

El enfriamiento evaporativo y las pozas de aspersión*

A. Güell V.*, P. Navarrete A.*

RESUMEN: La transferencia acoplada de calor y masa en una poza de enfriamiento por aspersión es descrita y calculada a través de las ecuaciones básicas de continuidad y energía. Se establecen las relaciones que describen el movimiento y distribución espacial de gotas, la interacción de éstas con el aire circundante y los coeficientes de transferencia de calor y masa. El sistema álgebra-diferencial de ecuaciones modela los campos de temperatura y humedad absoluta, mientras que el campo de velocidad del aire es supuesto constante y se estima a partir de valores obtenidos de literatura. Esta simplificación permite desacoplar, en el cálculo numérico, las variables de velocidad y temperatura. El tratamiento acoplado de estas variables es reportado en otro trabajo de los autores [18].

El modelo obtenido se aplica a una poza circular de enfriamiento por aspersión con viento nulo.

Los perfiles de velocidad del aire se proponen invariantes y su magnitud y sentido se obtienen de otros trabajos de los autores.

La solución simultánea de los campos térmicos y másico se obtiene por medio del método numérico de diferencias finitas. Las ecuaciones de transporte se resuelven usando el método matricial de dirección alternada implícita (ADI).

La estabilidad numérica del sistema se alcanza utilizando un factor de amortiguamiento en los coeficientes de la matriz de coeficientes de las ecuaciones discretizadas.

Se analizan los resultados que entrega el modelo al variar la viscosidad turbulenta del aire, puesto que influye en los valores de temperatura y humedad del aire, con el correspondiente impacto sobre las características de disipación de la poza.

INTRODUCCIÓN

Dentro de la amplia gama de equipos de transferencia de calor, los intercambiadores evaporativos presentan la particularidad de transferir calor mediante el contacto directo entre los fluidos operantes. A este tipo corresponden las torres de enfriamiento de tiro natural o forzado, las pozas de enfriamiento y las pozas de aspersión. A diferencia de las torres de enfriamiento de tiro natural, las pozas de aspersión no disponen de una chimenea que produzca una depre-

SUMMARY: The coupled heat and mass transfer in a cooling pond is described and calculated through basic continuity and energy equations. The basic relations that describe the movement as well as the spatial distribution of the drops, the interaction of these with the circundant air and the heat and mass transfer coefficients, are established. The algebraic-differential system models the temperature and absolute humidity fields, while the velocity field of the air is supposed constant and estimated starting from values obtained in the literature. This simplification permits to uncouple, the velocity variables from the temperature, for numerical calculations. The coupled treatment of these variables is reported in another work by this authors [18].

The obtained model is applied to a circular pond of refrigeration with no wind.

The air velocity profiles are proposed as constant and their magnitude and direction are obtained from the work of other authors.

The simultaneous solution of the thermal and mass field are obtained by means of the finite differences numerical method. The transport equations are solved using matricial method of implicit alternative direction (ADI).

The numerical stability of the system is reached using an amortization factor in the coefficients of the coefficient matrix of the discretized equations.

Results given by the model are analyzed by varying the turbulent viscosity of the air, since it influences the values of the temperature and humidity of the air with the corresponding impact on the characteristics of dissipation of the pond.

sión en la base de éstas, la cual determina el flujo de aire. En pozas de aspersión, el flujo natural se debe sólo a la diferencia de densidades entre el aire en la zona de aspersión y en la atmósfera no perturbada por ésta.

La ventaja de las pozas de aspersión en comparación con torres de enfriamiento, radica en la facilidad de construcción y bajos costos.

El comportamiento de pozas de enfriamiento ha sido estudiado por varios autores, disponiéndose de una serie de modelos aproximados de comportamiento, los que son usados en la resolución de problemas de diseño y dimensionamiento de equipos. De uso frecuente son el modelo Ashrae [1], el modelo NTU [2], el modelo SER [3, 4, 5] y el modelo de celdas [6, 7]. En éstos, de tipo integral, se

*Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Santiago de Chile, Casilla 10233, Santiago, Chile.

describe el comportamiento global de la poza de aspersión sin considerar los perfiles internos de velocidad, temperatura y humedad. Asimismo, existen modelos de solución discreta que toman en cuenta el comportamiento y variación de los parámetros de interés al interior de la poza de aspersión en conjunto con modelos de turbulencias [8]; las predicciones de estos últimos son sensiblemente mejores.

