MODELADO DE LOS PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA DE UN DESTILADOR SOLAR CON TUBOS DE CALOR

José Arturo Pérez Galindo, Ignacio R. Martín Domínguez

Instituto Tecnológico de Durango
Felipe Pescador 1830 Ote.
34080, Durango, Dgo.
Tel. (18) 185586 Fax. (18) 184813

Centro de Investigación en Materiales Avanzados
Miguel de Cervantes 120
31109 Chihuahua, Chih.
Tel. (14) 391111 Fax (14) 391112
imartin@yakko.cimav.edu.mx

RESUMEN

El trabajo necesario para diseñar un equipo termohidráulico consiste básicamente de tres etapas. En la primera se realizan balances globales de materia y energía buscando delimitar el rango de operación del equipo en forma general y obteniendose como resultado alternativas posibles de las condiciones de operación del equipo. A continuación se requiere de la evaluación del comportamiento esperado de los diseños seleccionados desde el punto de vista de los procesos de transferencia de calor y masa que ocurren en el sistema, esto resulta en el dimensionamiento de varias alternativas de los equipos y cálculos de los consumos de energía asociados. Finalmente se estudia el costo de las alternativas para seleccionar el diseño óptimo.

En trabajos recientes, Pérez y Martín, 1987 y Martín y Pérez, 1998, se ha presentado la primera fase del diseño de un destilador solar. En ellos se encontró que el aprovechamiento de la energía solar se lleva a cabo en forma mas efectiva (v.g. con mayor producción de destilado a partir de una cantidad de energía solar fija) utilizando la totalidad de energía ya sea en calentamiento de agua o del aire que interactúan posteriormente a ser calentados en un evaporador.

La continuación del proceso de diseño se presenta en este trabajo, detallando el conjunto de ecuaciones que se aplican al análisis de transferencia de calor y masa en los equipos, la metodología usada para resolverlas y los resultados obtenidos. Solamente se presenta el caso en el que la energía se utiliza totalmente en calentamiento del aire.

DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

Como se muestra en la Figura 1, el sistema propuesto consta de dos equipos principales, el condensador y el evaporador, y de dos calentadores solares. En el sistema se circula aire en circuito cerrado, el cual se humidifica en el evaporador y se dehumidifica en el condensador. El objetivo de utilizar aire como medio de transporte del agua es evitar el uso de sistemas de vacío para evaporación del agua a baja temperatura o de trabajar a temperaturas alrededor de 100°C para producir vapor a presión atmosférica.

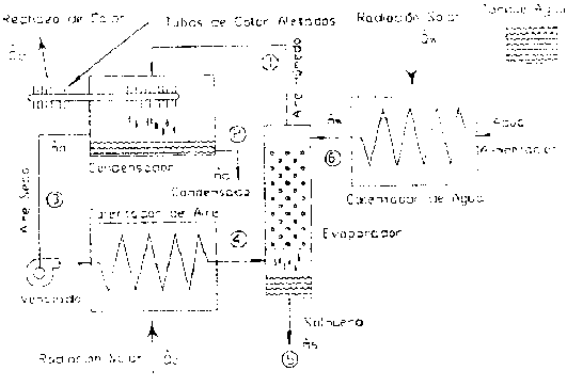

Figura 1. Esquema del sistema propuesto

En el condensador se propone aprovechar la eficiencia de tubos de calor, para desechar la energía al ambiente con baja diferencia de temperatura. La extracción del condensado se lleva a cabo

dehumidificando el aire al circularlo por el exterior de un extremo de los tubos de calor aletados. En el interior de los tubos de esta sección ocurre la evaporación del agua de los tubos de calor, con la consecuente extracción de energía del aire requerida para la dehumidificación.

En el otro extremo de los tubos de calor se condensa el vapor de estos y, al estar este extremo localizado en contacto con el ambiente, se rechaza la energía por convección al ambiente externo exterior. En este equipo, el agua purificada se separa del aire que la transportó.

En el evaporador se usará una cama empacada para el intercambio de calor y masa entre las corrientes de aire y de agua. Debido a que la presión parcial del vapor en el aire es baja, la evaporación del agua se produce a baja temperatura. El agua se alimenta a la parte superior de la cama empacada para su interacción a contracorriente con el aire que entrará por la parte inferior humidificandose a su paso por la cama.

