

MODELIZACION Y CARACTERIZACION DEL FUNCIONAMIENTO DE CONDUCTOS BAJO  
TIERRA DESTINADOS A LA CLIMATIZACION DE AMBIENTES

Levit, H. J. \*, Seffino, R. A. \* y Piacentini, R. D. \*

RESUMEN

El sistema de climatización analizado en este trabajo está compuesto básicamente por conductos cilíndricos subterráneos dispuestos horizontalmente, en uno de cuyos extremos se encuentra instalado un ventilador encargado de la circulación forzada del aire.

Se describen las hipótesis y ecuaciones del modelo matemático desarrollado para calcular la temperatura del aire en el conducto y la distribución radial de la temperatura en el suelo.

Teniendo en cuenta las pérdidas de cargas producidas por todos los elementos del sistema, se caracterizó al sistema a través de curvas representativas de los rendimientos energéticos por unidad de área de conducto para distintas longitudes y diámetros de los conductos, caudales de circulación y diferencias de temperatura variables entre aire entrante y suelo circundante.

Se presentan los resultados del cálculo de las características óptimas de los elementos del sistema (longitud y diámetro de los conductos, caudal) y potencia neta entregada, para valores preestablecidos de rendimientos y de diferencias de temperaturas entre aire entrante y suelo circundante.

Con el objetivo de validar los resultados obtenidos a partir de las formulaciones matemáticas, se realizaron ensayos en un conducto de 22 m. de longitud y 0,20 m. de diámetro para distintas situaciones de funcionamiento, cuyos valores comparados se presentan, obteniéndose un buen ajuste, teniendo en cuenta los errores experimentales existentes.

INTRODUCCION

El suelo posee la característica de mantener una temperatura aproximadamente constante en profundidad, debido a su alta inercia térmica.

El estudio detallado, realizado en base a la modelización matemática de la transferencia de calor por conducción en un sólido semi-infinito con fuentes o sumideros internos, fue desarrollado en épocas relativamente recientes por su interés práctico en la renovación de aire en minas, conductores eléctricos subterráneos, etc. (Carslaw y Jaeger, 1978).

Oliver y Braud, 1981, investigaron también las bombas de calor acopladas con el suelo para lograr mejorar el intercambio térmico. Colliver et al. 1982, y Eliçabe Urriol et al. 1981, estudiaron los recintos bajo tierra, destinados a viviendas y crecimiento controlado de vegetales y Szydlowski y Kuehn, 1980, estudio la propagación de la excitación térmica producida en la superficie por

\* Grupo de Energía Solar, Instituto de Física Rosario; Pellegrini 250,  
2000 - Rosario.

las variaciones climáticas y de radiación solar, mientras que Puri, 1984 y Puri, 1987, estudió el sistema de climatización por conductos subterráneos, por el método de los elementos finitos.

En el presente trabajo se analiza un sistema de climatización compuesto por conductos cilíndricos subterráneos (intercambiadores de calor) dispuestos horizontalmente en uno de cuyos extremos va instalado un ventilador encarado de la circulación forzada del aire, Fig. 1.

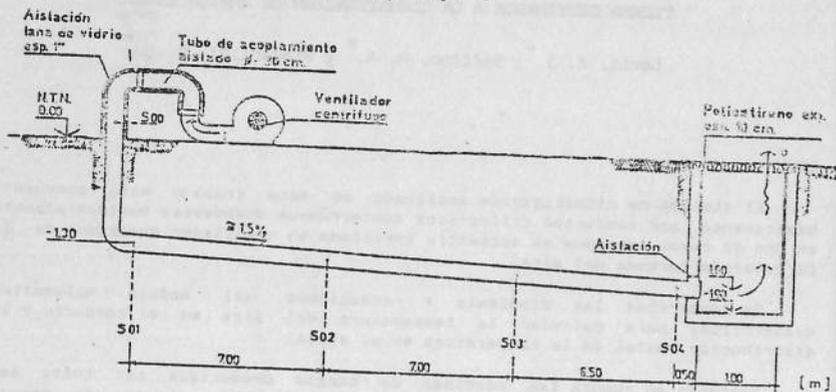


FIGURA 1: SECCION LONGITUDINAL DEL SISTEMA DE CLIMATIZACION

El sistema puede variar sus características entre los siguientes valores aproximados: diámetro de 0.1 m. a 0.4 m., longitud de 6 m. a 30 m., mientras que los caudales de circulación varían entre 100 m<sup>3</sup>/h y 3000 m<sup>3</sup>/h.