En el presente trabajo se desarrolla un modelo discreto simplificado que estudia el caso de una poza de enfriamiento cilíndrica, cuyo comportamiento se describe a base de las ecuaciones bidimensionales de continuidad y energía. La turbulencia es considerada a través de la difusividad térmica turbulenta a_T y el coeficiente turbulento de difusión de masa D_T . Estos parámetros se relacionan entre sí a través de la analogía de Reynolds entre los transportes turbulentos de calor y masa. Los valores de v_t son variados dentro de un amplio rango para determinar en qué forma se afectan las predicciones del modelo y determinar bajo qué condiciones se hace necesario estudiar en detalle el complejo fenómeno de turbulencia y cuándo se podría considerar sólo un valor representativo.

Las condiciones de borde consideradas corresponden al caso simétrico de velocidad de viento nula.

Descripción del funcionamiento

En pozas de aspersión el agua de enfriamiento de un proceso térmico cualquiera es bombeada a través de toberas de aspersión provocándose una zona de lluvia donde las gotas de agua se enfrían entregando el calor de proceso al aire atmosférico y a la fracción de masa de agua que se evapora en la atmósfera. El flujo de aire atmosférico se produce por convección natural. El agua enfriada es recogida en una poza y recirculada hacia el proceso térmico. La Figura 1 presenta un esquema de funcionamiento de un sistema de este tipo.

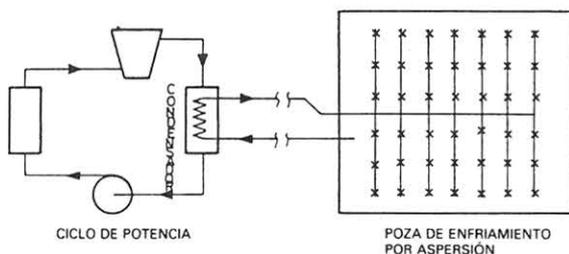


Figura 1. Esquema de funcionamiento.

$$\frac{\partial uT}{\partial r} + \frac{\partial vT}{\partial y} + \frac{uT}{r} = C_T + \frac{\partial}{\partial r} \left(a_T \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(a_T \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{a_T}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \quad (2)$$

con

$$a_T = \frac{k_T}{\rho_A C_{pM}} \quad (3)$$

donde

$$C_{pM} = C_{pA} + X C_{pV} \quad \text{si } X < X_s \quad (4)$$

$$C_{pM} = C_{pA} + X_s C_{pV} + (X - X_s) C_{pW} \quad \text{si } X \geq X_s$$

Modelo matemático

El aire que se encuentra en la zona de aspersión o lluvia tiene una densidad más baja que la del aire de la zona no perturbada por la aspersión, debido a su mayor temperatura y humedad. Esto provoca un flujo de aire, el cual entra radialmente a la zona de aspersión y abandona ésta por la cara superior del volumen de lluvia.

El espacio afectado por la poza de aspersión se subdivide en dos zonas, como lo muestra la Figura 2.

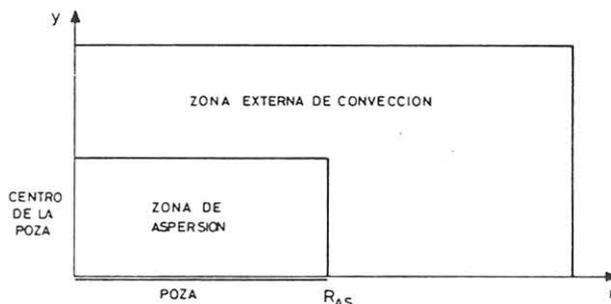


Figura 2. Configuración espacial.

- Zona externa de convección: Permite establecer las condiciones de contorno para el campo de velocidades. El comportamiento del aire está aquí descrito por las ecuaciones de transporte de energía y masa, en las cuales los términos generadores o externos son nulos. Esta zona será fundamental para determinar el campo de velocidades en la zona de lluvia.
- Zona de aspersión: El comportamiento de la temperatura del agua y de la humedad y temperatura del aire es descrito por las ecuaciones de transporte de energía y masa, las que son complementadas con los términos externos que describen la cinemática de las gotas de agua y los coeficientes de transferencia de calor y masa entre las gotas y el aire. En la Figura 2 se muestran las zonas en cuestión.

Ecuaciones básicas

Ecuación de continuidad

Para el flujo de aire se utiliza la aproximación de Boussinesq, la cual considera variaciones en la densidad del aire sólo en los términos de flotación; luego si \vec{V} es el vector velocidad del aire, se tiene:

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (1)$$

Ecuación de transporte de calor

En su forma conservativa se tiene:

Ecuación de transporte de masa

$$\frac{\partial xu}{\partial r} + \frac{\partial xv}{\partial y} + \frac{ux}{r} = Cx + \frac{\partial}{\partial r} \left(D_T \frac{\partial x}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(D_T \frac{\partial x}{\partial y} \right) + \frac{D_T}{r} \frac{\partial x}{\partial r} \quad (5)$$

donde x es la humedad absoluta del aire.

