

Caracterización del enfriamiento evaporativo de placas planas horizontales con datos experimentales

Margarita-Gil Samaniego-Ramos
Héctor-Enrique Campbell-Ramírez

Departamento de Sistemas Energéticos
del Instituto de Ingeniería.
Universidad Autónoma de Baja California.
Blvd. Benito Juárez y Calle de la Normal, s/n,
Mexicali, Baja California, CP 21280
MÉXICO.

Teléfono: 52 (686) 566 4150
Correo electrónico: margarita_gil@uabc.mx
hcampbellr@uabc.mx, www.uabc.mx

Recibido el 1 de septiembre de 2008; aceptado el 10 de febrero de 2009.

1. Resumen

Se desarrollaron experimentalmente modelos de transferencia de calor y masa para caracterizar el enfriamiento evaporativo de techos horizontales calentados por radiación térmica. Las temperaturas de superficie de placas planas se evaluaron en condiciones secas y al humedecerse mediante aspersión. En ambos casos se calcularon las tasas de transferencia de calor, y para el caso húmedo también se pronosticaron las tasas de transferencia de masa. Los datos experimentales para el desarrollo y validación de los modelos fueron medidos a condiciones ambientales y controladas. Se logró una precisión del 2% para temperaturas de superficie y del 13% para la velocidad de evaporación.

Palabras clave: ahorro de energía, convección forzada en placas planas horizontales, enfriamiento evaporativo de techos, transferencia de calor y masa.

2. Abstract (Characterization of evaporative cooling of horizontal flat plates with experimental data)

Heat and mass transfer models were developed experimentally to characterize the evaporative cooling of horizontal roofs

heated by thermal radiation. Surface temperatures of flat plates were evaluated at dry conditions and when humidified with water atomizers. For both conditions, heat transfer rates were calculated, and for the wet case also the mass transfer rates were predicted. Experimental data for models validation were measured at environmental and controlled conditions. Accuracies achieved were 2% for surface temperature and 13% for water evaporation rate.

Key words: energy saving, forced convection on horizontal flat plates, heat and mass transfer, roof evaporative cooling.

3. Introducción

Las ganancias de calor a través de los techos a menudo son una fracción importante de la carga de enfriamiento para los equipos de aire acondicionado. Este porcentaje aumenta cuando el techo es de metal, caso común en talleres mecánicos, gimnasios, almacenes, plantas industriales, etc. El uso del enfriamiento evaporativo mediante la aplicación de agua a cuerpos calientes es una práctica común en muchos problemas de ingeniería [1]. Esta técnica también se ha utilizado para el enfriamiento de techos [2], pero no se encontraron modelos que cuantificaran y validaran la rapidez de transferencia de calor en tales procesos.

En Mexicali, Baja California, México, donde las temperaturas en el verano pueden alcanzar los 50°C, se han usado por mucho tiempo los sistemas de enfriamiento evaporativo para el acondicionamiento de espacios, pues sus costos de adquisición, operación y mantenimiento son menores que los de equipo de acondicionamiento por compresión.

El enfriamiento evaporativo para reducir la temperatura en los techos es una alternativa económica para reducir la carga térmica del edificio. El sistema consiste en la colocación de una red de aspersores en el techo que distribuyen en la superficie una cantidad de agua que al evaporarse provoca un efecto de enfriamiento.

Se ha demostrado que las superficies de cuerpos de agua próximos a las construcciones pueden mejorar el clima urbano y reducir la energía requerida para enfriar los edificios ya que

el microclima es modificado por los balances locales de calor, masa y momentum, influenciando la calidad del aire, el confort térmico y el consumo de energía [3].

En la implementación de sistemas de enfriamiento evaporativo, hay que determinar los parámetros básicos de diseño como son la rapidez de transferencia de calor que se llevará a cabo en la superficie que se desea enfriar, el potencial abatimiento de la temperatura que se puede alcanzar y la cantidad de agua que se deberá aplicar para tal fin, parámetros que pueden ser optimizados con un modelo que sea capaz de predecirlos.

El objetivo principal del estudio fue modelar la temperatura de placas planas horizontales como variable de respuesta, al aplicar agua en intervalos de tiempo preestablecidos bajo las condiciones climáticas de la ciudad de Mexicali, B. C. y compararla con la que resulta sin la aplicación de agua. Con las temperaturas de superficie se calculó la rapidez de transferencia de calor y la tasa de evaporación.

Para la consecución del objetivo, se desarrolló la siguiente metodología:

Se plantearon las ecuaciones gobernantes, sus condiciones y restricciones, partiendo de un balance de energía del sistema hasta llegar a un polinomio de cuarto grado cuya incógnita es la temperatura de la superficie (T_s).

Se realizaron experimentos en condiciones ambientales para medir temperaturas del aire exterior, interior y de la placa para tener valores de referencia para la inicialización del experimento bajo condiciones controladas.

Se llevaron a cabo experimentos en la cámara de ambiente controlado del Instituto de Ingeniería de la UABC regulando la humedad relativa, la velocidad del aire y el flujo volumétrico de agua aplicada.

Con las temperaturas de la placa, aire interior y aire exterior se determinaron las propiedades físicas de los fluidos involucrados y se calcularon los coeficientes y números adimensionales de transferencia de calor y masa requeridos en el modelo.

Se resolvió el polinomio de cuarto grado resultante para cada caso por separado (caso 1: placa seca; caso 2: placa mojada), y se validó el modelo evaluando el error entre las temperaturas calculadas y las observadas en el experimento.

Se compararon las temperaturas de la placa con y sin agua y se aplicaron pruebas de hipótesis para diferencia de medias con el fin de determinar la existencia de diferencias significativas en las temperaturas.

Se realizaron análisis de varianza para humedad relativa, velocidad del aire y flujo volumétrico con el fin de determinar la influencia en la variable de respuesta del modelo.

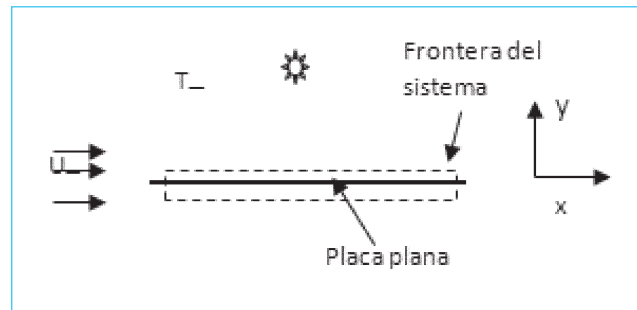


Fig. 1. Sistema termodinámico de una superficie plana horizontal, expuesta a condiciones ambientales (Condición seca).

4. Desarrollo del modelo

Se modelaron bidimensionalmente dos sistemas termodinámicos: en condición seca y mojada. (Ver figuras 1 y 2).

Se realizaron experimentos en condiciones reales para obtener información sobre la magnitud de parámetros tales como las temperaturas alcanzadas por la placa debido a la irradiación solar, velocidad del viento, humedad relativa y temperatura del aire prevaleciente en la ciudad de Mexicali.