Los conductos deberán ser realizados en un material que tenga alta resistencia química y mecánica y baja resistencia térmica, tales como la chapa de hierro galvanizado y el aluminio.

#### MODELOS ANALITICOS

##### MODELIZACION DE LA TEMPERATURA SUBTERRANEA

La temperatura del suelo en profundidad ha sido medida, encontrándose para el período de verano (enero - marzo 1986) a una profundidad de 1.50 m, una fluctuación acotada entre 22.5 C y 21.0 C y en período de invierno varía entre 15.5 C y 14 C.

La variación de la temperatura del suelo en profundidad (y), cuando es sometido en la superficie libre a una excitación periódica del tipo

$$T = A \cos(\omega t - \epsilon) \dots \dots \dots (1)$$

simbolizada por Ts, puede ser calculada para una dada profundidad, considerando que la superficie corresponde a y = 0, en base a la solución para sólido semi-infinito, Carslaw y Jaeger, 1978,

$$T_s(y,t) = T_{ms} - A_s e^{-y(\pi/t\alpha_s)^{0.5}} \cos((2\pi/t^*) (t-t_{os} - (y/2\lambda t^*/\pi\alpha_s)^{0.5})). \dots (2)$$

A partir de datos de temperaturas subterráneas obtenidos por la Estación Agrometeorológica de la Facultad de Ciencias Agrarias, U. N. Rosario, en la localidad de Zavalla (Prov. Santa Fe), en el período 1978-79, se realizó un ajuste empleando la ecuación 2 y considerando T<sub>ms</sub> = 17.3 C, A<sub>s</sub> = 8.66 C y t<sub>os</sub> = 85 días. La difusividad térmica resulta así α<sub>s</sub> = 5.4 E-07 m<sup>2</sup>/s.

##### MODELIZACION DE LA DISTRIBUCION DE LA TEMPERATURA DEL AIRE EN EL CONDUCTO

Para el estudio del perfil de temperaturas en el aire, el suelo circundante al conducto puede considerarse como un sólido semi-infinito a temperatura inicial T<sub>ms</sub>, sometido a una perturbación intermitente producida por el flujo de aire en el conducto a temperatura Ta (x).

Dado que la conductividad térmica del conducto es grande, comparada con la del suelo, y su espesor es pequeño (del orden de 0.5 mm.), no se considera gradiente de temperatura a través del mismo.

Realizando el balance energético correspondiente en un diferencial de sección longitudinal del conducto e integrando, se obtiene la temperatura del aire en función de la coordenada "x" a lo largo del conducto.

$$T_o(x) = T_s^* + (T_i - T_s^*) e^{-\lambda x} \dots \dots \dots (3)$$

$$\lambda = \bar{h}_c \pi D (\dot{m} c_p)^{-1} \dots \dots \dots (4)$$

Para conductos cuyos diámetros varían entre 0.10 y 0.40 m. y las velocidades de circulación del aire varían entre 0.3 y 100 m/s, el régimen resulta turbulento, siendo el número de Reynolds Re ≥ 10.000.

En ensayos realizados sobre convección forzada a través de conductos cilíndricos, en régimen turbulento (Re entre 10.000 y 120.000), el coeficiente de transferencia de calor puede calcularse a partir de la siguiente relación, Mc Adams, 1964.

$$Nu = 0.023 (Re)^{0.8} (Pr)^{0.4} \dots \dots \dots (5)$$

Para el aire variando entre 0 C y 35 C, el número de Prantl (Pr), varía muy poco y es igual aproximadamente a 0.72.

En ensayos realizados para calentamiento o enfriamiento de aire con Pr = (0.7 a 120.) y Re = (10.000 a 120.000), para relaciones (Lc/Dc) ≥ 60 y variaciones de temperaturas moderadas (ΔT < 20C), el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección se mantiene aproximadamente constante a través de la longitud del conducto, Mc Adams, 1964,

$$\bar{h}_c D/k_b = 0.023 (\bar{v} D/\mu_b)^{0.8} (c_p \mu/k)_b^{0.4} \dots \dots \dots (6)$$

Las propiedades se calculan a la temperatura media de la masa del fluido: temperatura de 15 C, resulta:

$$\bar{h}_c = 3.837 \bar{v}^{0.8} D^{-0.2} \dots \dots \dots (7)$$

Reemplazando la ecuación (7) en (4), se obtiene:

$$\lambda = 0.0125 \text{ m}^{-0.2} D^{-0.8} \dots \dots \dots (8)$$

lo que permite determinar, aplicando la relación (3),  $T_a(x=L)$ .