Los coeficientes de difusividad térmica a_T y de difusión turbulenta de masa D_T pueden relacionarse mediante el número de Lewis turbulento L_{et} como:

$$L_{et} = \frac{k_t}{\rho_A C_{pM} D_T} = \frac{a_T}{D_T} \quad (6)$$

y éstos, a su vez, con la viscosidad turbulenta, ν_T , a través del número de Prandt, definido como:

$$Pr = \frac{\nu_T}{a_T} \quad (7)$$

El cual para el caso de aire húmedo toma el valor de 0,705.

De la analogía de Reynolds para la transferencia turbulenta de calor y masa se obtiene [10].

$$L_{et} = 1,0$$

Los términos externos, o de fuente, de energía y masa C_T y C_x , respectivamente, se evalúan de acuerdo a:

$$C_x = \dot{m}_s + \dot{m}_F = \dot{m} \quad (8)$$

Donde \dot{m} es la masa total de agua que evaporan las gotas que suben y bajan.

Por otro lado se tiene

$$C_t = \frac{1}{C_{pM}} (\dot{q}_s + \dot{q}_F + \chi(\dot{m}_s + \dot{m}_F) r_o) \quad (9)$$

con χ como la fracción de masa de agua evaporada que recondensa; χ se evalúa de acuerdo a [8]:

$$\chi = \frac{1 - \frac{q_s + q_F}{\dot{m} c_{pM}} x \frac{\partial x_s}{\partial T} / \rho_{ATM}}{1 + \frac{r_o}{c_{pM}} x \frac{\partial x_s}{\partial T} / \rho_{ATM}} \quad (10)$$

Así, del total de masa perdida por la gota, C_x , existe una cantidad que recondensa, dada por:

$$C_{xw} = C_x \chi \quad (11)$$

\dot{m} y \dot{q} dependen, respectivamente, de las diferencias de humedad y temperatura entre la superficie de las gotas y el seno del flujo de aire [11], así para el caso de las gotas que suben se tiene:

$$\dot{q}_s = h_r A_g n_s (T_{ws} - T) / \rho_a \quad (12)$$

$$\dot{m}_s = h_x A_g n_s (X_s(T_{ws}) - X_{max.}) / \rho_a \quad (13)$$

En donde A_g es el área superficial de la gota, n_s es el número de gotas por unidad de volumen, T_{ws} es la temperatura de la gota, $X_s(T_{ws})$ es la humedad de saturación a la temperatura de la gota y $X_{max.}$ es la humedad absoluta del aire, considerando como su valor máximo de la saturación.

El coeficiente de transferencia de calor, h_t , se determina a partir de relaciones conocidas para el número de Nusselt en flujo forzado [12]. Dadas por:

$$Nu = \frac{h_T \cdot d}{K_a} \quad (14)$$

$$Nu = 2 + \sqrt{Nu_{ut}^2 + Nu_{uL}^2} \quad (15)$$

Donde Nu_{uL} corresponde al número de Nusselt laminar

$$Nu_{uL} = 0,664 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{1/3} \quad (16)$$

y Nu_{ut} corresponde al número de Nusselt turbulento

$$Nu_{ut} = \frac{0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,44(Pr^{2/3} - 1) Re^{-0,1}} \quad (17)$$

El coeficiente de transferencia de masa h_x se relaciona con h_T a través del factor de Lewis, en el caso propuesto se tiene [13]

$$L_c = \frac{h_T}{h_x c_{pM}} \quad (18)$$

El transporte por convección natural se puede despreciar dado que el número de Grashoff es pequeño y se cumple la condición:

$$Gr \ll Re^2 \quad (19)$$

La variación de entalpía de la gota residual está dada por:

$$\dot{q}_{AB} = \dot{q}_s + \dot{q}_F + \dot{m}_s h_{fg} + \dot{m}_F h_{fg} \quad (20)$$

donde h_{fg} es la entalpía de cambio de fase.

Con ello, la variación espacial de la temperatura de la gota T_w queda dada por:

$$\frac{dT_w}{dy} = - \frac{q_{AB} \cdot t_o}{\bar{u} H_s C_{pwo}} \quad (21)$$

donde \bar{u} representa el valor promedio, en toda la zona de aspersión, de la masa de agua a la masa de aire.

