

MODELO TÉRMICO Y SIMULACIÓN DE UNA TORRE DE EVAPORACIÓN EMPACADA PARA DESTILACIÓN SOLAR DE AGUA

Ignacio R. Martín Domínguez Ma. Teresa Alarcón Herrera

Centro de Investigación en Materiales Avanzados CIMAV.

Miguel de Cervantes 120, Complejo Industrial Chihuahua. 31109 Chihuahua, Chih. México.

52(1)439-1111 FAX 439-1112. imartin@mail.CIMAV.edu.mx

Alejandra Martín Domínguez

Instituto Mexicano de Tecnología del Agua IMTA. Paseo Cuauhnáhuac 8532 Progreso.

62550 Jiutepec, Mor. 52(7)319-4299 FAX 319-4381 almartin@chac.imta.mx

RESUMEN

En este artículo se propone un modelo para describir el comportamiento térmico de una torre empacada, destinada a la evaporación de agua. El dispositivo propuesto es parte integrante de un sistema solar para la destilación de agua. El sistema de ecuaciones diferenciales acopladas que se obtiene, es resuelto numéricamente mediante el método de Runge-Kutta. Los resultados obtenidos son presentados como procesos en diagramas psicrométricos, y permiten visualizar claramente los efectos de las variables principales, flujos máscicos de agua y aire y temperaturas de entrada de ambas sustancias, sobre la tasa de evaporación alcanzada. La información generada mediante el simulador aquí presentado, ayudará a tomar decisiones de diseño para el evaporador del sistema destilador, así como para la configuración de colectores solares requerida para el calentamiento del agua de alimentación al sistema.

ABSTRACT

A thermal model of a water vaporization packed tower is presented on this paper. The proposed device is integral part of a solar water distillation system. The coupled system of differential equations that results, is solved by means of a Runge-Kutta numerical method. Results are presented as thermal processes on psychrometric charts, which allows a good visualization of the effects of main variables, like water and air mass flows and inlet temperatures of both substances over the water vaporization rate. The information generated by the simulator will allow to make water evaporator design decisions, as well as to better selection of the solar collector-array required for the supply water heating.

NOMENCLATURA

A_v	Área de la superficie mojada, por unidad de volumen [m^2 / m^3]
C_p	Calor específico a presión constante [$kJ / kg \cdot K$]
D	Coefficiente de difusividad [m^2 / s]
h	Entalpía [kJ / kg]
h_c	Coefficiente convectivo de transferencia de calor [$W / m^2 \cdot K$]
h_D	Coefficiente convectivo de transferencia de masa [$kg / m^2 \cdot s$]
kgv	Kilogramos de vapor
kgv	Kilogramos de vapor
Le	Número de Lewis
\dot{m}	Flujo máscico [kg / s]
Nu	Número de Nusselt

Re	Número de Reynolds
Sc	Número de Schmidt
Sh	Número de Sherwood
t	Temperatura [$^{\circ}C$ o K]
T_{bh}	Temperatura de bulbo húmedo [$^{\circ}C$]
T_{bs}	Temperatura de bulbo seco [$^{\circ}C$]
V	Volumen [m^3]
W	Humedad absoluta [kgv / kga]

Letras Griegas

α	Difusividad térmica [m^2 / s]
ρ	Densidad [kg / m^3]
κ	Conductividad térmica [$W / m \cdot K$]

Subíndices

I	Entrada
-----	---------

2	Salida
<i>a</i>	Aire
<i>f</i>	Líquido saturado
<i>g</i>	Vapor saturado
∞	Condición fuera de la capa límite
<i>s</i>	Saturación
<i>v</i>	Vapor
<i>w</i>	Agua líquida; a la temperatura del agua líquida
0	A la temperatura de referencia de 0°C

INTRODUCCIÓN

En este trabajo se presenta el modelo térmico del evaporador de un destilador solar, así como la implementación y simulación del mismo en una hoja de cálculo electrónica y los resultados obtenidos.