Para el caso presentado en este trabajo el calentador de agua no existe (esto equivale al uso de la energía solar solamente en calentar el aire), pero se respetará la nomenclatura mostrada en la figura.

ECUACIONES DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA

Para analizar el comportamiento de los equipos se diseñó un simulador en estado estable que permite calcular los parámetros de diseño requeridos a partir de las condiciones de operación prescritas por los balances de materia y energía.

Las ecuaciones gobernantes que rigen los procesos de transferencia de calor y masa que ocurren en los equipos del sistema son resueltas en el simulador para predecir las dimensiones de los equipos. Debido a que los colectores solares serán seleccionados de equipos disponibles en el mercado, solamente se presentan las ecuaciones relacionadas al diseño de la cama empacada y de los tubos de calor.

Cama Empacada. La cama empacada opera bajo dos modos básicos. En el primero toda la energía se utilizó en calentar el aire y este, a su vez, proporciona la energía necesaria para evaporar el agua humidificandose sin afectar la temperatura del agua. En el segundo la energía se utilizó para calentar el agua y esta proporciona la energía de evaporación funcionando en forma idéntica a la de una torre de enfriamiento.

Las ecuaciones gobernantes para el primer modo de operación son mucho mas sencillas que para el segundo, ya que se tiene una temperatura de interfase agua-aire constante e igual a la temperatura del agua que entra a la cama. El balance de energía en un volumen de control de altura diferencial dz es:

$$m_a c_{pa} dT_a = h_a a_v a_s (T_a - T_i) dz \qquad (1)$$

la cual puede integrarse inmediatamente ya que solo varía la temperatura de la mezcla aire-vapor para ceder la energía de evaporación necesaria. La integración proporciona una ecuación para calcular la longitud de la cama empacada:

$$L = \frac{m_a c_{pa}}{h_a a_v a_s} \ln\left(\frac{T_{a1} - T_6}{T_{a4} - T_6}\right) \qquad (2)$$

la cual puede evaluarse si se dispone de información para calcular el coeficiente de transferencia de calor, h_a, y de las características geométricas de la cama a_v y a_s.

La cantidad de agua evaporada puede obtenerse del calor transferido y del balance de energía sobre el vapor producido en la cama:

$$Q = h_a a_t \frac{(T_{a1} - T_i) - (T_{a4} - T_i)}{\ln \frac{(T_{a1} - T_i)}{(T_{a4} - T_i)}} \qquad (3)$$

$$m_c = Q/(h_{g1} - h_{f6}) \qquad (4)$$

Tubos de Calor. En el lado del ambiente externo de los tubos de calor se requiere modelar un sistema con condensación del lado interno de los tubos y convección natural en el lado externo. El balance de energía en términos de la transferencia de calor es:

$$\eta' A_{ee} h_e (T_{te} - T_{amb}) = h_{ie} A_{ie} (T_i - T_{te}) \qquad (5)$$

en la cual la eficiencia de la superficie, η', se introdujo para considerar el uso de aletas, en virtud de los bajos valores del coeficiente de convección natural que se esperan en esta sección del equipo.

El proceso de dehumidificación que ocurre en el lado de proceso de los tubos de calor es mas complejo, ya que hay transferencia de masa y calor desde el aire hacia la superficie externa de los tubos y transferencia de calor de la pared de los tubos hacia el agua en evaporación adentro de ellos. Sin embargo, el modelado es relativamente sencillo ya que el calor que se transfiere hacia el agua en ebullición en cualquier sección transversal es igual a la suma del calor sensible cedido por la mezcla aire-vapor y el calor latente por la transferencia de masa del condensado. La ecuación gobernante es la siguiente:

$$\eta' A_{ei} h_e (T_a - T_{te}) + \eta' A_{ei} h_m M_v (P_{va} - P_{vte}) h_{fg} = h_{ie} A_{ie} (T_{te} - T_i) \qquad (6)$$

acerca de la cual cabe hacer notar que la eficiencia de la superficie aletada es la misma de la ecuación anterior por considerarse idéntica geometría y que se ha tomado en cuenta también para la transferencia de masa ya que se utiliza para corregir variaciones de temperatura, que a su vez producirán variaciones en la presión de vapor a esa temperatura.

