es complementario a uno de calentamiento invernal, el volumen necesario sería del mismo orden. Pero si se piensa realizar una instalación de verano, el tamaño es excesivo y puede convenir encarar la instalación del otro tipo de sistema esquematizado en la introducción. Otra posible alternativa radica en el uso de acumuladores de cambio de fase. Mezclas de sulfato de sodio, cloruro de sodio y cloruro de amonio han sido utilizadas a temperaturas del orden de los  $20^\circ\text{C}$ , y algunas parafinas especiales también trabajan a esas temperaturas (4). Estos // sistemas necesitan volúmenes del orden de 20 veces menos que los de piedra. Esto haría que por tonelada de refrigeración el acumulador ocupase únicamente  $0,6 \text{ m}^3$ , lo que lo hace muy atractivo.

### BIBLIOGRAFIA

- 1.- CLOSE D.J. Rock pile thermal storage for Comfort Air Conditioning  
Mech. & Chem. Engg. Trans. I.E. Aust., Vol. MC1, N° 1, May,  
1965. pp. 11 - 22.
- 2.- READ et al. Use of R.B.R. Systems in South Australia Schools.  
Aus. Refrig., Air Cond. and Heating. 26, 1972, pp. 20 - 27.
- 3.- SARAVIA LUIS y ALANIS ELVIO. El diseño de los acumuladores de  
piedras. Actas de la Segunda Reunión de Trabajo de la ASADES.  
Salta, Julio 1976.
- 4.- TELKES M., Solar Energy Storage Ashrag Journal, Sept. 1974,  
pp. 38 tu 44.

### T A B L A I

$$m_g = 1/c_p \rho_p (1-f) = 0,00311$$

$$m_\lambda = 1/3600 c_g \rho_g = 0,00115$$

$$m_M = \frac{1}{m_g} = 322 \text{ Kcal/m}^3$$

$$m_W = 0,0119$$

$$f = 0,42$$

$$a = 0,41$$

$$b = 0,91$$

$$\rho_g = 1 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_p = 2645 \text{ Kg/m}^3$$

$$c_g = 0,24 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C}$$

$$c_p = 0,21 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C}$$

LEYENDA DE LAS FIGURAS

FIG. 1: Muestra la circulación de aire en un acondicionador del primer tipo, durante la carga nocturna y la extracción diurna (1 ciclo diario).

FIG. 2: Muestra las dos etapas de funcionamiento de un acondicionador del segundo tipo (1 ciclo cada 20 minutos).

FIG. 3: Curvas de humedad relativa y temperaturas extremas durante el período que va del 3/11/75 al 26/1/76 en la ciudad de Salta.

FIG. 4: Curvas de temperatura y humedad relativa para un día típico de verano en la ciudad de Salta.

