ASIGNATURA	TECNOLOGÍA DE INVERNADEROS (5º Curso IA)
Profesores	**María M. González-Real y A. Baille** **(mayla.gonreal@upct.es, Alain.baille@upct.es)** **Universidad Politécnica de Cartagena. ETSIA** **Área de Ingeniería Agroforestal**
Aplicaciones Parte III. Unidad 1	**Sistemas de calefacción**

Índice del contenido

1- Ejercicio 1: La calefacción por conducción (tubos enterrados en un bloque de sustrato)

Sea un bucle de polipropileno enterrada en un sustrato de turba a 20 cm de profundidad, con los valores impuestos de temperatura en los límites (Figura 1): (i) temperatura media del agua al interior del tubo, T_a, y (ii) temperatura de la superficie de sustrato, T_S:

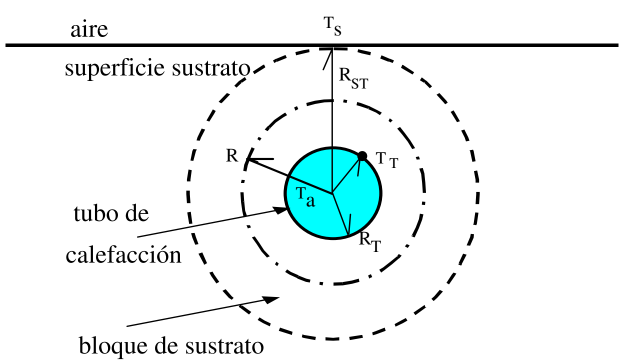


Figura 1. Tubo de calefacción enterrado en un bloque de sustrato (González-Real MM, 1998).

1.1- Datos

- Temperatura de agua a la entrada y a la salida del tubo, $T_{a,e}$ = 30 °C y $T_{a,s}$ = 27 ºC, respectivamente. La temperatura media del agua, T_a, se supone igual a = $(T_{a,e} + T_{a,s})/2$

- Temperatura media de superficie exterior del tubo, T_T. Se considera, en primera aproximación, que T_T equivale a la temperatura media del agua, $T_T = T_a = (T_{a,e} + T_{a,s})/2$.

- Temperatura de la superficie del sustrato T_S = 15 °C

- Distancia entre el centro del tubo y la superficie del sustrato, R_{ST} = 0,20 m

- Radio exterior e interior del tubo, R_e = 0,025 m y R_i = 0,020 m

- Caudal de agua por unidad de sección del tubo, G_a = 50,92 kg m^{-2} s^{-1} (caudal másico: D_a = 0,1 kg s^{-1})

- Conductividad del tubo (polipropileno), k_T = 0,45 W m^{-1} K^{-1}

- Conductividad de la turba húmeda, k_s = 0,60 W m^{-1} $K^{-1.}$

- Capacidad calorífica del agua, C_{pa} = 4180 J kg^{-1} K^{-1}

1.2- Cálculos

1.2.1- Perfil de temperatura en la turba en función de R, distancia al centro del tubo.

El campo de temperatura, en función de la distancia R al centro del tubo, se puede evaluar a partir de la relación siguiente (Ecuación 1):

$$T_R = T_a - \frac{(T_T - T_S)}{\ln\left(\frac{R_{ST}}{R_e}\right)} \ln\left(\frac{R}{R_e}\right) \text{ (ºC)} \qquad (1)$$

donde: T_R es la temperatura a la distancia R, que varia entre los límites siguientes: $R_e \leq R \leq R_{ST}$.
- Para R = 0,10 m, se obtiene $T_{0,10}$ = 19,5ºC:

$$T_{(0,10)} = 28{,}5 - \frac{(28{,}5-15)}{\ln\left(\frac{0{,}20}{0{,}025}\right)} \ln\left(\frac{0{,}10}{0{,}025}\right) = 19{,}5^{\circ}\,C$$

Para R = 0,16 m, $T_{0,16}$ = 16,5ºC, y en la superficie del sustrato (R = R_{ST} = 0,20 m), $T_{0,20}$ = 15 ºC

El campo de temperatura para 15ºC ≤ $T_{(R)}$ ≤ 28,5 ºC se presenta en la Figura 2.

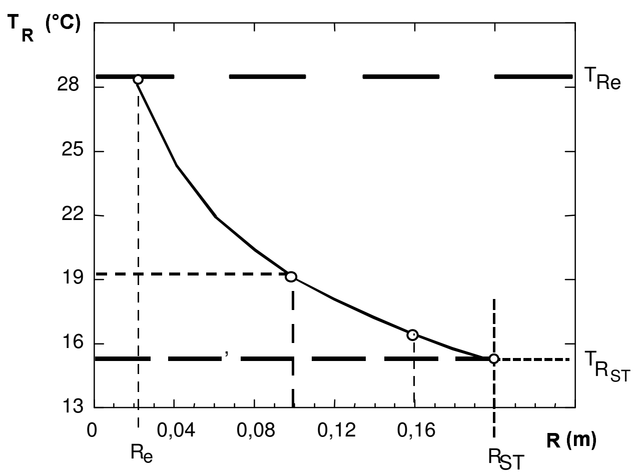


Figura 2. Evolución de la temperatura del sustrato a una distancia R del centro del tubo, T_R, en función de la distancia vertical (R) al tubo de calefacción (*González-Real, 1998).*

1.2.2- Temperatura media del agua necesaria para mantener, a una profundidad de 0,04 m (R = 0. 16 m), una temperatura máxima de sustrato igual a 18 ºC ($T_{(,16)}$ = 18 ºC).