A diferencia de las ecuaciones gobernantes en la cama empacada, el análisis de las ecuaciones de los tubos de calor requiere de una solución iterativa

Ecuaciones Auxiliares. Las ecuaciones requeridas para resolver los balances de energía son correlaciones para calcular los coeficientes de transferencia de calor y masa y propiedades de los fluidos así como las constantes geométricas necesarias en esas correlaciones.

Para la sección de humidificación se seleccionó el uso de un material para la cama empacada cuyas características fueron estudiadas por Dowdy y Karabash, 1987. Sus resultados son las siguientes expresiones:

$$h_a = 0.1\frac{k}{L^*}Re^{0.8}\left(\frac{L^*}{L}\right)^{0.12}Pr^{0.33} \qquad (7)$$

$$\Delta P = f\left(\frac{L}{L^*}\right)\frac{V^2}{2} \qquad (8)$$

Las constantes geométricas del material de la cama empacada son $L^* = 2.85 \times 10^{-3}$ m y $a_v = 350.8$ m²/m³.

Los coeficientes de transferencia de calor dentro de los tubos de calor se calcularon de las bien conocidas correlaciones de Chato (1962) para la condensación y de Rohsenow (1952) para la ebullición.

El coeficiente de convección forzada que ocurre en el lado externo de los tubos de calor fue calculado de la correlación de Briggs y Young (1963)

$$h_c = 0.134\frac{k}{d_e}\left(\frac{md_e}{A_f\mu}\right)^{0.681}Pr^{0.33}\left(\frac{S_f}{H_f}\right)^{0.2}\left(\frac{S_f}{t}\right)^{0.1134} \qquad (9)$$

mientras que la caída de presión correspondiente se calculó de acuerdo a Kern (1950)

$$\Delta P = f\left(\frac{N_t S_l}{D_{ev}}\right)\left(\frac{D_{ev}}{S_t}\right)^{0.4}\left(\frac{S_l}{S_t}\right)^{0.6}\left(\frac{m}{A_f}\right)^2 \qquad (10)$$

Para el cálculo del coeficiente de convección natural se utilizó la recomendación de MacAdams (1954) por su simplicidad

$$h_c = 0.5\left(\frac{T_{tc} - T_{amb}}{d_e}\right)^{0.25} \qquad (11)$$

El coeficiente de transferencia de masa se calculó de la analogía entre transferencia de calor y masa como se presenta en Kern (1950). De acuerdo a esta se tiene que

$$h_m = \frac{h_c\, Pr^{2/3}}{c_p M_m p_{gf} Sc^{2/3}} \quad ; \quad p_{gf} = \frac{p_{am} - p_{at}}{\ln(p_{am}/p_{at})} \qquad (12)$$

En cuanto a la geometría de los equipos, la cama empacada se dimensionó con base en que la correlación de Dowdy y Karabash (1987) es válida para el rango de velocidades $0.77<V<2.06$ (m/s). Estos valores, junto con el flujo másico del aire y sus propiedades proporcionan el área de flujo requerida.

Para la sección de dehumidificación se especificó que el intercambiador debería constar de hileras de cuatro tubos de 0.3 m de largo, de ½" de diámetro externo, con aletas de aluminio de ½" de alto y 0.035" de espesor separadas a 1/8" y que el arreglo del haz fuera triangular equilátero con separación entre centros de 2.5". Con esta información la altura del intercambiador se calculó en 0.273 m.

Metodología de Simulación. Cada una de las simulaciones se llevó a cabo con base en los resultados de los balances de materia y energía presentados por Pérez y Martín (1997). Como ya se mencionó, solamente se analizó el caso en el cual la energía solar se utiliza totalmente para calentar el aire que circula cíclicamente por el sistema.

El rango de operación de los flujos del sistema se seleccionó modificando el rango para humidificadores evaporativos de acuerdo al ASHRAE (1992) (entre 5 y 11 kg de aire/kg de agua) para adecuarlo a las condiciones requeridas en el destilador solar. También se cuidó no sobrepasar la temperatura máxima posible del aire en colectores solares comerciales de 85 °C, Dickinson y Cheremisinoff (1980).