El evaporador aquí analizado es parte de un diseño nuevo de destilador solar para agua, en el cual los procesos de calentamiento, evaporación y condensación ocurren en dispositivos diseñados específicamente para cada proceso. El evaporador es una torre vertical empacada. En este dispositivo el agua, calentada previamente en colectores solares, entra por la parte superior, se distribuye uniformemente sobre la sección transversal y empapa el material de relleno. De esta forma se provee una superficie extendida para el contacto entre el agua y el aire y al mismo tiempo se prolonga el tiempo de residencia del agua en la torre.

MODELADO DEL EVAPORADOR

Para modelar los procesos de transferencia de calor y masa dentro del evaporador se realizaron balances de masa y energía en un volumen diferencial situado en una sección transversal de la columna.

En la literatura es posible encontrar modelos del comportamiento de torres de enfriamiento evaporativo, basados en supuestos tales como que el objetivo del equipo es el de enfriar la corriente de agua caliente que llega a él, que el aire utilizado siempre está a la temperatura ambiente, y despreciando la cantidad de agua evaporada [El-Dessouky *et al.* 1997; Sadasivam y Balakrishnan, 1995]. Las suposiciones anteriores impiden utilizar dichos modelos en este caso, en el

cual lo que se busca es estimar precisamente la cantidad de agua evaporada.

El despreciar la cantidad de agua evaporada también introduce un error en el diseño de torres de enfriamiento [Bernier, 1995 y Sutherland, 1983], pero por lo general éste error es aceptado a cambio de la simplificación que introduce en el análisis de tales equipos [El-Dessouky *et al.* 1997 y Bernier, 1995].

La torre empacada

En la torre la corriente de aire sube mientras que la de agua baja, existiendo una interfase entre ambas. Las condiciones de entrada de ambas corrientes se etiquetan con el subíndice 1, y las de salida con el subíndice 2.

Balance de masa para el agua.

El agua puede cambiar de fase e incorporarse o desprenderse de la corriente de aire, que permanece siempre como gas, y no es soluble en la corriente de agua. Haciendo un balance de masa se tiene que:

$$m_a W + m_w = m_a (W + dW) + m_w - dm_w \quad (1)$$

De donde se obtiene la ecuación de continuidad en forma diferencial:

$$dm_w = m_a dW \quad (2)$$

Integrando entre la parte superior de la columna y el volumen diferencial dV , se obtiene:

$$m_w = m_{w1} - m_a (W_2 - W) + m_a dW \quad (3)$$

Ecuación de energía

El balance de energía sobre el volumen diferencial da:

$$m_a h + m_w h_{fw} = m_a (h + dh) + (m_w - dm_w)(h_{fw} - dh_{fw}) \quad (4)$$

Al eliminar los términos con diferenciales de orden superior, la ecuación queda como:

$$m_a dh = m_w dh_{fw} + dm_w h_{fw} \quad (5)$$

Al sustituir la ecuación de continuidad en sus forma integrada y diferencial, y despreciando los términos con diferenciales de orden superior se obtiene la ecuación de conservación de energía:

$$m_a dh = [m_{w1} - m_a (W_2 - W)] dh_{fw} + m_a h_{fw} dW \quad (6)$$

Transferencia de calor y masa

La tasa de evaporación de agua en el volumen diferencial dV se puede expresar como un proceso de transferencia de masa convectivo:

$$dm_w = m_a dW = h_D A_v dV (W_{s,w} - W) \quad (7)$$

La transferencia de calor entre el líquido y el aire incluye tanto convección como la energía transportada por la evaporación del líquido:

$$m_a dh = h_c A_v dV (t_w - t) + h_D A_v dV (W_{s,w} - W) h_{g,w} \quad (8)$$

En donde $h_{g,w}$ es la entalpía de vapor saturado, a la temperatura t_w , para contabilizar tanto la energía de vaporización como la energía necesaria para llevar el agua hasta la temperatura t_w desde la temperatura de referencia de 0°C .

Al dividir la ecuación de transferencia de calor (8) entre la ecuación de transferencia de masa (7) se obtiene una ecuación diferencial para el cambio de entalpía del aire respecto a la humedad del mismo:

$$\frac{dh}{dW} = \frac{h_c}{h_D} \frac{(t_w - t)}{(W_{s,w} - W)} + h_{g,w} \quad (9)$$

Para resolver esta ecuación diferencial se requiere contar con expresiones para los coeficientes de transferencia de calor y masa, que son funciones de propiedades termodinámicas, características geométricas de la región de integración, y características del flujo existente.