La variación en la humedad inicial del suelo, luego de varias horas de funcionamiento de los conductos, es de poca importancia; por ejemplo, luego de 12 horas de funcionamiento en enfriamiento, para un conducto de 0.1 m. de diámetro, la humedad del suelo circundante cayó del 30 % al 28,75 % según Puri, 1986 y no altera significativamente los perfiles de temperatura del aire.

**DISTRIBUCION RADIAL DE LA TEMPERATURA EN EL SUELO**

Para la determinación de la distribución radial de las temperaturas en el suelo que rodea al conducto se emplea la aproximación de considerar la temperatura del conducto ( $T_c$ ) y la de referencia del suelo ( $T_s^*$ ), constantes. Para valores de tiempos pequeños (menores de un día), la temperatura del suelo puede aproximarse con la siguiente función, Carslaw and Jaeger, 1978,

$$T_s(t) = T_s^* + \frac{\Delta T_c^* D}{2r} \text{erfc} \frac{r-D/2}{2\sqrt{Kt}} + \frac{\Delta T_c^* (r-D/2)^{0.5}}{4(D/2)^{0.5} r^{1.5}} - \frac{\text{erfc} \frac{r-D/2}{2\sqrt{Kt}}}{2\sqrt{Kt}} \dots (9)$$

donde  $\Delta T_c^* = T_c - T_s^*$  y  $K = 4\alpha_s t/D^2$

Tomando como tiempo promedio de funcionamiento diario 8 horas y  $K = 1.50$ , se obtiene la curva teórica promedio representada en la Fig. 2, con lo que el valor del radio ( $r$ ) para el cual la temperatura del suelo ( $T_s^*$ ) no se ve alterada, es  $r^* = 0.55 \text{ m.}$ , que concuerda bastante bien con los resultados experimentales y los valores obtenidos por medio del método de los elementos finitos, Puri, 1986.

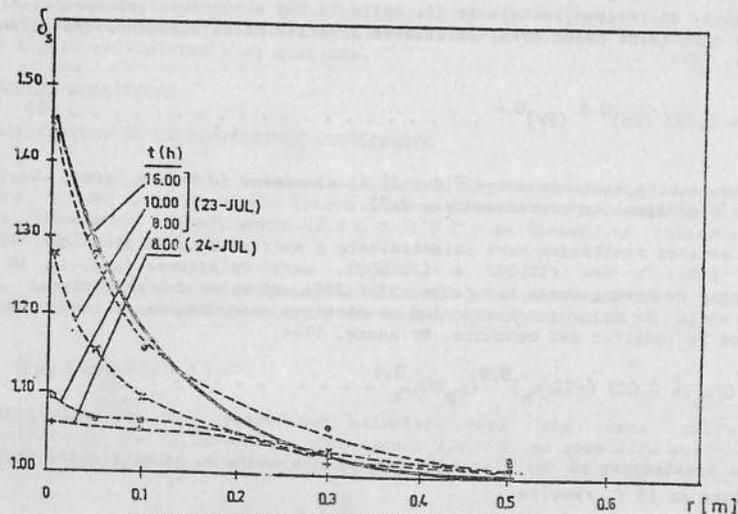


FIGURA 2: TEMPERATURAS RELATIVAS DEL SUELO  $\delta_s = T_s/T_s^*$  EN LA SECCION S02 EN FUNCIÓN DE  $r$  PARA CAUDAL DE  $250 \text{ m}^3/\text{h}$   
 $\delta_1^a = 2.3$ ,  $\delta_{90}^a = 0.75$  y  $\delta_{90}^d = 0.90$

**CARACTERIZACION DEL SISTEMA**

**RENDIMIENTOS ENERGETICOS**

Con la finalidad de obtener curvas representativas y de acceso rápido de la variación del rendimiento energético (energía obtenida del equipo / energía eléctrica consumida) por unidad de área de chapa del conducto ( $\text{m}^2$ ) en función de la longitud del conducto, para distintos valores de diámetros, caudales y diferencias de temperatura entre el aire entrante y la temperatura del suelo, se confeccionó un programa de computación.