Posteriormente se realizaron experimentos bajo condiciones controladas, para validar la confiabilidad del modelo. Estos consistieron en una placa plana horizontal localizada en una cámara adiabática acondicionada para reproducir las temperaturas de superficie promedio alcanzadas durante el experimento bajo condiciones reales. Se utilizaron focos incandescentes bajo una pantalla paraboloide para proporcionar la energía radiante a la placa; un calentador de aire para controlar la temperatura ambiental, un ventilador para mantener aire con velocidad controlada fluyendo sobre

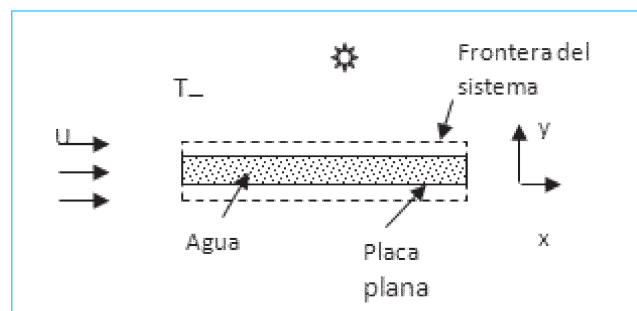


Fig. 2. Sistema termodinámico de una superficie plana horizontal, expuesta a condiciones ambientales (Condición mojada).

la placa y un enfriador evaporativo para regular la humedad relativa. Al alcanzar la placa las temperaturas deseadas, se aplicaron aspersiones de agua de volumen conocido para evaluar el efecto del enfriamiento evaporativo.

En ambos experimentos se utilizaron termopares para registrar las temperaturas de las superficies superior e inferior de la placa, así como del aire exterior e interior a una distancia fuera del espesor de las capas límite hidrodinámica, térmica y de concentración.

Para la resolución de las ecuaciones que integran el modelo matemático, se inicializó éste con los datos de entrada, tales como las propiedades de los fluidos involucrados en el proceso evaluadas en la temperatura de película definida mediante la expresión (1) [4].

$$T_f = \frac{1}{2} (T_s + T_\infty) \quad (1)$$

Para ello se tomaron como temperaturas iniciales las experimentales. Una vez resueltas las ecuaciones para la variable de respuesta deseada (temperatura de la placa T_s), se compararon los resultados calculados con el modelo y los obtenidos experimentalmente a fin de comprobar su validez. Una vez validado el modelo se realizaron análisis de sensibilidad a fin de clarificar el efecto de las variables seleccionadas sobre el fenómeno que nos ocupa.

El modelo está sujeto a las siguientes restricciones

- Régimen transitorio.
- La dirección del viento es principalmente longitudinal a la placa.
- Las temperaturas de la placa, del aire exterior y del aire interior varían en el tiempo, pero se consideran uniformes en el espacio, tomándose para los cálculos el promedio de las temperaturas registradas por los termopares en la superficie, el aire exterior y el interior.
- Sistema bidimensional, (x,y) , siendo x la dirección longitudinal de la placa y y la distancia vertical perpendicular a ésta. No se consideró la coordenada z (ancho de la placa) en el análisis, ya que se definió la temperatura uniforme espacialmente y el régimen de flujo se desarrolla en la dirección en la que sopla el viento (x). La coordenada y es importante pues en esa dirección se desarrollan las capas límite hidrodinámica, térmica y de concentración.
- Velocidad U y temperatura del aire T_0 en la corriente libre constantes para cada intervalo de tiempo considerado en los cálculos.
- Propiedades termofísicas del aire y del agua constantes en cada intervalo de tiempo considerado en el modelo y dependientes de las temperaturas, evaluadas a la temperatura de película, del aire o de la superficie dependiendo del caso analizado.

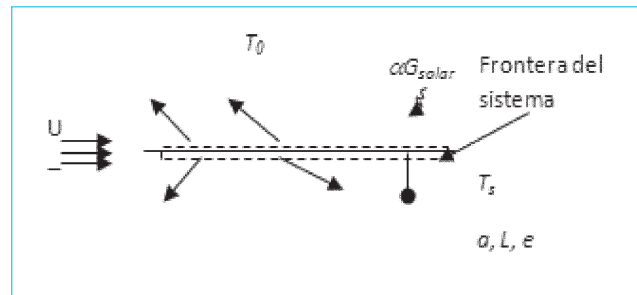


Fig. 3. Volumen de control y balance de energía para la placa en condición seca.

- Comportamiento de gas ideal del aire y del vapor de agua.
- Número de Reynolds de transición de flujo laminar a turbulento $Re_{cr} \geq 5 \times 10^5$.
- Existe la analogía entre transferencia de calor y masa.

En la figura 3 se esquematiza el sistema termodinámico bajo análisis y el balance de energía para la placa en condición seca.

Realizando un balance de energía del volumen de control de dicha figura se tiene la expresión (2):

$$E_{ent} - E_{sal} = E_{alm} \quad (2)$$

Como no existen interacciones de trabajo ni de masa a través de las fronteras del sistema durante el proceso en condición seca, el cambio neto en la energía total es debido a la transferencia de calor.

La densidad de flujo de calor neto de entrada es la energía recibida desde el sol, αG_{solar} , y la densidad de flujo de calor neto de salida es la suma de la rapidez de transferencia de calor por convección desde las superficies superior e inferior de la placa con el aire $q_{conv,ext} + q_{conv,int}$ y la rapidez del intercambio de energía por radiación con los alrededores $q_{rad,ext} + q_{rad,int}$, lo que es igual a la energía almacenada en la placa E_{alm} , la cual está dada por:

$$E_{alm} = \rho V c_p \frac{dT}{dt} \quad (3)$$

Sustituyendo los términos anteriores en la ecuación (2), el balance de energía se expresa como

$$\alpha G_{solar} - (q_{conv,ext} + q_{conv,int} + q_{rad,ext} + q_{rad,int}) = E_{alm} \quad (4)$$

Reemplazando los términos de rapidez de transferencia de calor por las ecuaciones que los definen, se tiene la expresión (5):

$$\alpha G_{solar} - (h_c(T_s - T_0) + h_c(T_s - T_i) + \epsilon \sigma (T_s^4 - T_{cielo}^4) + \epsilon \sigma (T_s^4 - T_i^4)) = \rho V C_p \frac{dT_s}{dt} \quad (5)$$

Los coeficientes de transferencia de calor h_c de la ecuación anterior se calcularon tanto para el interior como el exterior de la placa, y se encontró que no existen diferencias significativas entre ambos, por lo que se utilizó un solo coeficiente h_c .

La correlación (6) entre la temperatura y el tiempo para placa seca se encontró con datos experimentales, para un intervalo de valores de de 311 a 325 K.

$$T_s = -10^{-10}t^4 + 2 \times 10^{-7}t^3 - 0.0001t^2 + 0.0193t + 317.71 \quad (6)$$

El coeficiente de correlación es $R^2 = 0.9667$.