Se despeja T_a a partir de la ecuación (1):

$$T_a = 18 + \left(\frac{13{,}5}{2{,}079}\right)(1{,}856) = 30{,}0^{\circ}\,C$$

1.2.3- Energía total disipada por el bucle, Φ (W m^{-2}) y Φ' (W m^{-1}), considerando la temperatura media del agua calculada en el apartado (1.2.2)

En este caso (Figura 3), la resistencia global a la transferencia de calor, r (m^2 K W^{-1}), es la resultante de tres resistencias dispuestas en serie: (i) resistencia a la transferencia por convección entre el agua y la pared interior del tubo, r_{CV}; (ii) resistencia a la transferencia por conducción a través de la pared del tubo, r_{CT}, y (iii) resistencia a la transferencia por conducción entre la pared exterior del tubo y el sustrato, r_{CS}:

$r = r_{CV} + r_{CT} + r_{CS} = 1/h$, siendo h el coeficiente de intercambio (W m^{-2} K^{-1})-

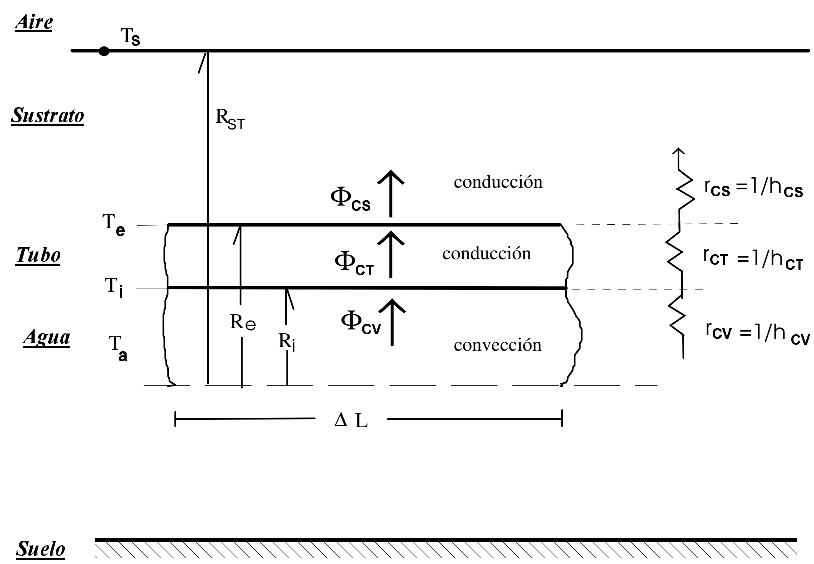


Figura 3. Mecanismos implicados en la transferencia de energía de un tubo enterrado en un bloque de sustrato por el que circula agua (convección al interior del tubo: Φ_{cv}; conducción al través de la pared del tubo y del sustrato: Φ_{cT} y Φ_{cs}, respectivamente) y resistencias asociadas, r, y coeficiente de intercambio de energía, h.

1.2.3a- Resistencia por convección forzada al interior del tubo, r_{CV}:

(Las fórmulas para determinar los coeficientes de intercambio por convección se dan en el la Lectura Complementaria de Parte IV)

$$h_{CV} = a_a \frac{G_a^{0.8}}{d_i^{0.2}} \qquad \text{W m}^{-2}\text{ K}^{-1} \qquad (2)$$

Para una temperatura media del agua T_a = 30ºC, el coeficiente a_a es a_a = 3,890 + 0,0576 T_a = 5,62. La ecuación 2 da h_{CV} = 237,5 W m^{-2} K^{-1}, siendo la resistencia a la transferencia al interior del tubo $r_{cv} = 1/h_{cv}$ = 0,00421 m^2 K W^{-1}

1.2.3b- Resistencia a la transferencia por conducción a través de la pared del tubo, r_{CT}:

Utilizando la ecuación (1)

$$h_{CT} = \left(\frac{1}{0{,}025}\right)\frac{0{,}45}{\ln\left(\frac{0{,}025}{0{,}020}\right)} = 80{,}66 \qquad (\text{W m}^{-2}\text{ K}^{-1})$$

La resistencia asociada a la transferencia por conducción es r_{CT} = 0,0124 m^2 K W^{-1}

1.2.3c- Resistencia por conducción a través del sustrato, r_{cs}:

Utilizando la ecuación (1), se obtiene

$$h_{CS} = \left(\frac{1}{0{,}20}\right)\frac{0{,}60}{\ln\left(\frac{0{,}20}{0{,}025}\right)} = 1{,}443 \qquad (\mathrm{W\ m^{-2}\ K^{-1}})$$