Este programa, además de incluir el modelo analítico para determinar la energía sustraída o entregada al suelo, considera la potencia eléctrica necesaria para impulsar el aire mediante ventiladores, teniendo en cuenta las distintas pérdidas de carga producidas por el rozamiento en curvas, travectos rectos, ingresos, salida y paso por el ventilador, ASHRAE, 1977.

Los resultados se presentan en la Fig. 3, donde se puede observar el decrecimiento del rendimiento energético por unidad de área con el aumento de la longitud de los conductos (10 m. a 50 m.) pero con disminución de la pendiente. Esto se debe a que al aumentar la longitud del conducto, la temperatura del aire se acerca cada vez más a la del suelo y disminuye así la transferencia de calor y por ende la energía suministrada por el suelo.

Por otra parte, como era previsible, se observa un aumento del rendimiento energético en forma proporcional a la variación de la temperatura

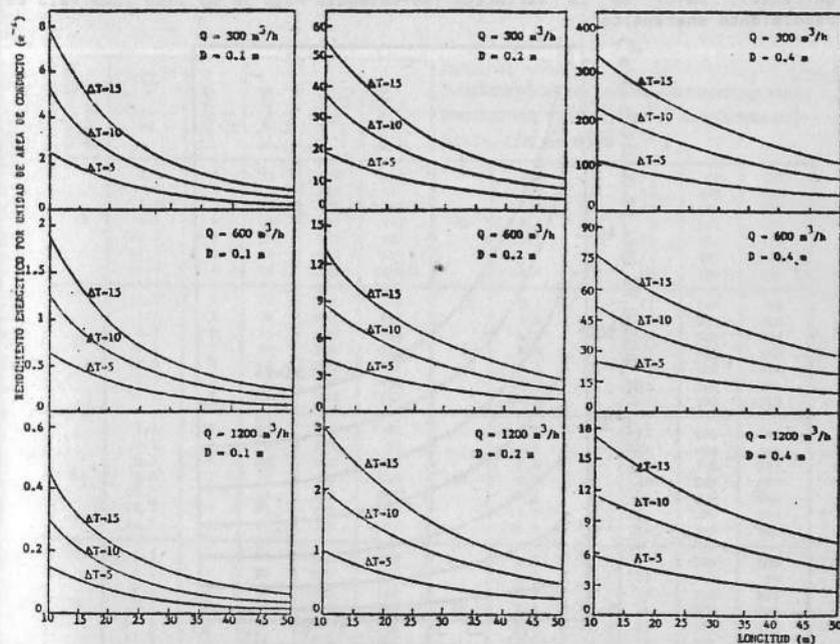


FIGURA 3: RENDIMIENTO ENERGETICO POR UNIDAD DE AREA DE CONDUCTO EN FUNCIÓN DE LA LONGITUD DE LOS CONDUCTOS, PARA DISTINTOS VALORES DE CAUDAL, DIAMÉTRO Y DIFERENCIAS DE TEMPERATURA ENTRE AIRE ENTRANTE Y SUELO

( $\Delta T$ ). debido a que esta es la fuerza impulsora para la transferencia de calor del suelo al aire que circula.

Si se observa la variación en el rendimiento energético del sistema, a medida que aumenta el diámetro de los conductos (0.1 m. a 0.4 m.), para un mismo caudal y  $\Delta T$ , se verá un aumento pronunciado del primero, debido principalmente a que disminuye la velocidad de circulación del aire y por lo tanto las pérdidas por rozamiento, lo que implica un menor consumo de energía eléctrica.

#### POTENCIA NETA

Efectuando algunas modificaciones al programa anterior, fue posible obtener valores de potencia neta (potencia obtenida del suelo, menos potencia eléctrica consumida) por unidad de superficie de conducto ( $W/m^2$ ) en función del rendimiento energético (energía obtenida del suelo / energía eléctrica consumida), para distintas diferencias de temperatura entre el aire entrante y el suelo que rodea a los conductos.

De los resultados representados en la Fig. 4 se observa que a medida que aumenta el rendimiento energético, disminuye la potencia neta, significando esto que pretender un alto rendimiento implica sacrificar potencia neta; sin embargo, se observa que por encima de valores de rendimiento de 55 la potencia neta disminuye muy lentamente.

Por otra parte, a mayor diferencia de temperatura (suelo - aire entrante), mayor es la variación de potencia neta en un dado intervalo de rendimiento energético.