La variación de la temperatura con respecto al tiempo se expresa con la ecuación (7) como:

$$\frac{dT_s}{dt} = -4 \times 10^{-10}t^3 + 6 \times 10^{-7}t^2 - 0.0002t + 0.0193 \quad (7)$$

donde T_s es la temperatura de la superficie de la placa y t es el tiempo transcurrido desde el inicio del proceso.

$$AT_s^4 + BT_s + C = 0 \quad (8)$$

Sustituyendo la ecuación (7) en la (5) ésta última expresión queda:

$$A = -2\epsilon\sigma \quad (9)$$

$$B = -2h_c \quad (10)$$

$$C = h_c T_0 + h_c T_i + \epsilon \sigma T^4 + \epsilon \sigma T_i^4 - \rho V C_p (-4 \times 10^{-10}t^3 + 6 \times 10^{-7}t^2 - 0.0002t + 0.0193) + \alpha G_{solar} \quad (11)$$

La tabla 1 presenta los valores de las constantes del modelo utilizado para condición seca [4].

T_s se calcula para cada intervalo de tiempo; los valores de T_0 y T_i son datos experimentales y T_{cielo} , h_c y G_{solar} se consideran constantes para cada intervalo de tiempo.

Para encontrar el valor de T_s se utilizó el método de Newton-Raphson, el cual calcula las raíces reales de un polinomio.

Para ello se determinaron las constantes A , B y C , evaluando primeramente h_c , T_{cielo} y G_{solar} . Se evaluó aplicando las correlaciones del número de Reynolds y de Nusselt para flujo laminar o turbulento, según sea el resultado del número de Reynolds, calculado a partir de la velocidad del aire el cual se

Tabla 1. Constantes del modelo utilizado para condición seca. [4]

ϵ	Emisividad de la superficie	0.13
σ	Constante de Stephan-Boltzman	$5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$
ρ	Densidad de la placa	7854 kg/m ³
c_p	Calor específico de la placa	447.0 J/kg·K
α	Absortividad de la superficie	0.65

considera constante para cada corrida, la longitud característica de la placa y la viscosidad cinemática del aire a la temperatura de película (ver ecuaciones (12) a (15)):

$$Re_L = \frac{u_\infty L}{\nu} \quad (12)$$

$$Nu = \frac{\bar{h}_c L}{k} \quad (13)$$

Para régimen de flujo laminar

$$Nu = 0.664 Re_L^{1/2} Pr^{1/3} \quad (14)$$

Para régimen de flujo turbulento:

$$Nu = 0.037 Re_L^{4/5} Pr^{1/3} \quad (15)$$

Las pérdidas de calor por radiación se calculan a partir de la Ley de Stefan - Boltzman de acuerdo a la expresión (16):

$$q_{rad} = \epsilon \sigma (T_s^4 - T_{cielo}^4) \quad (16)$$

El valor de G_{solar} se calculó siguiendo el algoritmo desarrollado por ASHRAE [5] para el experimento realizado en condiciones reales. Para el experimento realizado bajo condiciones controladas se consideró la entrada de energía al sistema como la suma de las energías debidas a los focos incandescentes, el calentador de ambiente de resistencia eléctrica, el ventilador y el enfriador evaporativo.

Como el sistema se encuentra en una cámara adiabática no hay pérdidas de calor y las energías de entrada provocan un incremento en la energía interna del sistema, lo que se traduce en un aumento en la temperatura de la placa.

Se realizaron cálculos para cada corrida del experimento. Los datos T_0 , T_s , T_i , T_a , u_∞ , ϕ , se tomaron de los observados experimentalmente. Se utilizaron las temperaturas de la superficie y del aire para encontrar las temperaturas de película

(T_p) requeridas para la determinación de las propiedades termofísicas de los fluidos involucrados (aire y agua). A partir de tablas de propiedades [4], [6], [7] se obtuvieron correlaciones (ver tabla (2)) a efecto de realizar el cálculo para cada temperatura registrada en el experimento:

Se utilizó el algoritmo de Newton-Raphson para el cálculo de T_s :

$$T_{k+1} = T_k - \frac{f(T_k)}{f'(T_k)} \quad (17)$$

El criterio para terminar el procedimiento iterativo fue:

$$\left| \frac{T_{k+1} - T_k}{T_{k+1}} \right| \leq \xi \quad (18)$$

El valor de ξ seleccionado debe ser lo más pequeño posible, para asegurar que las diferencias entre dos valores consecutivos de T_{k+1} no sean significativas, por lo que se asignó a ξ arbitrariamente el valor de 1×10^{-12} .

Una vez que la placa ha llegado a la temperatura en condición seca, se aplica sobre ésta la aspersión de agua necesaria para cubrir toda la superficie, para investigar los efectos del flujo másico del agua en la variable de respuesta. Inmediatamente después de la aplicación del agua inicia el proceso de enfriamiento evaporativo, que se modeló de la siguiente forma:

El balance de energía del volumen de control en condición mojada se muestra en la figura 4.

$$E_{ent} - E_{sal} = E_{alm} \quad (19)$$

Tabla 2. Correlaciones para el cálculo de las propiedades termofísicas del aire.

Propiedad	Correlación
Densidad del aire, $\rho(\text{kg/m}^3)$	$\rho = -0.0033T_f + 2.1643$ ($R^2=0.9987$)
Viscosidad cinemática del aire, $\nu(\text{m}^2/\text{s})$	$\nu = 9 \times 10^{-8}T_f - 1 \times 10^{-5}$ ($R^2=0.9996$)
Conductividad térmica del aire, $k(\text{W/m}\cdot\text{K})$	$k = 7 \times 10^{-5}T_f - 0.0069$ ($R^2=0.9993$)
Número de Prandtl, Pr	$Pr = -5 \times 10^{-10}T_f^3 - 1 \times 10^{-6}T_f^2$ $- 0.0008T_f^2 + 0.8568$ ($R^2=0.9992$)

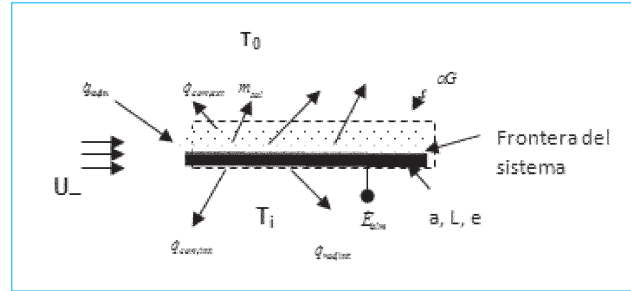


Fig. 4. Volumen de control y balances de energía y masa para la placa en condición mojada.

El balance de masa del mismo volumen de control es:

$$m_{ent} - m_{sal} = \left[\frac{dm}{dt} \right]_{sist} \quad (20)$$

Donde $\left[\frac{dm}{dt} \right]_{sist}$ es el cambio o acumulación de masa en el sistema.