Transferencia simultanea de calor y masa entre agua líquida y aire húmedo

Dentro de la columna empacada se tiene transferencia simultanea de calor y masa entre el agua líquida y el aire. En la superficie húmeda del material de empaque se tiene una capa de agua, a la temperatura t_w , y sobre ella fluye una corriente de aire con velocidad V_∞ , temperatura t_∞ y humedad absoluta W_∞ , cuyos valores permanecen esencialmente constantes en las regiones de flujo alejadas de la superficie del líquido, como se muestra en la Figura 3.

Transferencia de calor

El proceso de transferencia de calor entre ambos fluidos se modela como:

$$h_c (t_\infty - t_w) = \kappa \left(\frac{\partial t}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (10)$$

En donde h_c es el coeficiente de transferencia de calor por convección.

Debido a la diferencia de concentración de vapor de agua entre la corriente de aire y la región inmediata a la superficie del agua, se establece un proceso de transferencia de masa.

$$h_D (W_{s,w} - W_\infty) = -D \rho_a \left(\frac{\partial W}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (11)$$

En donde h_D es el coeficiente de transferencia de masa por convección.

Adimensionalización de las ecuaciones de transferencia de calor y masa.

Las ecuaciones diferenciales de transferencia de calor y masa, adimensionalizadas, tienen soluciones con las siguientes formas funcionales:

$$Nu = f(Re, Pr) \quad \text{y} \quad Sh = f(Re, Sc) \quad (12)$$

como se trata de la misma geometría y de las mismas condiciones de flujo, se obtienen soluciones análogas para ambos números. Al introducir la definición de difusividad térmica, α :

$$\alpha = \frac{\kappa}{\rho_a C_p} \quad (13)$$

y simplificando, se obtiene un nuevo número adimensional, el número de Lewis, Le :

$$Le = \frac{h_c}{h_D C_p} = \left(\frac{\alpha}{D} \right)^{2/3} \quad (14)$$

Esta relación permite sustituir a los coeficientes de transferencia de calor y masa, que son difíciles de conocer con exactitud, por una relación entre dos propiedades de transporte del aire, que solo dependen de la temperatura. Sustituyendo en la ecuación (9) se obtiene:

$$\frac{dh}{dW} = \frac{Le C_p (t_w - t)}{(W_{s,w} - W)} + h_{g,w} \quad (15)$$

Haciendo sustituciones de entalpías como función de temperaturas, se llega finalmente a la siguiente ecuación diferencial:

$$\frac{dh}{dW} = Le \left(\frac{h_{s,w} - h}{W_{s,w} - W} - h_{g,0} \right) + h_{g,w} \quad (16)$$

Esta ecuación es una función de la entalpía del aire húmedo, h , de la humedad absoluta del mismo, W , y de la temperatura del líquido, t_w . Pero solo las dos primeras variables aparecen explícitamente en ella, por lo cual es conveniente tratar de obtener otra ecuación que contenga explícitamente a la temperatura del líquido. Para ello se toma la ecuación del balance de energía, ecuación (6):

$$m_a dh = [m_{w1} - m_a (W_2 - W)] dh_{f,w} + m_a h_{f,w} dW \quad (17)$$

También se tiene la definición de entalpía de líquido:

$$h_f = Cp_f t \quad \text{y} \quad h_{f,w} = Cp_f t_w \quad (18)$$

De la cual, al derivar respecto a la humedad absoluta del aire, se obtiene:

$$\frac{dh_{f,w}}{dW} = Cp_f \left(\frac{dt_w}{dW} \right) \quad (19)$$

Dividiendo la ecuación (17) entre $m_a dW$ y sustituyendo en ella la ecuación (19), se llega a:

$$\frac{dt_w}{dW} = \frac{\frac{dh}{dW} - h_{f,w}}{Cp_f \left[\frac{m_{w1}}{m_a} - (W_2 - W) \right]} \quad (20)$$

Que es una segunda ecuación diferencial, dependiente también de las mismas variables, pero es explícita en t_w . Finalmente, para eliminar los diferenciales del segundo término de ésta ecuación, se puede sustituir la ecuación (16) en la (20), obteniéndose una ecuación diferencial ordinaria:

$$\frac{dt_w}{dW} = \frac{Le \left(\frac{h_{s,w} - h}{W_{s,w} - W} - h_{g,0} \right) + h_{g,w} - h_{f,w}}{Cp_f \left[\frac{m_{w1}}{m_a} - (W_2 - W) \right]} \quad (21)$$

Con lo anterior se tienen entonces un sistema de dos ecuaciones diferenciales acopladas, (16) y (21), que relacionan las tres variables independientes h , W y t_w . Para resolverlas se requiere hacerlo en forma simultánea, por lo cual se recurrió a implementar un método numérico.