Condiciones de borde

Usando la nomenclatura de la Figura 2, se obtiene el siguiente conjunto de condiciones de borde para las ecuaciones de transferencia de calor y masa [14].

$$\frac{\partial X}{\partial r} /_o = 0 \quad (\text{simetría})$$

$$\frac{\partial T}{\partial r} /_o = 0 \quad (\text{simetría})$$

$$T/E = T_o$$

$$X/E = X_o$$

Si $R_{As} < r < R$ se tiene:

$$\frac{\partial T}{\partial r} /_s = 0 \quad (\text{aislado})$$

$$\frac{\partial x}{\partial y} /_s = 0 \quad (\text{aislado})$$

Si $0 \leq r < R_{AS}$ se considera un enfriamiento adicional dado por las transferencias de calor y masa existentes en la superficie de la poza.

$$\frac{\partial x}{\partial y} /_N = 0$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} /_N = - \frac{gT_v}{C_{pA}T_{vo}} \quad (\text{conservación de energía}) \quad (23)$$

Resolución numérica

Por las características de no linealidad de las ecuaciones de transporte, es extremadamente compleja la utilización de técnicas de solución analítica. Es por ello que el sistema de ecuaciones presentado se resuelve en forma aproximada mediante la discretización del continuo.

La definición de parámetros dentro de la malla de puntos es hecha de acuerdo a la Figura 3. No es adecuado definir todas las propiedades en la misma posición dentro del nodo, dado que esto podría provocar problemas de inestabilidad del sistema numérico [15].

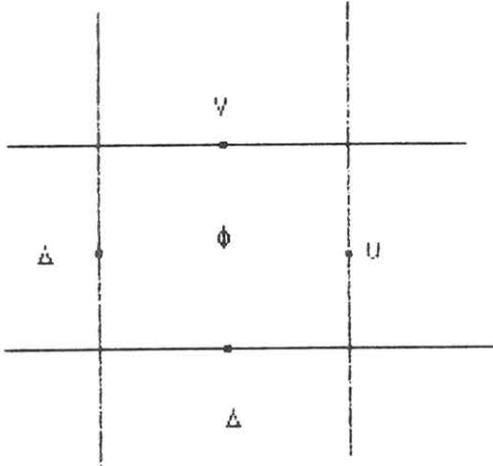


Figura 3. Definición de parámetros discretos.

Δ Dimensión de la celdilla de discretización.

$\Phi(i,j)$ En este punto se definen la temperatura y humedad de aire.

Se utilizan discretizaciones, por diferencias finitas, de tipo centrada. Con ello la ecuación diferencial de transporte de una propiedad genérica Φ , toma la forma:

$$A_{ij}^P \Phi_{ij}^P + \sum_{\nu} A_{ij}^{\nu} \Phi_{ij}^{\nu} = B_{ij}^P \quad (24)$$

donde:

A_{ij} : coeficiente característico en el nodo i, j

Φ_{ij} : variable a determinar

B_{ij} : término externo o fuente

P y V : indican el nodo en referencia y los nodos vecinos, respectivamente.

Al realizar la discretización y ordenar términos semejantes, se obtiene la forma particular de los coeficientes de las ecuaciones de transporte [16].

$$A^N = A(i, j + 1) = -D^N + 1/2k^N$$

$$A^S = A(i, j - 1) = -D^S - 1/2k^S \quad (25)$$

$$A^E = A(i + 1, j) = -D^E + 1/2k^E$$

$$A^W = A(i - 1, j) = -D^W - 1/2k^W$$

donde D y k representan los términos de difusión y convección, respectivamente.

Los esquemas de cálculo se basan en procesos iterativos. Así, el valor de una variable en una iteración N se obtiene a partir de una combinación de los valores obtenidos en la iteración anterior, $N-1$; esto es:

$$\Phi_{ij}^{PN} = \frac{-\sum_{\nu} A_{ij}^{\nu N-1} \Phi_{ij}^{\nu N-1} + B_{ij}^{PN-1}}{A_{ij}^{PN}} \quad (26)$$

Para mejorar la rapidez de convergencia al resultado final, se define un factor de relajación, α_R , de la forma:

$$\Phi_{ij}^{PN} = \Phi_{ij}^{PN-1} + \alpha_R(\Phi_{ij}^{PN} - \Phi_{ij}^{PN-1}) \quad (27)$$

En el presente trabajo se utilizó el método matricial de dirección alternada implícita (ADI) [17] para resolver las ecuaciones de transporte. El método consiste en obtener alternadamente todos los valores de las variables de una columna y luego una fila, considerando el resto de variables conocidas de la iteración anterior. Así se consigue que la influencia de las condiciones de borde lleguen más rápido a la zona central de la malla, consiguiendo con ello una mejor convergencia del sistema.