El flujo másico de agua de alimentación al sistema estudiado por Pérez y Martín (1997) se mantuvo constante en 11 kg/hr, así como las temperaturas ambiente y del agua de alimentación (20 °C), la energía solar aprovechada (1000 W) y la temperatura y humedad del aire dehumidificado (27 °C, saturado). Con estos valores se calcularon las condiciones de operación que se presentan en la Tabla 1.

En la simulación, para cada juego de condiciones de entrada y salida de la cama empacada mostradas en la Tabla 1, se obtuvo la longitud de la cama empacada mediante la Ecuación 1, después de calcular el área de flujo de la cama a partir del flujo másico de aire, de sus propiedades y de las velocidades recomendadas por Dowdy y Karabash (1987). Con esta información se calcularon la caída de presión correspondiente (Ecn. 8) y la potencia teórica necesaria.

Tabla 1. Condiciones de Operación

	Relación Aire/Agua (kg/kg)				
	5.41	8.6	11.79	14.98	18.18
T_1 °C	37.86	34.42	32.64	31.55	30.81
W_1	0.0425	0.0347	0.0312	0.0292	0.0280
T_4 °C	85.00	63.54	53.66	47.98	44.29
m_a kg/h	131.12	208.12	285.32	362.52	439.96
m_c kg/h	2.66	2.6	2.57	2.55	2.53
T_2 °C	28.69	28.28	28.03	27.86	27.73

Para simular el comportamiento de los tubos de calor, la Ecuación 5 fue resuelta iterativamente para obtener la temperatura de los tubos en el lado de rechazo de calor al ambiente y la temperatura de trabajo interna. Suponiendo que esta es igual en las secciones de condensación y evaporación, se procedió a resolver la Ecuación 6, de la sección de dehumidificación.

La solución de esta ecuación se basó en proponer un intercambiador de calor con hileras de cuatro tubos y con dimensiones de aletas y arreglo especificados. Esta información permite calcular las características geométricas necesarias para evaluar los coeficientes de transferencia de calor y masa para, finalmente y a través de una solución iterativa de la Ecuación 6, obtener la temperatura de los tubos.

Dado que la Ecuación 6 es puntual, se requirió dividir la caída de temperatura del aire en intervalos y resolverla para cada uno de ellos. Con esta solución y con el auxilio del balance de energía del intervalo es posible calcular el área de transferencia requerida y sumando los resultados de todos los intervalos el área total del equipo. Al haberse seleccionado el número de tubos por hilera, la solución final se obtuvo en términos del número de hileras necesarias.

Una vez dimensionado el equipo, la caída de presión se obtiene de la Ecn. 10, lo cual permite el cálculo de la potencia teórica requerida.

Del balance global de energía y la solución obtenida de la Ecuación 5 se puede calcular la longitud de los tubos en la parte externa.

RESULTADOS

Como resultado de las simulaciones se obtuvieron las dimensiones de los equipos, cama empacada y dehumidificador, necesarias para cumplir las especificaciones de operación prescritas.

Para la cama empacada los resultados obtenidos se muestran en las Figuras 2 y 3. En la primera se muestra el volumen de la cama empacada normalizado en función de la relación de flujos aire/agua y con la velocidad del flujo a través de la cama como parámetro. El caso base seleccionado para la normalización fue el de la mayor relación de flujo aire/agua, 18.18, en combinación con la mayor velocidad de flujo.

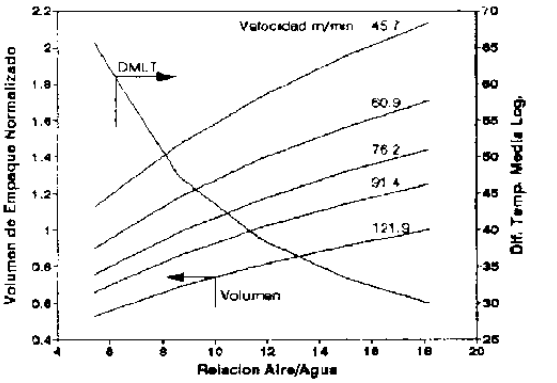

Figura 2. Volumen requerido en la cama empacada

Como puede observarse en la Figura 2, para valores constantes de la relación de flujo aire/agua, el uso de velocidades bajas en la cama produce el aumento del volumen requerido. Esto se debe a que los coeficientes de transferencia de calor y masa, y por consiguiente el área de transferencia requerida, son proporcionales al flujo elevado a la 0.8 (Ec. 7).