SOLUCIÓN NUMÉRICA

Para la solución numérica del sistema de ecuaciones diferenciales se implementó un método de Runge-Kutta de 4° orden en una hoja de cálculo electrónica.

Simulación

Se realizaron corridas para tres diferentes combinaciones de condiciones de entrada del agua y del aire a la torre de evaporación. Se escogió una temperatura de entrada para el agua de 50°C, y se analizaron tres casos para las condiciones de entrada del aire, 30°C, 50°C y 60°C, manteniendo la humedad absoluta de entrada similar para los tres casos. Para cada caso se realizaron corridas variando el flujo másico de aire y manteniendo fijo el flujo de agua.

El diagrama psicrométrico muestra las condiciones de humedad, W , y temperatura, t , del aire que circula por la torre. De el agua líquida que circula en contra flujo, solo su temperatura, t_w , es de importancia en este análisis. El aire situado exactamente en la interfase aire – líquido tiene la temperatura del líquido y se encuentra saturado a esa temperatura, como se muestra, por lo cual es posible situar su estado en el diagrama psicrométrico sobre la curva de 100% de humedad relativa, y su temperatura es idéntica a la del líquido, por lo cual se puede visualizar los estados del líquido como un proceso que ocurre siempre sobre la curva de 100% de humedad relativa. Con ello se pueden apreciar claramente las dos fuerzas motrices del proceso de evaporación, la temperatura horizontalmente y la humedad absoluta verticalmente.

Resultados de la simulación

Las siguientes figuras muestran la evolución del proceso de humidificación del aire a su paso por el interior de la torre de evaporación, así como el proceso de enfriamiento del agua líquida que circula a contracorriente.

En los casos que se muestran se mantuvo constante el flujo másico de agua, y se hizo variar el flujo másico de aire, obteniéndose una gráfica para cada valor de flujo de aire.

Caso con temperaturas de entrada de aire y agua iguales.

En éste primer grupo de gráficas se fijaron las temperaturas de entrada de aire y agua en 50°C, entrando el agua con una humedad absoluta de aproximadamente 0.011 kgv/kg. En este grupo de casos se puede observar que si bien ambas corrientes ingresan a la torre a la misma temperatura, dado que el aire tiene una humedad relativa de 14% a la entrada, se establece una transferencia de masa, por evaporación, que reduce la temperatura del líquido. Se origina entonces también una diferencia de temperaturas y por consiguiente se establece un flujo de calor del aire hacia el agua.

La Figura 4 muestra el caso en donde la relación entre los flujos de agua y aire es tal, que la energía ganada por el aire por evaporación compensa exactamente a la energía perdida por transferencia de calor, originando que la temperatura del aire se mantiene constante durante todo el proceso, mientras que el agua se enfría 4.3°C entre la entrada y la salida.

En la Figura 5, Figura 6, y Figura 7 se puede observar que al aumentar el flujo de aire aumenta la cantidad de agua evaporada, lo cual origina cada vez mayor enfriamiento en el agua. Con ello el aire a su vez pierde mas calor por convección de la energía que gana por evaporación, originando que su temperatura también disminuye, siguiendo a la temperatura del líquido. Este efecto se magnifica conforme aumenta el flujo de aire, como puede verse en las graficas que muestran los flujos mayores de aire.