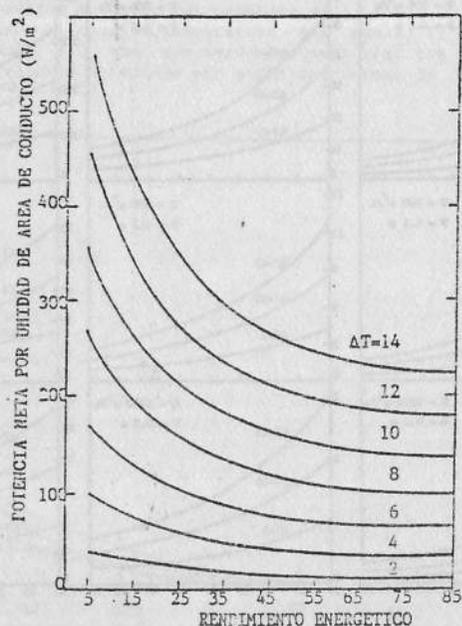


FIGURA 4: POTENCIA NETA POR UNIDAD DE AREA DE CONDUCTO EN FUNCION DEL RENDIMIENTO ENERGETICO PARA DISTINTOS VALORES DE DIFERENCIA DE TEMPERATURA ENTRE AIRE ENTRANTE Y SUELO

#### CARACTERISTICAS OPTIMAS DEL SISTEMA

En la Tabla I se presentan las características óptimas de los conductos correspondientes a rendimientos y diferencias de temperatura (suelo - aire entrante) preestablecidos; el parámetro determinante de la selección de un conjunto de características fue la potencia neta por unidad de área de chapa.

Para la selección se consideró a las distintas características variando dentro de los siguientes intervalos: longitud (3 m. a 33 m.), diámetro (5 cm. a 62 cm.) y caudal (100 a 3000  $m^3/h$ ) la relación longitud / diámetro se consideró siempre mayor de 50.

De los resultados se observa que, sin embargo, la longitud óptima nunca superó los 13 m., con diámetros menores a 20 cm. y caudales máximos de 900  $m^3/a$ .

#### ENSAYOS DEL SISTEMA

El modelo analítico de la distribución de la temperatura en los conductos arriba presentado fue verificado experimentalmente a través del ensayo de un conducto de chapa de hierro galvanizada de 0.20 m. de diámetro, 22 m. de longitud y  $5 \times 10^{-4}$  m de espesor ubicado en forma horizontal a una profundidad promedio de 1.50 m. sin estar acoplado a ningún recinto determinado, Fig. 1.

El aire era impulsado por un ventilador centrífugo que generaba un caudal medio de 300  $m^3/h$  (100  $m^3/h$  a 500  $m^3/h$ ). En general los resultados experimentales obtenidos muestran un comportamiento similar con los simulados, salvando los errores propios de la medición.

RENDIMIENTO MÍNIMO	$\Delta T$ (C)	LONGITUD (a)	DIÁMETRO (m)	CAUDAL ( $m^3/h$ )	POTENCIA NETA	TABLA I: CARACTERISTICAS OPTIMAS DE LOS CONDUCTOS PARA RENDIMIENTOS Y DIFERENCIAS DE TEMPERATURA ( $\Delta T$ ) SUELO - AIRE ENTRANTE					
5	2.5	7	11	300	120	45	2.5	7	11	100	54
	4.5	5	8	200	147		4.5	7	14	200	159
	6.5	3	5	100	103		6.5	11	17	400	511
	8.5	3	5	100	142		8.5	5	8	100	177
	10.5	5	8	300	488		10.5	7	11	200	423
	12.5	5	8	300	599		12.5	9	17	400	1042
14.5	7	11	700	1440	14.5	9	14	400	1108		
15	2.5	9	14	300	141	55	2.5	7	11	100	55
	4.5	13	20	800	632		4.5	7	14	200	160
	6.5	9	11	300	416		6.5	11	20	500	570
	8.5	7	14	500	631		8.5	9	17	400	586
	10.5	7	8	200	471		10.5	5	8	100	220
	12.5	5	8	200	459		12.5	7	11	200	506
14.5	5	8	200	537	14.5	9	17	500	1212		
25	2.5	7	14	200	87	65	2.5	9	17	200	95
	4.5	5	8	100	92		4.5	3	20	400	365
	6.5	9	17	500	532		6.5	7	14	200	232
	8.5	7	14	400	535		8.5	11	20	500	749
	10.5	9	11	300	690		10.5	7	8	100	266
	12.5	7	11	300	705		12.5	7	11	200	506
14.5	7	14	500	1107	14.5	7	11	200	588		
35	2.5	9	14	200	103	75	2.5	11	17	200	108
	4.5	1	20	500	391		4.5	7	11	100	99
	6.5	5	8	100	134		6.5	7	14	200	232
	8.5	9	17	500	702		8.5	13	20	500	839
	10.5	13	20	800	1534		10.5	11	17	400	833
	12.5	7	14	400	797		12.5	9	14	300	749
14.5	1	20	900	2085	14.5	7	11	200	588		