También es notable que, a velocidad constante, el volumen de la cama empacada requerido aumenta en función de la relación de flujo aire/agua. Esto se explica por la variación de la diferencia media logarítmica de temperatura que se muestra en el eje auxiliar, ya que la DMLT aumenta al disminuir el flujo de aire debido a que la cantidad de energía que se transmite al aire es constante y, por lo tanto, la temperatura de entrada del aire aumenta al disminuir el flujo.

Con estas observaciones es posible concluir que desde el punto de vista de transferencia de calor y masa se debe preferir el uso de la relación de flujo aire/agua menor y utilizar la mayor velocidad del aire a través de la cama empacada, ya que esto resulta en el volumen de la cama empacada mínimo.

Como en cualquier equipo termohidráulico, el complemento del análisis de la transferencia de calor es el relacionado con la energía necesaria para producir el flujo a través del equipo. Este se muestra en la Figura 3 que presenta la potencia de bombeo teórica normalizada como función de la relación de flujo aire/agua y con la velocidad del flujo a través de la cama como parámetro. La base de la normalización fue el mismo punto que para la transferencia de calor.

Las condición de máximo flujo de aire combinado con la velocidad máxima de flujo a través de la cama produce que la caída de presión sea la máxima calculada en el punto utilizado para normalizar, y que en el resto de los casos la potencia requerida sea menor.

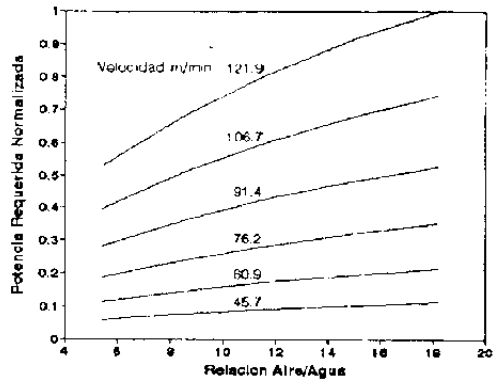

Figura 3. Potencia requerida en la cama empacada

La Figura 3 muestra que el caso óptimo de los estudiados desde el punto de vista de transferencia de calor y masa no es el que requiere potencia mínima, ya que esta alternativa resulta en una potencia requerida de aproximadamente el 50% del máximo de entre los casos analizados. La decisión final acerca del equipo óptimo requiere del análisis de costos de inversión y operación.

Dado que en el dehumidificador se fijó el área de flujo al definir las características de las hileras de tubos, la velocidad de flujo es constante en este equipo y en la Figura 4 se muestran la variación del área de transferencia y de la potencia requerida normalizadas. Al igual que en la cama empacada se seleccionó el caso de la mayor relación de flujo aire/agua como variable de normalización.

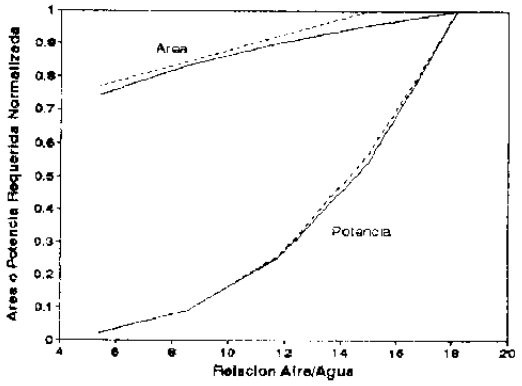

Figura 4. Área y potencia requeridas en el lado de dehumidificación de los tubos de calor

En la Figura 4 se presentan dos curvas tanto para el área como para la potencia, esto se debe a que los resultados obtenidos fueron redondeados para obtener el área en términos del número de hileras de cuatro tubos. Así, las líneas punteada muestran el área y la potencia que se utilizarían en el equipo, que son siempre un poco mayores que las calculadas.

Para la sección de los tubos de calor del lado de dehumidificación es claro que debe preferirse el uso de la relación aire/agua mínima, ya que en este caso tanto el área de transferencia como la potencia requeridas son mínimos.