Conforme la curva de proceso del aire se acerca a la línea de operación del líquido, la diferencia de concentración de humedad se reduce, (la humedad relativa del aire se acerca al 100%), y la tasa de evaporación disminuye, hasta que el aire alcanza condiciones de saturación y de equilibrio térmico, en algún punto del interior de la torre, antes de alcanzar la sección de salida de la misma. A partir de esa condición, al seguir subiendo el aire hacia la parte superior de la torre, va entrando en contacto con agua a mayor temperatura y entonces la transferencia de calor ocurre del líquido hacia el aire. Al aumentar la temperatura del aire su humedad relativa vuelve a bajar del 100%, lo cual a su vez induce mas evaporación. El efecto neto de estos procesos simultáneos es que el aire se calienta y se humedece simultáneamente, siguiendo la línea de saturación hasta la salida de la torre, en donde alcanza las condiciones de frontera impuestas para la simulación,

que son equilibrio térmico con el agua de entrada y saturación a esa temperatura.

Caso con temperatura del aire superior a la del agua

En las siguientes figuras se presenta el caso en que la temperatura de entrada del aire se tiene superior a la del agua, 60°C y 50°C respectivamente. De nuevo se mantiene la humedad absoluta de entrada del aire en un valor similar al caso anterior.

La Figura 8 muestra los resultados obtenidos al considera un flujo de aire de 0.1 kg/min. En ella se puede de nuevo observar que para flujos bajos de aire, el agua se enfría marginalmente a su paso por la torre, originando que los procesos de humidificación y enfriamiento en el aire tengan importancias similares, y el proceso ocurre casi en una línea recta que une el estado inicial con las condiciones de frontera impuestas a la salida.

La Figura 9, Figura 10 y Figura 11 muestran finalmente el efecto de flujos de aire cada vez mayores. Se observa que al aumentar el flujo de aire hay cada vez mas evaporación, y el agua líquida se enfría cada vez mas. El aire se ve sujeto a gradientes de temperatura mayores al entrar a la torre, por lo cual se enfría rápidamente acercándose a la línea de saturación. Conforme el estado del aire se aproxima a la línea de saturación la transferencia de masa por difusión pierde relevancia y la curva del proceso continua paralela a la curva de saturación.

Análisis de resultados y consecuencias sobre el diseño propuesto

En los resultados aquí mostradas es de notarse que no es posible correlacionar la posición física donde se tienen determinadas condiciones de temperatura y/o humedad del aire respecto a las condiciones de temperatura del líquido, dentro de la torre empacada, a excepción única de los estados de entrada y salida. Esto es, los extremos de las curvas de proceso del aire y del agua corresponden a las condiciones de entrada y salida, pero para los demás estados no se conoce su posición dentro de la torre. Lo anterior es debido a que el modelo no contiene información sobre el tamaño de la misma. Ésta información se deberá obtener experimentalmente.

Es fácil observar en las gráficas que, para maximizar la cantidad de agua evaporada, los parámetros importantes son el flujo de aire y la

diferencia de humedades absolutas del mismo entre la entrada y la salida.

Flujo de aire

Para un cierto tamaño del sistema propuesto, esto es, área de colectores solares y dimensiones de torre empacada y condensador, la cantidad máxima de agua que será posible evaporar en la torre se alcanzará a un cierto flujo de aire. Debido a que el aire deberá fluir a través de la torre empacada se prevé que el uso de un ventilador mecánico será indispensable para lograr tasas de evaporación adecuadas.

Diferencias de humedad entre entrada y salida

Para lograr la máxima tasa de evaporación en la torre empacada, por kg de aire que circule por ella, se deberá buscar que el aire de entrada tenga la mínima humedad absoluta, mientras que a la salida deberá tener la máxima posible.

Por otro lado, para alcanzar la máxima humedad posible en el aire a su paso por la torre de evaporación, se deberá contar con un suministro de agua a la máxima temperatura posible y lograr que el aire salga de la torre en condiciones de saturación y a la temperatura mas cercana posible a la del agua de suministro.

La temperatura del agua de alimentación estará gobernada por las características de los colectores planos utilizados para su calentamiento, insolación disponible, numero de colectores y flujo másico de líquido que circule por ellos.