## CONCLUSIONES

De los ensayos realizados sobre un prototipo experimental cuyas características se presentaron, la modelización utilizada provee de una herramienta simple y de buen ajuste para el diseño de dichos sistemas, que resulta de fácil incorporación en modelizaciones más complejas que tienen como componente a este sistema.

Desde el punto de vista del rendimiento energético, se concluye que la longitud de los conductos debe adoptarse de tal manera de no ingresar en la región (Fig. 3) en que las variaciones de rendimiento energético se hacen pequeñas para incrementos importantes en la longitud.

El sistema provee soluciones buenas desde el punto de vista del ahorro energético, pero no un reemplazo total de las energías convencionales.

Finalmente se concluye que el sistema es especialmente apto para uso en locales con baja masa térmica, donde puede resultar beneficioso el aprovechamiento de la masa térmica del suelo y donde además no sean necesarias condiciones de climatización extremas, tales como invernaderos, recintos de cría de animales, galpones, etc.

## REFERENCIAS:

- American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, inc., 1977. "ASHRAE handbook, Fundamentals". N. Y., E.U.A.
- Carlsaw, H. S., Jaeger, J. C., 1978. "Conduction of heat in solids". Oxford U. Press, Gran Bretaña.
- Colliver, D. C., Fahr, R. L., Parker, R. F., 1982. "Comparison of heating requirements for underground vs earth bermed houses", Trans. of the ASAE, 25:1701-1708.
- Elicabe Hurtol, J. J., Piacentini, R. D., Garroq, O., 1981. "Control ambiental y de radiación solar fotosintética en recintos destinados a crecimiento de vegetales". Informe Técnico, IFIR.
- Mc Adams, H., 1964. "Heat transmission". Mc Graw Hill, E.U.A.
- Oliver, J., Braud, H., 1981. "Thermal exchange to hearth with concentric wall pipes", Trans. of the ASAE, 24:906-916.
- Puri, V. M., 1986. "Feasibility and performance curves for intermittent earth tube heat exchangers". Trans. of the ASAE, 29:526-532.
- Puri, V. M., 1987. "Earth tube heat exchanger performance correlation using boundary element method". Trans. of the ASAE, 30:514-520.
- Seffino, R. A., Piacentini, R.D., 1986. "Enfriamiento de aire por tubos bajo tierra sometidos a excitación intermitente". Actas del V Congreso Latinoamericano de Energía Solar, Valparaíso, Chile.
- Szydlowski, R. F., Kuehn, T. H., 1980. "Analysis of transient heat loss in hearth sheltered structures". Proceedings Earth Sheltered Building Design Innovations Conference. Oklahoma, E.U.A.

## LISTA DE SIMBOLOS

A	amplitud anual de la temperatura superficial ( $y=0$ )
$c_p$	calor específico a presión constante
D	diámetro
G	caudal de volumen por unidad de área
$h_c$	coeficiente de transferencia de calor por convección
k	conductividad
L	longitud
$\dot{m}$	flujo de masa
Q	caudal de volumen
r	coordenada radial
T	temperatura
t	tiempo
$t_0$	día de mínima temperatura superficial
v	velocidad del fluido
x	coordenada longitudinal
y	coordenada vertical
$\alpha$	difusividad térmica
$\Delta$	factor de saturación
$\delta$	temperatura relativa ( $T/T^*$ )
$\eta$	eficiencia térmica
$\mu$	viscosidad
$\rho$	densidad
$\theta$	temperatura relativa

## Subíndices

a	aire
b	media de la masa del fluido
c	conducto
d	diurno
i	ingreso
m	promedio anual
o	salida
s	suelo
so	medio ambiente
-	indica valor medio
*	indica referencia