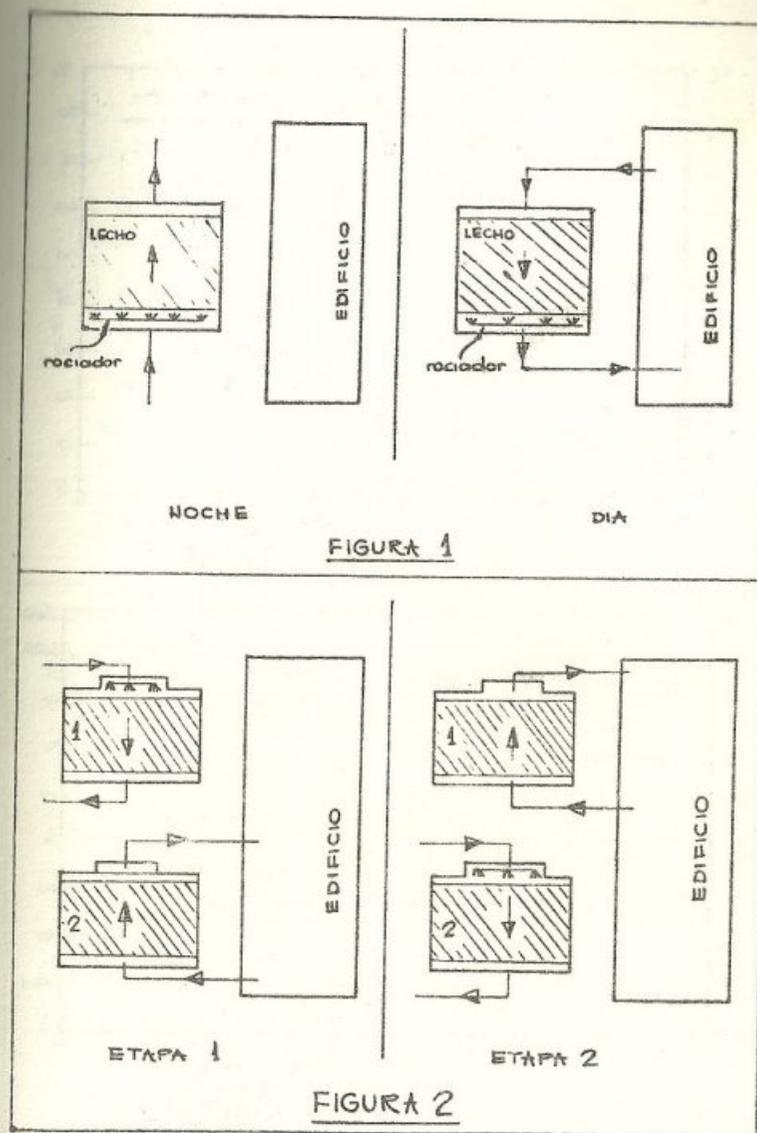
FIG. 5: Temperatura del aire a la salida del lecho del acumulador, durante las 8 horas de funcionamiento diurno.

FIG. 6: Esquema de la instalación, donde se muestra el acumulador, los ductos y las compuertas y se señala la dirección del flujo de aire.

FIG. 7: Muestra la temperatura ambiente  $t_a$ , temperatura del cuarto,  $t_c$ , temperatura a la entrada del lecho  $t_e$  y a la salida del lecho  $t_s$ , durante un día de funcionamiento.

FIG. 8: Esquema de la instalación modificada.

FIG. 9: Gráfica de la función  $\lambda(f_a, \theta)$  donde se muestra el procedimiento gráfico para obtener el punto de trabajo  $(\theta_o, \lambda_o)$ . También se muestran las curvas correspondientes a  $\alpha = 0.1$  y  $\alpha = 0.3$ .