REFERENCIAS

El-Dessouky, H.T.A.; Al-Haddad, A. y Al-Juwayhel, F. A modified analysis of counter flow wet cooling towers. ASME J. of Heat Transfer, v.119, pp.617-626 August 1997

Sutherland, J.W. Analysis of mechanical-draught counter flow air/water cooling towers. ASME J. of Heat Transfer, v.105, pp.576-583 August 1983

Bernier, M.A. Thermal performance of cooling towers. ASHRAE Journal, pp. 56-61, April 1995

Jaber, H. y Webb, R.L. Design of cooling towers by the effectiveness-NTU method. ASME J. of Heat Transfer, v.111, pp.837-843, Nov. 1989

Sadasivam, M. y Balakrishnan, A.R. On the effective driving force for transport in cooling towers. ASME J. of Heat Transfer, v.117, pp.512-515, May 1995

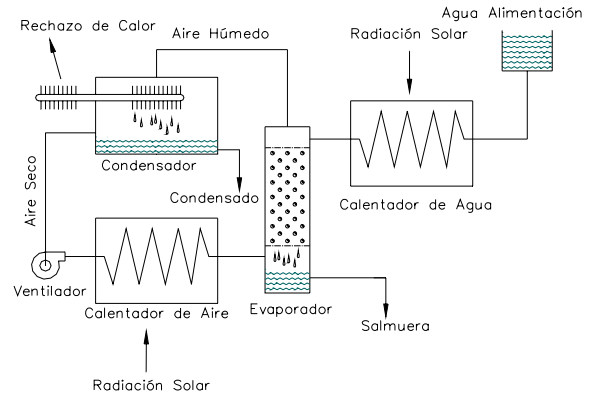


Figura 1. Esquema del destilador solar

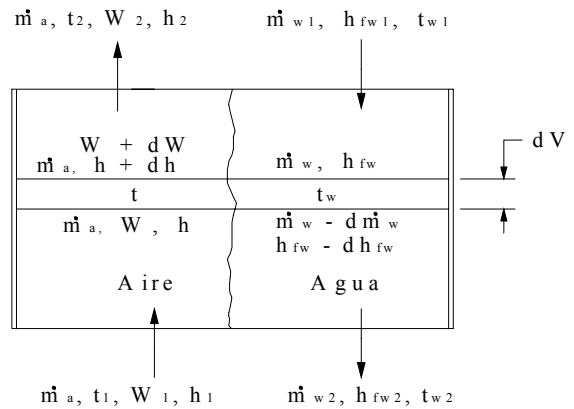


Figura 2. Volumen de control para el análisis de la torre empacada

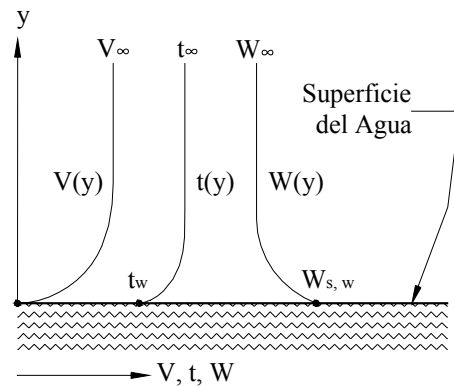


Figura 3. Perfiles de velocidad, temperatura y humedad absoluta en la capa límite