Los problemas generados por la inestabilidad numérica de esta clase de sistemas álgebra-diferenciales, presentan un obstáculo importante en la obtención de resultados. Es así como se impone un factor de amortiguamiento en los coeficientes de las ecuaciones de transporte. Obteniéndose [8]:

$$A^N = -D^N + 1/2 k^N - \alpha_o 1/2 k^N$$

$$A^J = -D^S - 1/2 k^S - \alpha_o 1/2 k^S \quad (28)$$

$$A^E = -D^E + 1/2 k^E - \alpha_o 1/2 k^E$$

$$A^W = -D^W - 1/2 k^W - \alpha_o 1/2 k^W$$

donde α_o es el factor de amortiguamiento, el cual toma un valor óptimo de 0,95.

Resultados preliminares y conclusiones

En las Figuras 4 y 5, se observan las isoterms y líneas de igual humedad, respectivamente, en la zona de estudio de una poza estándar. Se nota la marcada influencia de la zona de lluvia sobre el aire atmosférico circundante. La curvatura y tendencia de los perfiles de temperatura y humedad son esencialmente los mismos, esto porque la forma cómo se desarrollan los fenómenos de transporte de masa y energía son equivalentes. Se puede notar cómo, a pesar de existir un transporte convectivo, el transporte por difusión turbulenta logra influir sobre los perfiles de la zona adyacente, lo que justifica su estudio.

En las Figuras 6 y 7 se muestra el comportamiento de la

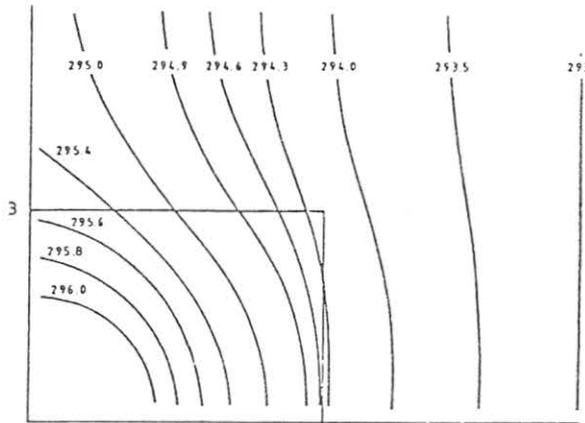


Figura 4. Perfiles de temperatura K del aire.

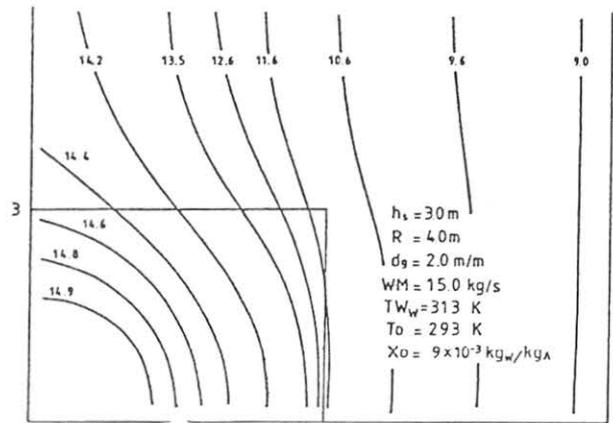


Figura 5. Perfiles de humedad absoluta X g/grs/kg_A.

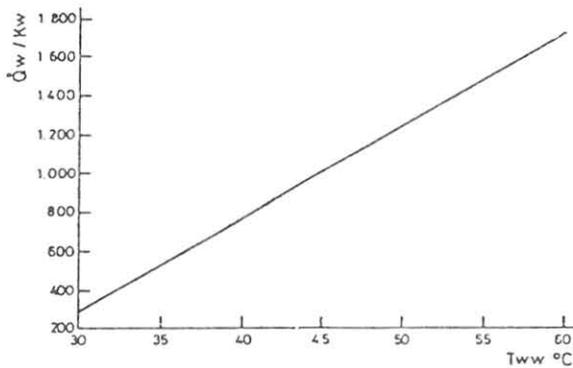


Figura 6. Calor total disipado por la poza como función de la temperatura de entrada de agua.

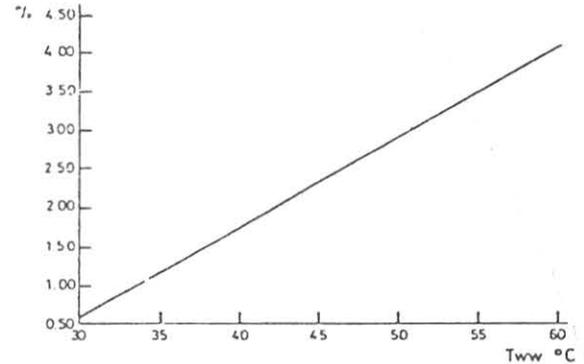


Figura 7. Porcentaje de agua evaporada al ambiente como función de la temperatura de entrada.