En el caso de la placa en condición mojada existen interacciones de masa y calor a través de las fronteras del sistema durante el proceso. El cambio neto en la energía total de la ecuación (20) es debido a la transferencia de calor y masa. La energía de entrada es la transferencia de calor por radiación solar, $\alpha \dot{G}_{solar}$, para el caso de la placa expuesta a condiciones ambientales y a la suma de las energías de entrada en el caso de la placa localizada en la cámara de ambiente controlado, además de la energía asociada con la masa de agua aplicada a la placa; la energía de salida es la suma de la rapidez de transferencia de calor por convección desde las superficies superior e inferior de la placa con el aire $\dot{q}_{conv,ext} + \dot{q}_{conv,int}$, la rapidez del intercambio de energía por radiación con los alrededores $\dot{q}_{rad,ext} + \dot{q}_{rad,int}$ y la energía asociada con la salida de la masa de agua al evaporarse, lo que es igual a la energía almacenada en la placa E_{alm} . Lo anterior se expresa con la ecuación (21)2 como:

$$\dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sal} = \alpha \dot{G}_{solar} + \dot{E}_{agua,liq} - (\dot{q}_{conv,ext} + \dot{q}_{conv,int}) - (\dot{q}_{rad,ext} + \dot{q}_{rad,int}) - \dot{E}_{agua,vapor} = \dot{E}_{alm} \quad (21)$$

Debido a que la totalidad del agua aplicada sobre la superficie se evapora en cada ciclo, no existe cambio de masa en el volumen de control, por lo que el término $\left[\frac{dm}{dt} \right]_{sist}$ es igual a cero.

Al combinar los balances de energía y masa y sustituir los términos de transferencia de energía por las ecuaciones que los definen, se tiene la expresión (22):

$$\left[\alpha \dot{G}_{solar} + \frac{\dot{m}_{ent}}{A_s} h_{f,A,ent} \right] - \left[\begin{array}{l} h_c + (T_s - T_0) + h_c + (T_s - T_i) \\ + \epsilon \sigma (T_s^4 - T_{cielo}^4) + \epsilon \sigma (T_s^4 - T_i^4) \\ + \frac{\dot{m}_{evap}}{A_s} h_{g,A,sat} \end{array} \right] = \rho V c_p \frac{dT}{dt} \quad (22)$$

Donde $[dT/dt]$ es la variación de la temperatura de la placa con respecto al tiempo, la cual se encontró relacionando los datos experimentales para la placa en condición mojada, para llegar a la expresión (23) cuyo coeficiente de correlación es $R^2 = 0.9792$. El intervalo de valores de T_s para el que se obtuvo es de 302 a 320 K.

$$T_s = -1 \times 10^{-6} t^2 + 0.0141 t + 302.71 \quad (23)$$

La derivada de T_s con respecto a t :

$$\frac{dT_s}{dt} = -2 \times 10^{-6} t - 0.041 \quad (24)$$

Sustituyendo la ecuación (24) en la (23) y factorizando T_s , ésta última expresión queda:

$$AT_s^4 + BT_s + C = 0 \quad (25)$$

donde A , B y C quedan definidas por las expresiones (26), (27) y (28):

$$A = -2\epsilon\sigma \quad (26)$$

$$B = -2h_c \quad (27)$$

$$C = h_c T_0 + h_c T_i + \epsilon \sigma T_{cielo}^4 + \epsilon \sigma T_i^4 - \frac{\dot{m}_{ent}}{A_s} h_{f,A,ent} - \frac{\dot{m}_{evap}}{A_s} h_{g,s} - \rho V c_p (-2 \times 10^{-6} t - 0.041) + \alpha G_{solar} \quad (28)$$

Los valores de la emisividad y absorptividad de la superficie mojada se toman como: $\epsilon = 0.9$ y $\alpha = 0.7$, y las demás constantes permanecen igual a los reportados para condición seca.

Se calculó la temperatura de la superficie T_s y la tasa de evaporación del agua m para cada uno de los datos registrados en el experimento, en cada una de las corridas de éste. Para ello se utilizaron las propiedades termofísicas del agua con las correlaciones presentadas en la tabla (3), calculadas a partir de tablas de propiedades publicadas [4], [6], [7]. Para las pérdidas de calor por evaporación, es necesario encontrar la rapidez de evaporación del agua m_{evap} . Para ello debe calcularse el coeficiente de transferencia de masa por convección h_m , con las siguientes correlaciones:

$$\overline{Sh} = \frac{\overline{h}_m L}{D_{AB}} \quad (29)$$

El número de Sherwood Sh se calcula con alguna de las dos siguientes correlaciones, dependiendo del régimen de flujo, ya sea laminar o turbulento.

Para régimen de flujo laminar:

$$Sh = 0.664 Re_L^{1/2} Sc^{1/3}, Sc > 0.6 \quad (30)$$

Para régimen de flujo turbulento:

$$Sh = 0.037 Re_L^{4/5} Sc^{1/3}, Sc > 0.6 \quad (31)$$

donde:

Sh , número de Sherwood (adimensional)

Re_L , número de Reynolds basado en la longitud característica (adimensional)

Sc , número de Schmidt (adimensional)

El número de Schmidt se calcula con

$$Sc = \frac{\nu}{D_{AB}} \quad (32)$$

donde:

Sc , número de Schmidt (adimensional)

ν , viscosidad cinemática del aire (m^2/s)

D_{AB} = Coeficiente binario de difusión de masa (m^2/s)

Una vez calculado el coeficiente de transferencia de masa, se calcula el flujo másico de agua evaporada por unidad de área con la siguiente expresión:

$$\frac{\dot{m}}{A} = \overline{h}_m (\rho_{a,s} - \rho_{a,0}) \quad (33)$$

Si se conoce la humedad relativa, ϕ , podemos usar la siguiente expresión para encontrar $\rho_{a,0}$:

$$\phi = \frac{\rho_{a,0}}{\rho_{a,sat}(T_0)} \quad (34)$$

$$\rho_{a,\infty} = \phi \rho_{a,sat}(T_s) \quad (35)$$

Para validar el modelo, se compara la temperatura de la placa calculada $T_{s,calc}$ contra la temperatura observada en el experimento $T_{s,exp}$ y se calcula el error, tanto para condición seca como mojada. En otros trabajos experimentales de transferencia de calor [1], se ha usado el criterio de considerar un modelo como apropiado si el error entre los datos calculados y los reales está dentro del rango $\pm 30\%$. En el presente trabajo se consideró el modelo como válido si el error no excede de $\pm 20\%$. Si los errores difieren del porcentaje antes mencionado, se deben buscar las posibles causas y encontrar una correlación

Tabla 3. Correlaciones para el cálculo de las propiedades termofísicas del agua. [4],[6], [7].