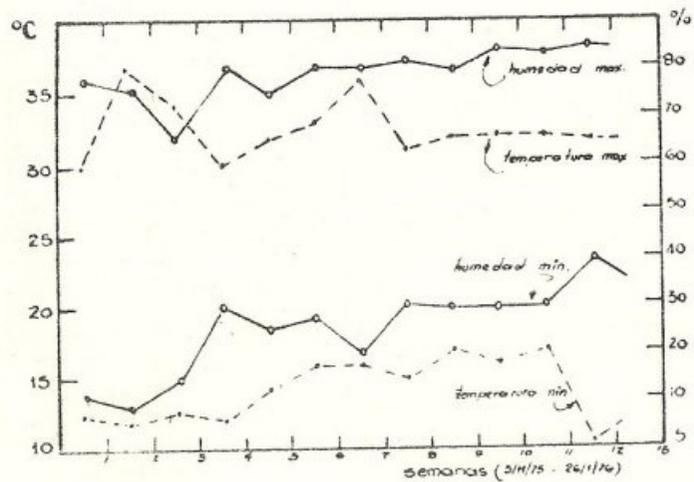


FIGURA 3

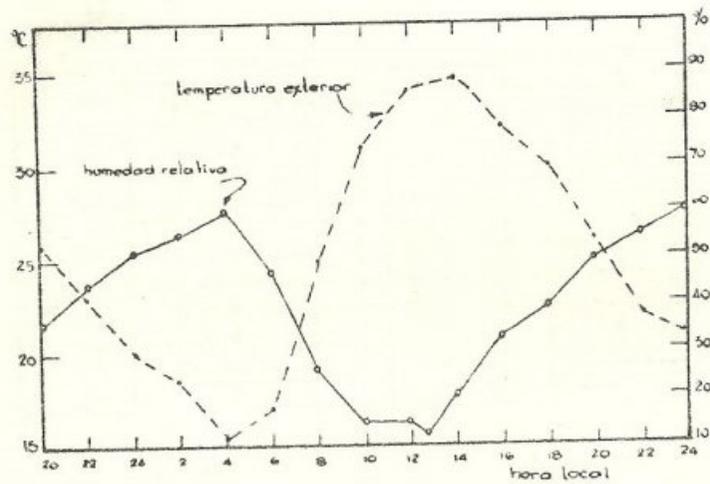


FIGURA 4

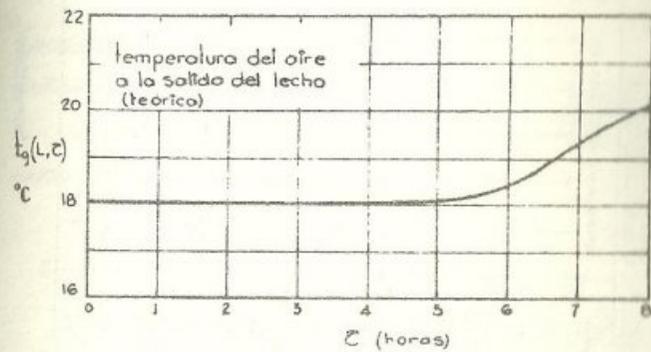


FIGURA 5