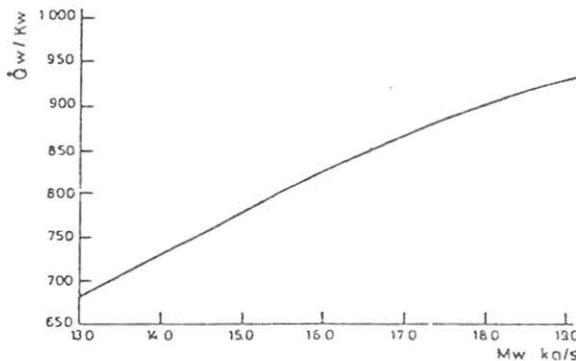


Figura 8. Calor total disipado por la poza como función del flujo de agua.

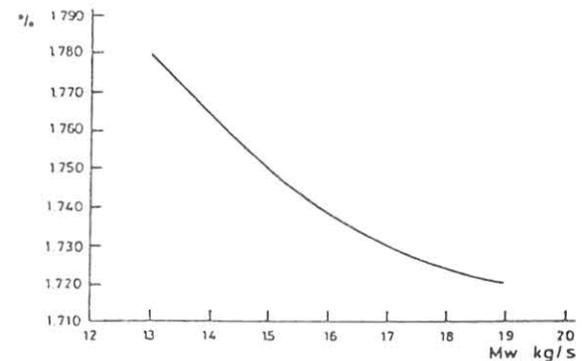


Figura 9. Porcentaje de agua evaporada al ambiente como función del flujo de agua.

poza frente a cambios en la temperatura de operación del sistema, observándose una situación prevista, que un aumento en la temperatura de entrada del agua mejora las características de disipación de calor de la poza y hace aumentar en forma apreciable la pérdida de agua por evaporación del sistema. Dada la importancia económica que esta variable tiene en zonas secas se ve la necesidad de estudiar,

para cada caso particular, las condiciones óptimas de operación a fin de mantener las pérdidas de agua dentro de límites permisibles.

En las Figuras 8 y 9 se observa cómo al aumentar el flujo de agua a enfriar, el sistema responde en forma casi lineal. Sin embargo, como puede observarse en la Figura 9, existe un cierto grado de saturación del sistema, lo que se explica

por el aumento en la humedad y temperatura del aire, con la consiguiente disminución de los potenciales de transporte.

En las figuras siguientes se entregan los valores de algunas variables de operación como función de la viscosidad turbulenta equivalente del sistema. En los primeros dos, es posible observar la marcada influencia que sobre los perfiles de temperatura y humedad del aire tiene la viscosidad turbulenta equivalente. Observándose que a mayor valor de ésta los perfiles se vuelven más planos, explicable por la analogía de Reynolds, dado que un aumento en la turbulencia significa un aumento en las difusividades térmica y masiva. La Figura 12 muestra cómo varía en su

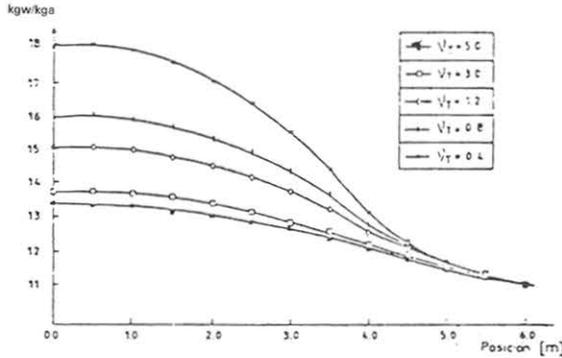


Figura 10. Perfiles de temperatura.

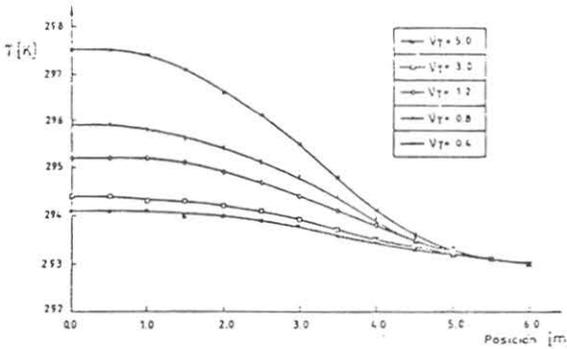


Figura 11. Perfiles de humedad absoluta.

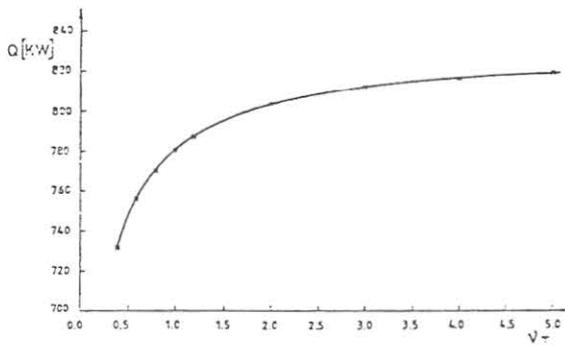


Figura 13. Disipación de energía por la poza como función de la viscosidad turbulenta.

recorrido la temperatura de la gota, observándose una baja dependencia de la viscosidad turbulenta.