Propiedad	Correlación
Entalpía de vapor saturado del agua h_g (kJ/kg)	$h_g = 1.7488T_s + 2025.4$ ($R^2=0.9996$)
Entalpía de agua líquida saturada h_f (kJ/kg)	$h_f = 4.1861T_A - 1142.7$ ($R^2= 1.0$)
Volumen específico de agua líquida saturada v_f (m ³ /kg)	$v_f = 6.0E39T_s^{-15.413}$ ($R^2=0.9967$)
Densidad de agua líquida a presión atmosférica ρ (kg/m ³)	$\rho_{A,s} = -0.3623T_s - 1006.5$ $\dot{\circ}$ $\rho_{A,0} = -0.3623T_0 - 1006.5$ ($R^2=0.9945$)

empírica útil para predecir la variable de respuesta, utilizando los parámetros específicos del presente experimento. Revisando problemas similares, [4], se encontró que una forma de ajustar modelos de transferencia de calor es encontrando nuevas constantes para las ecuaciones de los números adimensionales, como el número de Nusselt y de Sherwood, con el fin de calcular un coeficiente de transferencia de calor o de masa por convección que prediga mejor estas variables de respuesta.

5. Trabajo experimental

El trabajo experimental se inició con pruebas piloto realizadas en una placa de metal horizontal instalada a la intemperie, sujeta a las condiciones dinámicas del clima, registrándose las temperaturas de la placa, así como las del aire exterior e interior.

El techo experimental instalado a la intemperie simula al de un taller mecánico o almacén, que no cuenta con ningún tipo de aislante, y está abierto a la atmósfera.

Para medir la temperatura de la superficie del techo, así como las del aire exterior e interior, se utilizó un equipo de adquisición de datos conectado a 10 termopares tipo k adheridos en la placa en diferentes localizaciones.

Se midieron las siguientes variables:

- Temperatura de la superficie, °C
- Temperatura del aire interior, °C
- Temperatura del aire exterior, °C

- Velocidad del aire, m/s

Con el experimento preliminar se conocieron las temperaturas alcanzadas por la placa en condiciones ambientales externas, mismas que se reprodujeron en las pruebas de laboratorio.

En el experimento bajo condiciones controladas de laboratorio se midieron las siguientes variables:

- Temperatura de la superficie, °C
- Temperatura del aire interior, °C
- Temperatura del aire exterior, °C
- Tiempo de aplicación de agua, s
- Tiempo de evaporación del agua, s

Las variables controladas fueron:

- Densidad de flujo volumétrico del agua, l/s·m² o m³/s·m²
- Velocidad del aire, m/s
- Humedad relativa, adimensional.

El aparato experimental consistió básicamente en una superficie horizontal, un sistema de calentamiento de la placa y del aire circundante, dispositivos para controlar la humedad ambiental y la velocidad del aire así como instrumentos de medición.

El aparato se instaló en la cámara de temperatura y humedad controlada del Laboratorio de Sistemas Energéticos del Instituto de Ingeniería de la UABC.

La superficie horizontal es una placa de lámina tipo polín galvanizada, con las dimensiones requeridas para asegurar un flujo laminar si la velocidad del aire es menor a 7 m/s.

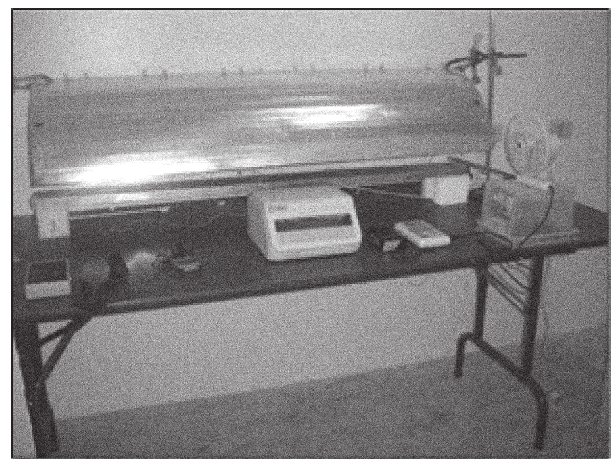


Fig. 5. Aparato experimental.

Para alcanzar temperaturas de la placa similares a las que se alcanzaron a condiciones ambientales se instalaron una serie de focos incandescentes, sobre la placa y bajo una pantalla parabólica lineal que hiciera más eficiente el aprovechamiento de la energía proporcionada. El aire se calentó mediante un calentador de ambiente a base de resistencias.

La humedad relativa se controló mediante un controlador automático. Se obtuvieron diferentes niveles de velocidad del aire con dos ventiladores axiales. La placa se instrumentó con termopares tipo *K* localizados en diferentes puntos de sus superficies superior e inferior. Las temperaturas del aire exterior e interior también se midieron mediante termopares suspendidos en lugares por encima y por debajo de la placa. Se usó un equipo de adquisición de datos para registrar las temperaturas a intervalos de un minuto y transferirlas a una computadora. La velocidad del aire se midió con un anemómetro de hilo caliente.

La temperatura del agua en el recipiente atomizador antes de ser aplicada se midió con un termómetro infrarrojo.

El tiempo de aplicación y evaporación del agua se evaluó con un cronómetro digital.

6. Análisis de resultados

Se utilizaron los datos obtenidos en las 24 corridas implementadas con diferentes combinaciones de condiciones controladas (llamadas "tratamientos") para calcular con el modelo de transferencia de calor desarrollado en el presente trabajo, dos variables de respuesta: la temperatura de la superficie de la placa (T_s) y la rapidez de evaporación del agua (m_{evap}). Se compararon los resultados calculados con el modelo con los obtenidos experimentalmente, concluyendo que el modelo predice la temperatura de la superficie con buena precisión (aproximadamente 2%). Sin embargo, la predicción de la rapidez de evaporación no tuvo resultados satisfactorios con el modelo planteado originalmente, por lo que se ajustó a las condiciones particulares del presente estudio, mediante datos obtenidos en el experimento. Con los ajustes se logró reducir el error de predicción a un 13.52%. También se determinaron las velocidades de transferencia de calor obtenidas durante la primera fase del experimento, es decir, en condición seca y después cuando se hizo la aplicación de agua sobre ésta, observando que en condición mojada la velocidad de transferencia de calor es casi 7 veces mayor que en condición seca.

Se comprobó que existe una reducción significativa en la temperatura de la superficie (del 20% aproximadamente medida en grados centígrados) cuando se realiza la aplicación de agua sobre la placa.

Al realizar varias corridas preliminares del experimento, se observó que tres factores influían principalmente en las variables de respuesta (la temperatura de la placa y la tasa de evaporación del agua). Para probar si efectivamente esos factores tenían un efecto significativo, se diseñó un experimento factorial de efectos fijos [8], el cual consideró los tres factores para la placa considerando varios niveles para cada factor. Estos son: humedad relativa, (ϕ), con tres niveles: 25%, 35% y 45%; velocidad del aire, (u_∞), con dos niveles: 5 m/s y 3 m/s y flujo volumétrico por unidad de área, (V), con dos niveles: 0.005 l/s·m² y 0.0066 l/s·m². Se realizaron dos réplicas por cada combinación de tratamientos, por lo que se implementaron 24 corridas en total, como se muestra en las tablas 4 y 5.