Este comportamiento se debe a que los valores de los coeficientes de transferencia de calor y masa son muy bajos y prácticamente constantes lo cual ocasiona que la variable gobernante sea la diferencia en las fuerzas motrices de los fenómenos de transferencia de calor y masa. Estos valores aumentan en función directa a la temperatura de entrada del aire, la cual a su vez aumenta al disminuir el flujo de aire en el sistema.

Los requerimientos de área de transferencia y longitud de los tubos de calor en la sección de interacción con el ambiente se presentan en la Figura 5 como función de la relación de flujos aire/agua.

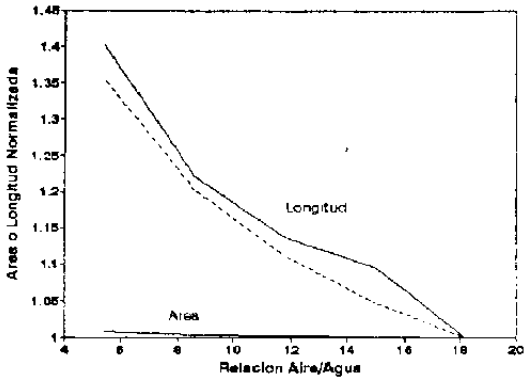

Figura 5. Área y longitud de tubos requerida en el lado del ambiente de los tubos de calor

Dado que la transferencia de calor externa es por convección natural y que la carga térmica varía muy poco al estar gobernada por la producción de condensado, m_c, que es casi constante, la variación del área requerida es mínima como se observa en la línea correspondiente de la Figura 5.

Al igual que en el caso de la Figura 4, se muestran dos líneas para la longitud. La línea superior se obtuvo tomando el número de tubos como constante e igual al calculado para el lado de dehumidificación de estos.

Esto causa que la longitud sea mayor para el número mínimo de tubos correspondiente a la relación de flujo aire/agua menor, aún cuando el área sea casi invariable para esta sección del equipo.

CONCLUSIONES

Se presentaron los resultados del análisis de transferencia de calor y masa en las secciones de evaporación y dehumidificación de un destilador solar que utiliza una cama empacada, tubos de calor y un ciclo de aire como medio de transporte del agua que se evapora de la corriente a purificar.

El sistema se analizó mediante un simulador de estado estable cuyos resultados consisten en las dimensiones del equipo requeridas para satisfacer un conjunto de condiciones de operación dictadas por balances globales de materia y energía.

Del análisis de los resultados para la cama empacada se concluyó que para efectuar una decisión final en cuanto a las condiciones de operación óptimas del equipo se requiere un estudio de costos de inversión y operación, aunque desde el punto de vista de la transferencia de calor y masa es conveniente utilizar relaciones de flujo aire/agua al sistema bajas y velocidades de flujo del aire en la cama altas.

En el dehumidificador sí fue posible definir que el uso de la menor relación de flujo aire/agua al sistema es más conveniente por obtenerse el menor requerimiento tanto de área de transferencia como de potencia.

REFERENCIAS

ASHRAE Handbook (1992) ***HVAC Systems and Equipment*** SI Cap.21 Am. Soc. Of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. Atlanta

Briggs, D.E. y Young, E.H. (1963) "Convection Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes" ***Chem. Eng. Progress Symposium Series***. 59, 1

Chato, J.C. (1962) "Laminar Condensation inside Horizontal and Inclined Tubes". **J. Am. Soc. Heating Refrig. Aircond. Engrs.** 4:52.

Dickinson, W.C. and Cheremisinoff, P.N. Edit. (1980) ***Solar Energy Technology Handbook***. Part B. Marcel Dekker, Inc.

Dowdy, J.A. and Karabash, J.S. (1987). "Experimental Determination of Heat and Mass Transfer Coefficients in Rigid Impregnated Cellulose Evaporative Media"., ***ASHRAE Trans., Part II.***, pp. 382-395.

Kern, D.Q. (1950) ***Process Heat Transfer***. McGraw-Hill

MacAdams, W.H. (1954) ***Heat Transmission.*** McGraw-Hill.

Rohsenow, W.M. (1952) "A Method of Correlating Heat Transfer Data for Surface Boiling Liquids". ***Trans. ASME***. 74

22

semana *nacional* de *energía solar*

Mexicali, B. C.

*Del **28** de septiembre al **2** de octubre de 1998*

MEMORIA