Concluyentes resultados son los que se muestran en las 2 últimas figuras, pues se observa que para una gran variación del parámetro turbulento, la disipación de energía y pérdida de masa se incrementan en un 12 y 11%, respectivamente, lo que es bastante pequeño si se considera el gran intervalo considerado en la viscosidad turbulenta. Esto se explica porque este parámetro modifica los perfiles de temperatura y humedad del aire, como se muestra en las Figuras 10 y 11, pero no en forma significativa el coeficiente convectivo gota-aire. Luego, su influencia se centra en la modificación de los potenciales de transporte, los que varían en forma similar a los perfiles de humedad y temperatura del aire, puesto que las gotas no sufren grandes cambios al variar v_t , como se observa en la Figura 12. Se destaca, además, que a valores altos de v_t la variación de los perfiles de humedad y temperatura es menor, lo que explica el carácter asintótico de estas últimas curvas.

Por otro lado, se observa que a viscosidades turbulentas mayores, el sistema se vuelve prácticamente invariable, ya que los perfiles de las propiedades del aire tienden a un valor límite, como se observa en las Figuras 10 y 11. Ensayos que se están realizando, en una poza de aspersión tipo laboratorio, permitirán determinar los rangos reales de variación del parámetro turbulento.

Por último, los resultados del modelo desarrollado describen en buena forma el comportamiento de una poza real sometida a análisis, cuyos resultados han sido reportados en literatura [8].

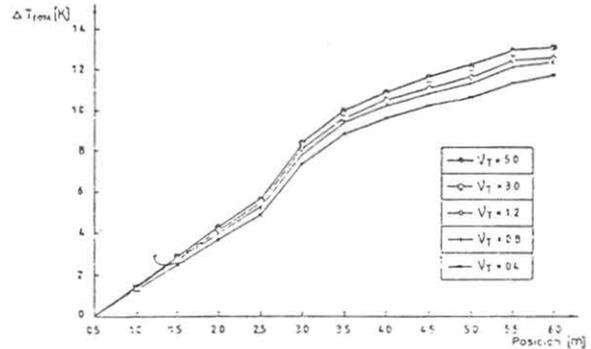


Figura 12. Variación espacial de la temperatura de gotas.

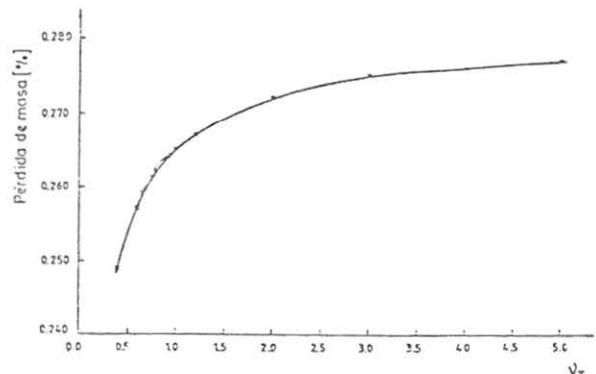


Figura 14. Porcentaje de agua evaporada al ambiente en función de la viscosidad turbulenta.

Nomenclatura

g	Aceleración de gravedad	m/s ²
ω	Velocidad absoluta de la gota	m/s
v	Velocidad absoluta del aire	m/s
a _t	Difusividad térmica turbulenta del aire	m ² /s
C _{pA}	Calor específico del aire seco	kJ/kg ^o K
C _{pM}	Calor específico del aire húmedo por masa de aire seco	kJ/kg ^o K
C _{pv}	Calor específico del vapor	kJ/kg ^o K
C _T	Término externo de energía	°K/s
C _X	Término externo de masa	kg/s
d	Diámetro equivalente de gotas	m
D _t	Coefficiente de difusividad turbulenta de masa	m ² /s
h _{fg}	Entalpia de cambio de fase	kJ/kg
H _s	Altura de la zona de lluvia	m
h _T	Término convectivo de flujo energético	kJ/m ² sK
h _X	Término convectivo de flujo másico	kg/m ² s
K _a	Conductividad del aire	kJ/m ² s ^o K
K _t	Conductividad turbulenta del aire	kJ/m ² s ^o K
m	Masa evaporada por la gota	kg/s
n	Distribución local de gotas por volumen	1/m ³
R	Radio de la zona en estudio	m
q	Energía cedida por la gota como calor convectivo	kJ/s
ro	Entalpia de cambio de fase para agua a 273°K	kJ/kg
R _{AS}	Radio de zona de aspersión	m
R _{a,s}	Constante de gas de aire seco	kJ/kg ^o K
R _v	Constante de gas de vapor	kJ/kg ^o K
to	Tiempo total de vuelo de la gota	s
T	Temperatura absoluta del aire	°K
T _v	Temperatura virtual	°K
ū	Relación media de masa de agua a masa de aire	—
u	Componente horizontal de la velocidad del aire	m/s
v	Componente vertical de la velocidad del aire	m/s
X	Humedad absoluta del aire	—
X _s	Humedad de saturación del aire	—
α _o	Coefficiente de amortiguación	—
α _R	Coefficiente de relajación	—
β	Coefficiente de expansión volumétrica	1/°K
ν _T	Viscosidad dinámica turbulenta del aire	kg/ms
ρ _a	Densidad del aire	kg/m ³
ρ _w	Densidad del agua	kg/m ³
χ	Coefficiente de recondensación	—