Las figuras 6 y 7 muestran ejemplos de los resultados experimentales, comparándolos con las temperaturas de la superficie calculadas utilizando el modelo de transferencia de calor antes y después de la aplicación del agua. Como ilustración, se seleccionaron dos corridas típicas, ya que todas tienen forma y errores similares. A cada número de observación corresponde una temperatura de la superficie registrada en el experimento por el escáner cada minuto. Se inicia con la observación número 1 para la primera etapa del experimento (condición seca). Al alcanzarse la temperatura deseada en la placa, se inicia la segunda fase del experimento con la aplicación del agua. La línea descendente que se observa en la parte central de las gráficas se debe a la disminución drástica de la temperatura cuando esto sucede. En seguida se observa un incremento gradual de la temperatura, interrumpiéndose los registros cuando se ha evaporado la totalidad del agua.

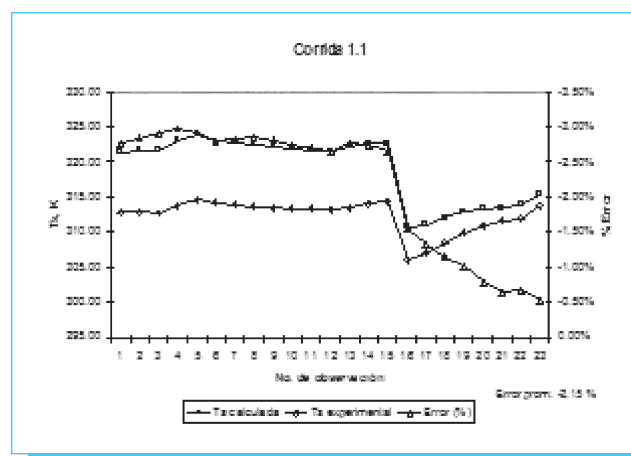


Fig. 6. Temperaturas de la superficie calculadas y experimentales, y porcentaje de error, para velocidad del aire de 5 m/s, humedad relativa de 25% y flujo volumétrico de agua aplicada de 0.005 l/s·m².

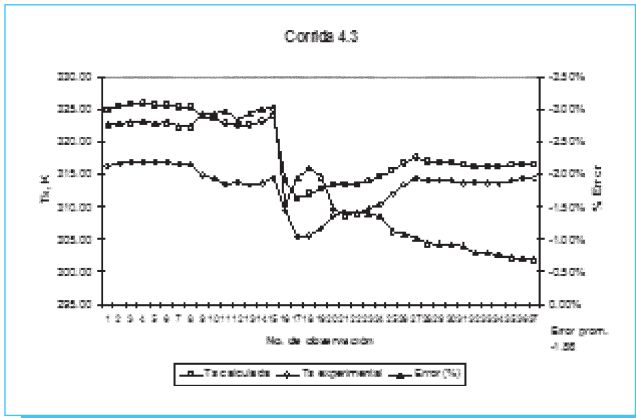


Fig. 7. Temperaturas de la superficie calculadas y experimentales, y porcentaje de error, para velocidad del aire de 5 m/s, humedad relativa de 35% y flujo volumétrico de agua aplicada de 0.0066 l/s·m².

En la figura 6 de la corrida experimental 1.1 se tienen 23 observaciones: 15 corresponden temperaturas de la superficie en condición seca, y 8 en condición mojada, tiempo que tardó el agua en evaporarse.

En la corrida 4.3 (figura 7) se tienen más observaciones en condición mojada (15). Esto es debido a que el aumento en la humedad relativa del ambiente provoca una disminución en la velocidad de evaporación del agua aplicada.

La predicción de las temperaturas con el modelo tiene errores que van, en todas las corridas, desde 0.0056% hasta -4.4%, siendo el error promedio -2.05%.

La reducción de temperatura de la superficie al aplicar agua a la placa es mayor entre mayor sea la temperatura de ésta, siendo el promedio de $T_s = 8.23$ K. La figura 8 muestra las temperaturas experimentales de la placa para cada corrida, inmediatamente antes y después de la aspersión de agua.

Se realizó una prueba de hipótesis para diferencia de medias, con el fin de comprobar si realmente existe una diferencia significativa entre las medias de las temperaturas antes y después de la aplicación de agua sobre la placa, desde el punto de vista estadístico. Se concluyó que, a un nivel de significancia del 5%, si existe una diferencia significativa entre las medias.

Con respecto a la eficiencia con que se disipa calor al aplicar agua, se encontró que en promedio, cuando la placa está en condición seca, la tasa de transferencia de calor que ocurre a

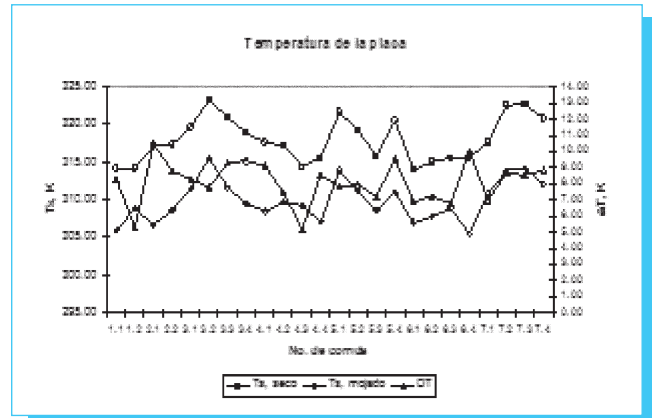


Fig. 8. Temperaturas de la placa antes y después de la aplicación de agua y la diferencia entre ellas.

través de las fronteras del sistema es = 41.06 W/m². Cuando se aplica agua, en promedio = -240.76 W/m². Esto significa que con la aplicación de agua, la rapidez de transferencia de calor aumenta en 686%. Lo anterior confirma la hipótesis de que la aplicación de agua es una forma de enfriamiento eficaz.

Otro parámetro importante para el diseño de un sistema de enfriamiento evaporativo de techos es el flujo volumétrico de agua que debe aplicarse. En el modelo de transferencia de calor desarrollado en el presente trabajo se utilizaron originalmente las correlaciones clásicas del número de Sherwood para calcular el coeficiente de transferencia de masa, h_m . Sin embargo, los resultados calculados de la tasa de evaporación tuvieron errores grandes con respecto a los

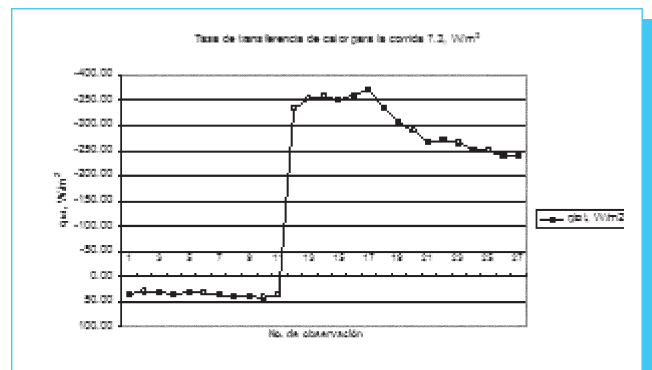


Fig. 9. Tasa de transferencia de calor antes y después de la aplicación de agua, para la corrida 7.3, (humedad relativa: 45%, velocidad del aire: 3 m/s, flujo volumétrico: 0.0066 l/s·m²).

datos experimentales, por lo que se ajustó la ecuación del número de Sherwood, para llegar a otra correlación empírica, con el fin de tomar en cuenta la influencia de la variación de las propiedades del aire y del agua a las condiciones específicas del proceso en estudio. El número de Sherwood proporciona una medida de la transferencia de masa por convección que ocurre en la superficie.