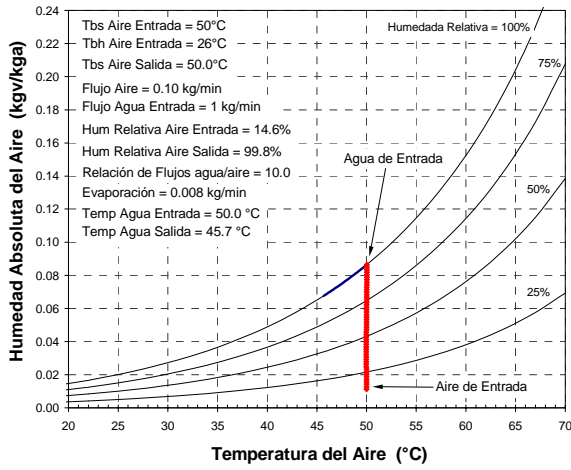


Figura 4. Flujo de aire de 0.1 kg/min

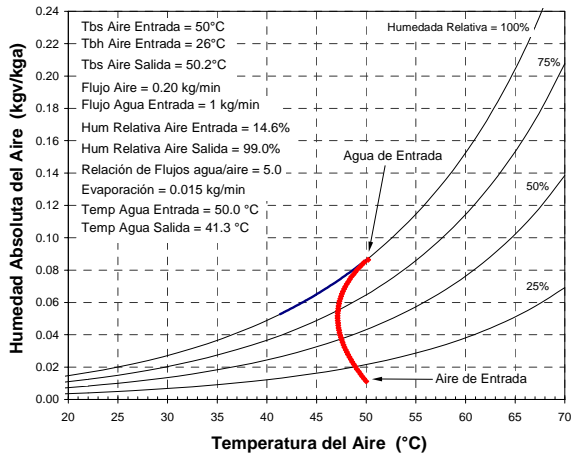


Figura 5. Flujo de aire de 0.2 kg/min

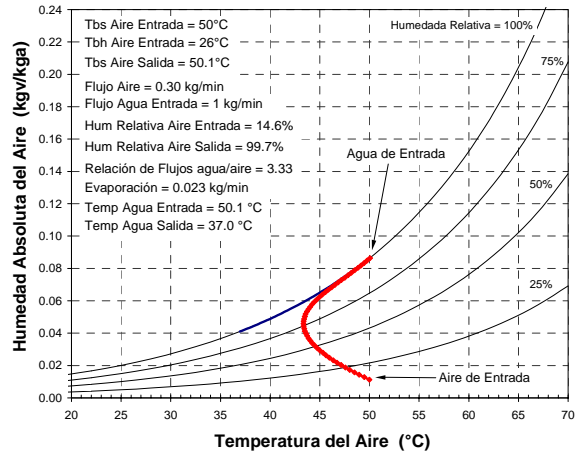


Figura 6. Flujo de aire de 0.3 kg/min

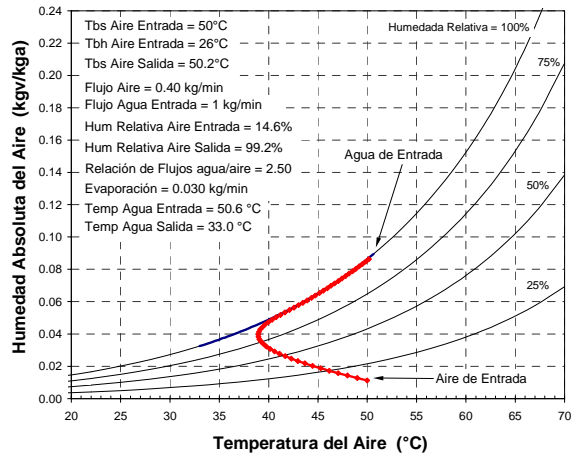


Figura 7. Flujo de aire de 0.4 kg/min

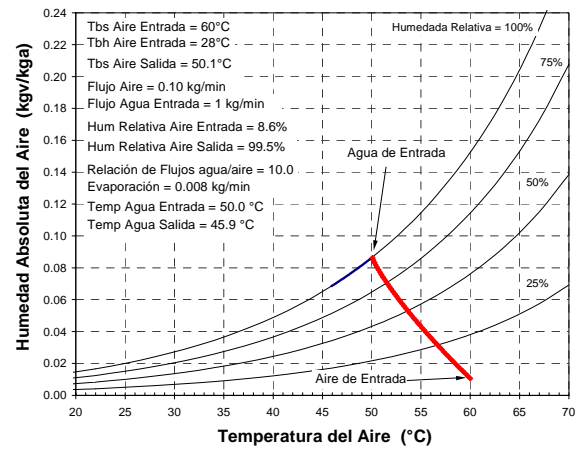


Figura 8. Flujo de aire de 0.1 kg/min

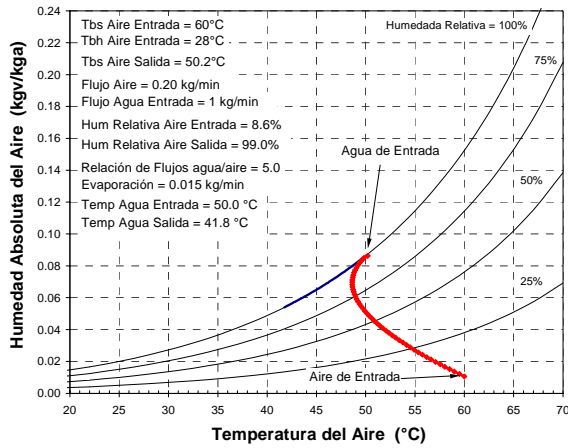


Figura 9. Flujo de aire de 0.2 kg/min

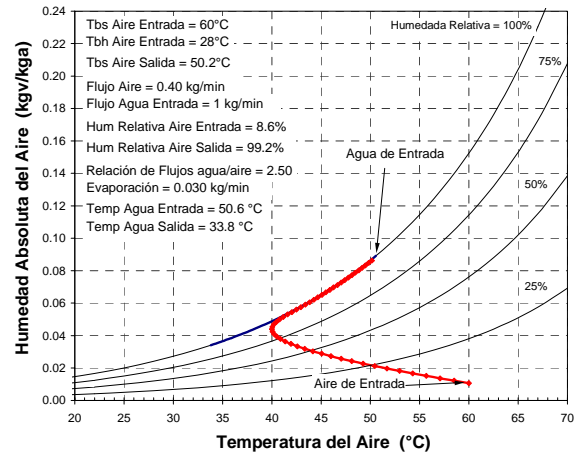


Figura 11. Flujo de aire de 0.4 kg/min

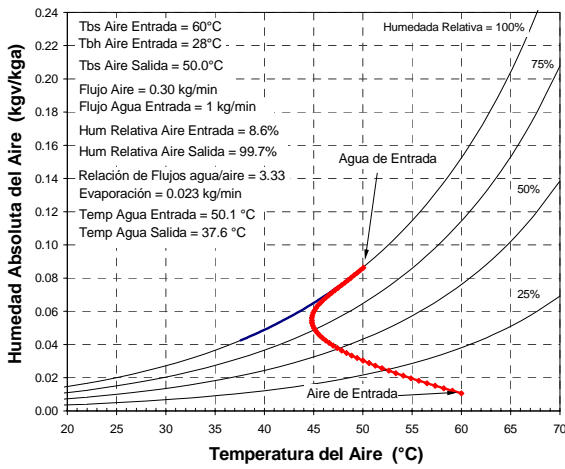


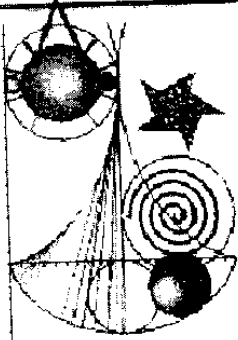
Figura 10. Flujo de aire de 0.3 kg/min

MEMORIAS

COLOQUIO INTERNACIONAL
Y REUNIÓN DE LA
ACADEMIA NACIONAL DE
INGENIERÍA MECÁNICA

CIRANIM-ITV2000

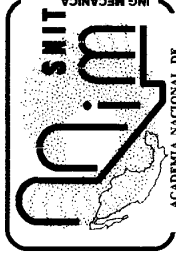