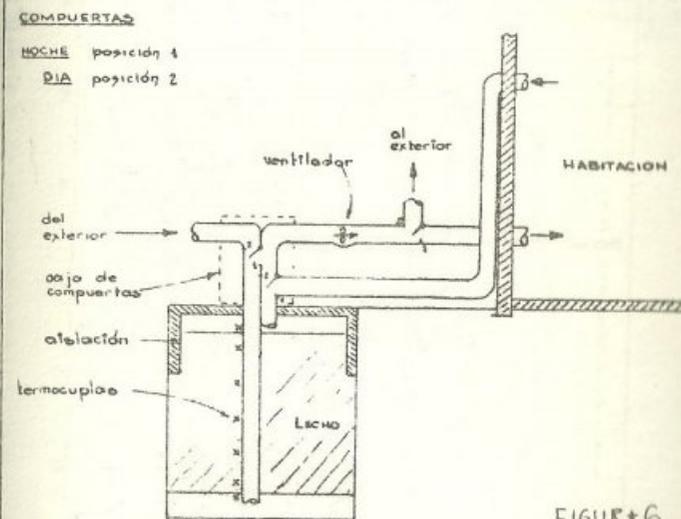


FIGURA 6

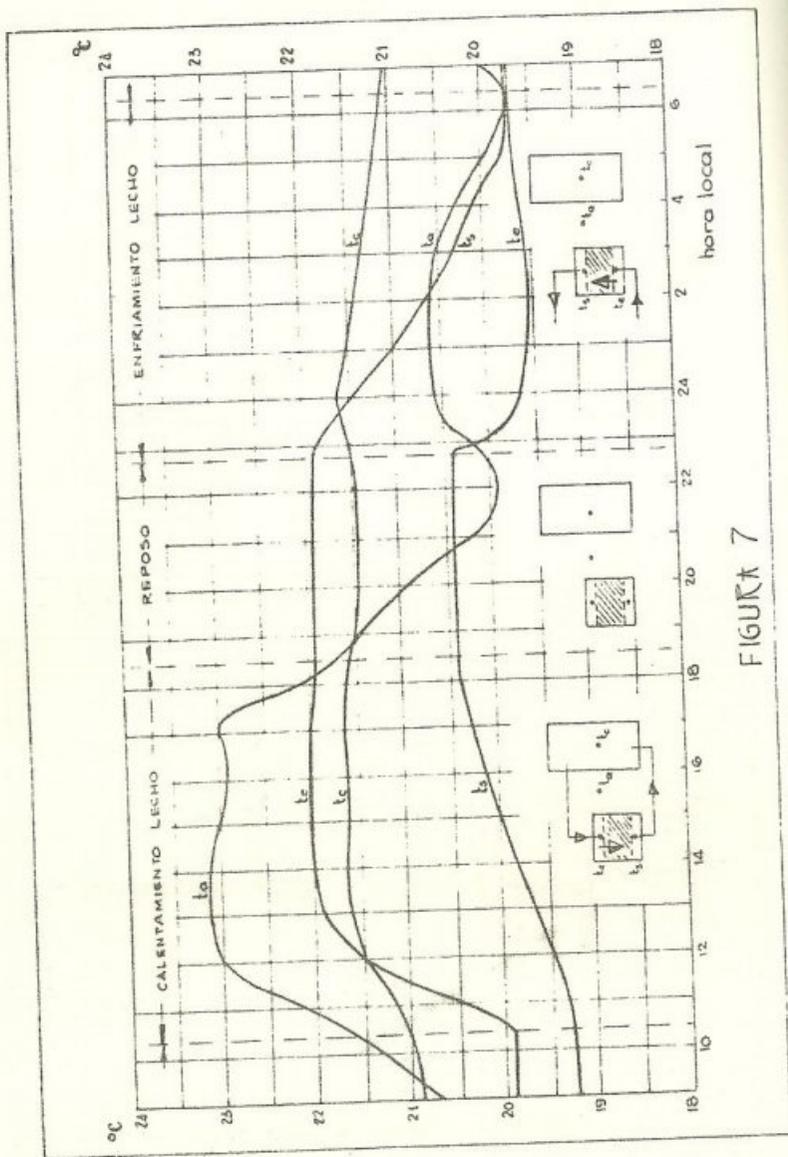


FIGURA 7

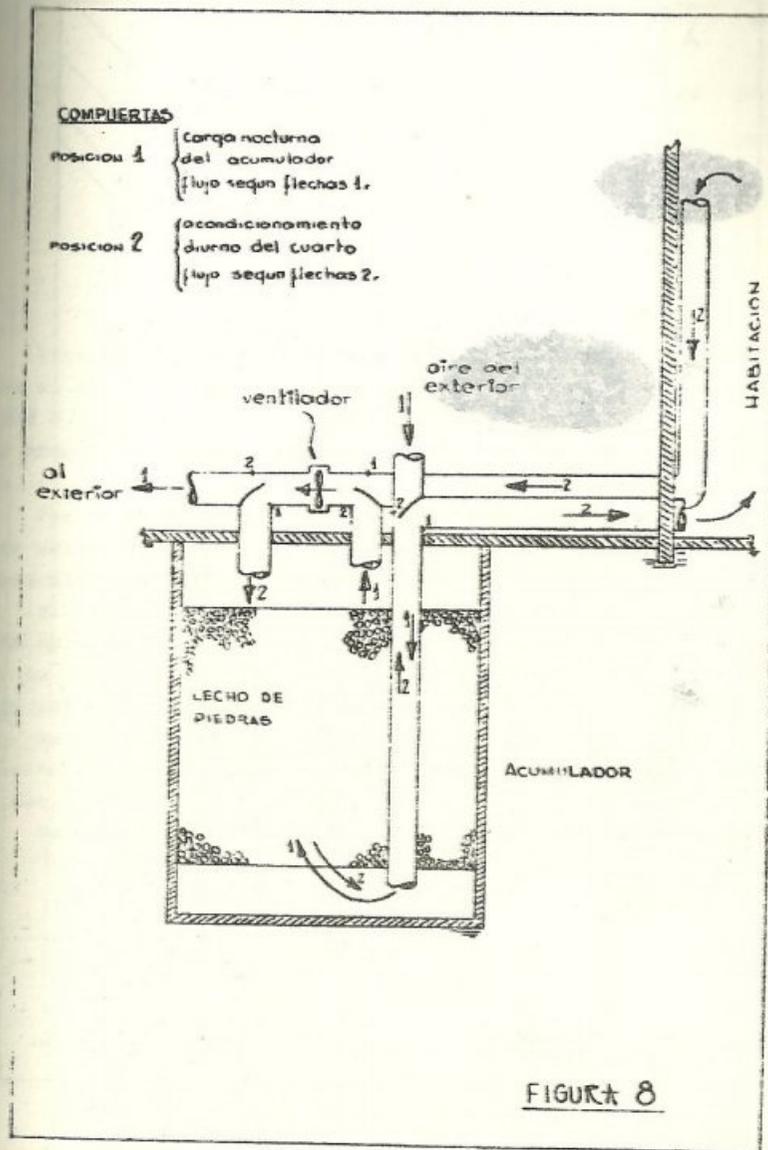


FIGURA 8