La correlación estándar para flujo externo sobre una placa plana horizontal es:

Para flujo laminar:

$$Sh = 0.664Re_L^{1/2}Sc^{1/3}, Sc \geq 0.6 \quad (36)$$

Para flujo turbulento:

$$Sh = C Re_L^m Sc^{1/3}, Sc \geq 0.6 \quad (37)$$

El valor de Sc depende de las propiedades de los fluidos involucrados; en este caso son aire y agua y como estos no variaron en el experimento, es posible mantener su exponente constante. Una forma en la que se puede obtener una nueva correlación de transferencia de calor o masa por convección de manera experimental es variar las condiciones de prueba para encontrar los coeficientes C y m , con el fin de intentar reducir el error obtenido con el modelo original.

Con los datos de tasa de evaporación obtenidos en el experimento factorial, se realizó un análisis de varianza para determinar si la influencia de los factores principales y sus interacciones es significativa en la tasa de evaporación del agua.

La tabla 6 muestra los datos obtenidos en las 24 corridas. La tabla 7 muestra los resultados de los cálculos del análisis de varianza, concluyendo que, a un nivel de significancia del 5%, existe suficiente evidencia estadística para rechazar la suposición de que no hay efecto de los tres factores y sus

interacciones en la variable de respuesta. Esto indica que los factores seleccionados si influyen en la tasa de evaporación del agua aplicada sobre la placa. También es significativo su efecto cuando se combinan dos niveles de cada factor, así como cada combinación de tres de ellos (interacciones).

Con los resultados del análisis de varianza, se comprobó que la humedad relativa, la velocidad del aire y la densidad de flujo volumétrico afectan a la variable de respuesta, en este caso a la rapidez de evaporación del agua. Con esta información se seleccionaron datos de varios pares de corridas experimentales en las que se tenían distintas combinaciones de tratamientos (léase niveles de cada factor) para determinar varios pares de las constantes C y m de la correlación de Sherwood.

Con ellos se obtuvieron cuatro correlaciones distintas de este número. Se corrió el modelo usando cada una de ellas para observar cómo se comportaban los errores en la predicción de la rapidez de evaporación del agua. Después de aplicar el modelo para calcular la rapidez de evaporación del agua en 4 pares de corridas seleccionadas, se encontró que cuando $C=0.892$ y $m=2.08198 \times 10^{-3}$ el error promedio de predicción se reduce a -13.52% con una desviación estándar de 28.79% .

El intervalo de confianza del 95% para el porcentaje de error es de -25.68% a -1.36% .

Por lo anterior, la relación para el número de Sherwood modificado queda:

$$Sh = 0.0208198Re^{0.892}Sc^{1/3}, \quad (36)$$

7. Conclusiones y recomendaciones

En este trabajo de investigación se llegó a las siguientes conclusiones:

Tabla 4. Resultados del experimento factorial de efectos fijos para la tasa de evaporación del agua aplicada sobre la placa.

Humedad Relativa, (ϕ) %		25		35		45	
Velocidad del aire, m/s, u	Flujo volumétrico de agua l/s·m ²	\dot{m} , kg/s					
5	0.0050	2.34E-05	2.02E-05	9.37E-05	1.25E-05	1.03E-05	8.22E-06
	0.0066	1.40E-05	1.54E-05	1.51E-05	1.14E-05	1.27E-05	1.27E-05
3	0.0050	1.89E-05	1.49E-05	1.15E-05	1.27E-05	8.44E-06	1.93E-06
	0.0066	1.97E-05	1.37E-05	1.47E-05	9.74E-06	1.46E-05	9.95E-06

1. El modelo desarrollado predice bastante bien la temperatura de las superficies expuestas en las condiciones seca y mojada con una precisión promedio del -2% , con un intervalo de variación de -0.006% a -4.2% , y una desviación estándar de 0.012% .
2. Se probó que las temperaturas de la placa disminuyen significativamente al aplicar una aspersión de agua. La reducción de temperatura es del orden de 8°C , dentro de un intervalo de 5.15 a 10.5°C , lo cual representa una disminución en la temperatura de la superficie, en grados Centígrados, de alrededor del 20% . Esto implica disminuir las ganancias de calor en el techo en un 38% aproximadamente.
3. El calor disipado de la placa hacia el exterior al aplicar una aspersión de agua es de un orden de magnitud 7 veces mayor que cuando la placa está seca, lo cual implica una reducción de la ganancia de calor hacia el edificio. Se determinaron valores de velocidad de transferencia de calor total en promedio, de 40.47 W/m^2 para condición seca y de -252.3 W/m^2 en condición mojada, con un valor mínimo de -464.23 W/m^2 y un máximo de 69.73 W/m^2 .
4. Las evaluaciones estadísticas realizadas indicaron que la humedad relativa, la velocidad del aire y el flujo volumétrico de agua influyen significativamente en la rapidez de evaporación del agua aplicada sobre la placa.
5. El modelo ajustado predice la tasa de evaporación con un error promedio del -13.52% y una desviación estándar de 28.8% . Un intervalo de confianza del 95% para el porcentaje de error es de -1.4% a -25.7% .
6. El modelo de regresión también analizado predice la tasa de evaporación cuando se mantiene constante la velocidad del aire con un error promedio del 9.71% y una desviación estándar de 26.3% . El intervalo de confianza del 95% para la media del porcentaje de error es de -5.99% a 25.4% .
7. Los resultados anteriores implican que el enfriamiento evaporativo de techos es eficaz en la reducción de la temperatura de la superficie y es apropiado para reducir la ganancia de calor de las edificaciones, con el consecuente ahorro de energía.
8. Mediante el desarrollo de esta metodología, se llegó a un modelo teórico-experimental que predice con bastante precisión las temperaturas de la placa y las tasas de evaporación de agua.

Para futuras investigaciones en este campo se recomienda lo siguiente:

1. El experimento descrito está limitado con respecto a las condiciones reales, ya que el calentamiento de la placa y del ambiente fueron realizados en un intervalo restringido de temperaturas, humedad relativa, velocidad del aire y flujo volumétrico de agua. Por lo tanto, es necesario ampliar este intervalo así como validar con más pruebas.