CIRANIM 2000



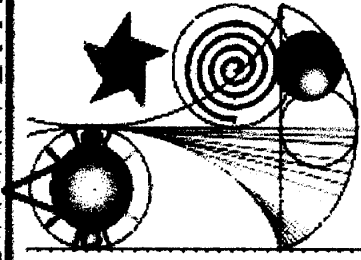
Veracruz, Ver.
22 al 24 de noviembre de 2000



SEP SET dgte



CIRANIM 2000



La Ingeniería Mecánica
en el Nuevo Milenio.
Nuevos Retos y Cómo
los Afrontaremos

El Instituto Tecnológico de Veracruz y la Academia Nacional de
Ingeniería Mecánica otorgan el presente

RECONOCIMIENTO

A

Ignacio R. Martín Domínguez

Por su brillante participación con la Conferencia
Modelo Térmico y Simulación de una Torre de Evaporación Empacada
para Destilación Solar de Agua

en el marco del Coloquio Internacional y Reunión de la Academia, CIRANIM-
ITV2000, los días 22 al 24 de noviembre de 2000, en Veracruz, Ver.

Dr. Alfonso C. García Reynoso
Director del Instituto Tecnológico de Veracruz
Presidente del CIRANIM – ITV2000

Dr. Ismael A. Muñoz Maya
Coordinador General del
CIRANIM – ITV2000