Subíndices:

s	Subida
F	Bajada
o	Externo

REFERENCIAS

- [1] *Ashrae Guide and Data Book* (1969). Chapter 21, Cooling towers and Spray Ponds.
- [2] RYAN, P.J. (1975). *Spray Cooling Eng. and Env. Aspects of Heat Disposal from Power Generation*, MIT Summer Course, Boston, Vol. 11, CM. 14.
- [3] CHEN, K.H. (1976). *Heat and Mass Transfer of Multi Spray Unit Cooling System in Open Atmosphere*. Ph. D. Dissertation, Univ. of California, Berkeley.
- [4] CHEN, K.H., TREZEK, G.J. (1976). *Spray Energy Release (SER) Approach to Analyzing Spray System*. Performance Proc. American Power Conference. Vol. 38, p. 1435.
- [5] CHEN, K.H., TREZEK, G.J. (1977). *Thermal Performance Models and Drift Loss Predictions for a Spray Cooling System*, Trans. ASME, J. Heat Transfer, Vol. 99, p. 274.
- [6] ELGAWHARY, A.M., ROWE, A.M. (1971). *Spray Pond Mathematical Model for Cooling Fresh Water and Brine*, Env. and Geoph. Heat Transfer. ASME HT-Vol. 4.
- [7] FREDIANI, H.A. JR., SMITH, N. (1977). *Mathematical Model for Spray Cooling Systems* Trans. ASME, J. Eng. Power, Vol. 98, p. 273.
- [8] NICOLAS MOUSSIOPOULOS (1982). *Mathematisches Model Zur Berechnung von Sprühkühlteichen VDI-Fortschrittberichte*, Univ. Karlsruhe RFA.
- [9] ROACHE, P.J. (1976). *Computational Fluid Dynamics*, Revised Printing, Merriam Publishers, Albuquerque.
- [10] SO, R.M.C. (1977). *The Effects of Streamwise Curvature on Reynolds Analogy*, ASME 77-WA/FE-17.
- [11] GÜELL, A., NAVARRETE P. (1986). *Análisis del Comportamiento de Pozas de Aspersión para distintas Condiciones de Operación*. V Jornadas de Calor y Materia, Univ. de La Serena, Chile.
- [12] CHEN, K.H., TREZEK, G.J. (1977). *The Effects of Heat Transfer Coefficient, Local Wet Bulb Temperature and Droplet Size Distribution Function on the Thermal Performance of Sprays*, Trans. ASME, J. Heat Transfer, Vol. 99, p. 381.
- [13] PORTER, R.W., YANG, U.M., YANIK, A. (1976). *Thermal Performance of Spray Cooling Systems*, Proc. American Conf. Vol. 38, p. 1458.
- [14] GÜELL, A. (1986). *Estudio de una Poza de Enfriamiento por Aspersión*. Tesis Ing. Mecánica, Universidad de Santiago, Chile.
- [15] PATANKAR, S.V. (1980). *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere*, Washington, D.C.
- [16] NAVARRETE, P., GÜELL, A. (1985). *Modelación de Transferencia Acoplada de Calor y Masa en Poza de Aspersión*. IV Jornadas de Transferencia de Calor y Materia, Universidad de Santiago, Chile.
- [17] MARSAL, D. (1976). *Die Numerische Lösung Partieller Differential Gleichungen Bibliographisches Institut, Zürich*.
- [18] GÜELL, A., MOLINA, R., NAVARRETE, P. (1988). *Convección natural asociada a pozas de enfriamiento por aspersión*. Rev. Contribuciones Científicas y Tecnológicas (este mismo volumen).