2. Con el fin de mejorar la precisión en la medición experimental de las tasas de evaporación, se recomienda diseñar e instrumentar mediciones continuas de evaporación durante el experimento, y evitar trabajar con los promedios de evaporación, como se manejó en el presente estudio.
3. Para utilizar los resultados de este trabajo en un sistema de enfriamiento evaporativo de techos, se recomienda continuar con la investigación implementando experimentos que involucren una red de aspersores, para evaluar la influencia de la distribución de éstos en la cobertura de la capa de agua sobre la placa, el tiempo de aplicación del agua, posibles problemas de ensuciamiento con el acumulamiento de sales y corrosión en la superficie y en los aspersores, y otros parámetros importantes, como la factibilidad económica de su utilización como forma de reducir la ganancia de calor en edificaciones.
4. Se recomienda instrumentar esta metodología con un paquete de cómputo que permita sistematizar y facilitar los procedimientos de cálculo y de reporte de resultados.

Simbología

- A Constante del polinomio de 4to. grado para T_s , Área superficial, m^2 , Fuente de variación.
- a Número de niveles del factor A , ancho de la placa, m
- B Constante del polinomio de 4° grado para T_s , fuente de variación
- b Número de niveles del factor B
- C Constante del polinomio de 4° grado para T_s , fuente de variación, coeficiente del número de Sherwood
- c Número de niveles del factor C
- c_p Calor específico a presión constante, $\text{Kj/kg}\cdot\text{K}$
- D_{AB} Coeficiente binario de difusión de masa, m^2/s .
- dT/dt Variación de la temperatura de la superficie con respecto al tiempo, K/s
- e Espesor, m
- E_{alm} Energía almacenada dentro de un volumen de control, W
- E_{ent} Transferencia de energía que entra a un volumen de control, W
- E_{sal} Transferencia de energía que sale de un volumen de control, W
- F_0 Estadístico de prueba de la distribución de probabilidad
- G Irradiancia
- G_{solar} Irradiación solar, W/m^2
- h_c Coeficiente de transferencia de calor local por convección, $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$
- h_c Coeficiente de transferencia de calor promedio por convección, $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$
- h_m Coeficiente de transferencia de masa, m/s
- $h_{A,ent}$ Entalpía del agua líquida que entra a la placa, kJ/kg

$h_{g,sat}$	Entalpía de vapor de agua saturado, kJ/kg
k	Conductividad térmica, W/m·K
k_f	Conductividad térmica del fluido, W/m·K
L	Longitud, m.
m	Masa, kg, constante del Número de Sherwood
m	Flujo másico, kg/s
m_{ent}	Flujo másico de entrada, kg/s
m_{evap}	Rapidez de evaporación, kg/s
m_{sal}	Flujo másico de salida, kg/s
N	Número de datos del experimento, número de corridas
n	Número de réplicas del experimento
Nu	Número de Nusselt
Pr	Número de Prandtl
$Psat$	Presión de saturación, kPa
Re	Número de Reynolds
Re_L	Número de Reynolds en la longitud característica
q	Densidad de flujo de transferencia de calor, W/m ² .
$q_{conv,ext}$	Densidad de flujo de transferencia de calor por convección en el lado exterior de la placa, W/m ² .
$q_{conv,int}$	Densidad de flujo de transferencia de calor por convección en el lado interior de la placa, W/m ² .
$q_{rad,ext}$	Densidad de flujo de transferencia de calor, W/m ²
$q_{rad,int}$	Densidad de flujo de transferencia de calor por radiación en el lado interior de la placa, W/m ² .
s	Desviación estándar de una muestra
Sc	Número de Schmidt
Sh	Número de Sherwood
SS_B	Suma de cuadrados del factor B
SS_C	Suma de cuadrados del factor C
SS_{AB}	Suma de cuadrados de las interacciones entre los factores A y B
SS_{AC}	Suma de cuadrados de las interacciones entre los factores A y C
SS_{BC}	Suma de cuadrados de las interacciones entre los factores B y C
SS_{ABC}	Suma de cuadrados de las interacciones entre los factores A, B y C
SS_E	Suma de cuadrados del error
SS_T	Suma de cuadrados totales
t	Tiempo, s
T_0	Temperatura del aire exterior, K
T_{cielo}	$T_{cielo} = 0.0552T_0^{1.5}$, K
T_i	Temperatura del aire interior, K
T_k	Temperatura de la superficie de la placa en la iteración k del algoritmo de Newton-Raphson
T_{k+1}	Temperatura de la superficie de la placa en la iteración k+1 del algoritmo de Newton-Raphson
T_s	Temperatura de la superficie de la placa, K
u	Velocidad del aire en la corriente libre, m/s
v_f	Volumen específico de agua líquida saturada, m ³ /kg
V	Volumen de la placa, m ³ .

V	Flujo volumétrico, m ³ /s
x,y,z	Ejes de las coordenadas rectangulares

Letras griegas

α	Difusividad térmica, m ² /s, absorptividad
ε	Emisividad
ϕ	Humedad relativa, ángulo de incidencia
ν	Viscosidad cinemática, m ² /s
ν_1	Grados de libertad del numerador
ν_2	Grados de libertad del denominador
ρ	Densidad, kg/m ³
ρ_{as}	Densidad del agua saturada a la temperatura de la superficie,
$\rho_{A,0}$	Densidad del agua saturada a la temperatura del aire, (kg/m ³)
σ	Constante de Stephan-Boltzman; desviación estándar de una población
ξ	Variación entre 2 temperaturas consecutivas en el procedimiento de Newton-Raphson

8. Referencias

- [1] S. S. Kachhwasha, P. L. Dhar, S. R. Kale, Experimental Studies and Numerical Simulation of Evaporative Cooling of Air with a Water Spray- II Horizontal Counterflow, International Journal of Heat and Mass Transfer, 1996.
- [2] Houghten, F. C., Olson, H. T. Guterlet, C., Summer Cooling Load as Affected by Heat Gain Through Dry, Sprinkled And Water Covered Roofs. Patterson Roof Cooling, 1940
- [3] Robitu, M., Musy, M., Grohan, C., Inard, C., Thermal Radiative Modeling of WaterPond and its Influences on Microclimate, Architectural School of Nantes, France, 2003.
- [4] Incropera F. P., DeWitt D. P., Fundamentos de Transferencia de Calor, Prentice Hall, 4ta. Edición, 1999
- [5] ASHRAE, 1997, Application Handbook.
- [6] Mills, A. F. Transferencia de Calor, Mc Graw-Hill, 1997
- [7] Y. A. Cengel y M. A. Boles. Termodinámica, 5ta. Edición, Mc Graw Hill, 2006.
- [8] Montgomery, D. C. Diseño y Análisis De Experimentos. Ed. Iberoamérica. 1991.
- [9] Holman, J. P., Transferencia De Calor, Mc Graw - Hill, 1998
- [10] J. H. Lienhard IV, y J. H. Lienhard V, A Heat Transfer Textbook, 3ra. Edición, Phlogiston Press, 2004
- [11] Plawsky, J. L., Transport Phenomena Fundamentals, Ed. Marcel Dekker, 2001
- [12] R. B. Bird, W.E. Stewart, E. N. Lightfoot, Fenómenos del Transporte, Ed. Reverté, 1ra ed, 1992