La resistencia asociada a la transferencia por conducción, r_{cs} = 0,693 m^2 K W^{-1}

1.2.3d- Resistencia total, r, y coeficiente global de intercambio, h (en un radio R_{sT})

r = 0,00421 + 0.0124 + 0.693 = 0,7096 m^2 K W^{-1}, y h = 1,41W m^{-2} K^{-1}

1.2.3e- El flujo disipado por el tubo

Por m^2 de superficie de tubo, el valor de Φ se calcula con la relación siguiente:

$$\Phi = h\ (T_T - T_S) \qquad (\mathrm{W\ m^{-2}}) \qquad (3)$$

$$\Phi = 1{,}41\ (30 - 15) = 21{,}15 \qquad (\mathrm{W\ m^{-2}})$$

- Por metro lineal de tubo (L=1 m):

$$\Phi'_{cb} = 21{,}15\left(\frac{W}{m^2}\right)\frac{2\ \pi R_e\ L}{L}\left(\frac{m^2}{m}\right) \qquad (\mathrm{W\ m^{-1}})$$

$$\Phi'_{cb} = 27{,}0 \qquad (\mathrm{W\ m^{-1}})$$

1.2.4- Longitud del bucle en el bloque de sustrato para mantener una diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del agua igual a $\Delta T_a = (T_{a,e} - T_{a,s}) = 5°C$

Energía aportada por el agua (caudal: D_a, capacidad calorífica: C_{pa}) por unidad de longitud de bucle:

$$\Phi'_a = D_a\ C_{pa}\ \frac{\Delta T_a}{\Delta L} \qquad (\mathrm{W\ m^{-1}})$$

En régimen estacionario Φ'_a debe compensar el flujo disipado por unidad de longitud de tubo:

$$\Phi'_a = \Phi' = \frac{(0{,}1)(4180)(5)}{\Delta L} = 27{,}0 \qquad (\mathrm{W\ m^{-1}})$$

es decir, ΔL = 77,4 m

2- Ejercicio 2: La calefacción por conducción (tubos enterrados en el suelo)

A fines de diseño del sistema de calefacción, la estimación del flujo de calor disipado en el suelo por una red de tubos enterrados puede apoyarse en modelos analíticos que funcionan en régimen estacionario (Kendrick y Havens, 1973). La ventaja de este tipo de modelos es que, partiendo de un cierto número de hipótesis simplificadoras, presenta una solución analítica para calcular el flujo disipado por unidad de longitud de tubo. El sistema suelo-red de tubos queda definido con un número limitado de parámetros de entrada y de variables (ver Figura 4) por lo que nos parece adaptado a un objetivo de dimensionamiento de los cambiadores.

El modelo considera una conductividad térmica del suelo uniforme. La hipótesis de base planteada es que el flujo aportado por los tubos de calefacción se disipa exclusivamente hacia la superficie del suelo. El flujo disipado por metro lineal de tubo, en función del radio de los tubos (R_e) y de su ubicación (x, y), para las condiciones de temperatura impuestas en los límites (T_{ag}

y T_S) se calcula con la fórmula de Kendrick y Havens:

$$\Phi' = \frac{2\pi k\left(T_{ag} - T_s\right)}{Ln\frac{(2y-R_e)}{R_e} + \sum_{n=1}^{N} Ln\left(\frac{(nx)^2 + (2y-R_e)^2}{(nx)^2 + R_e^2}\right)} \qquad (\mathrm{W\ m^{-1}})$$

con, T_{ag} = temperatura media del agua (ºC) y T_s = temperatura de la superficie del suelo (ºC)

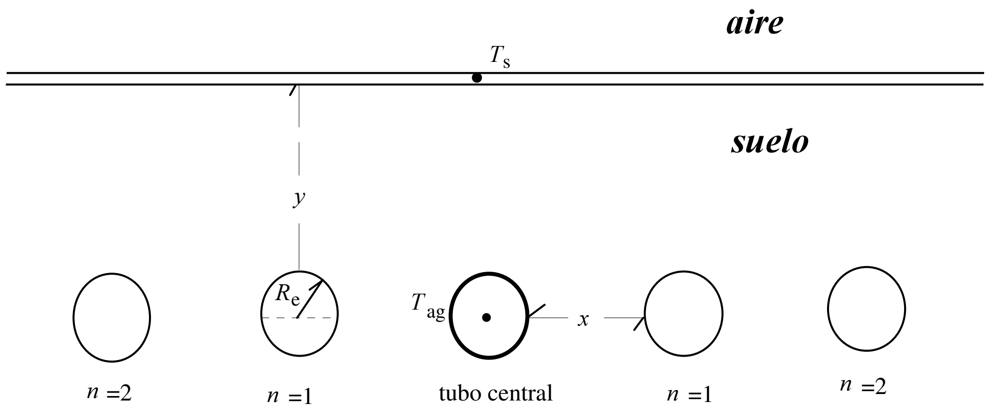


Figura 4. Parámetros y variables de entrada del modelo de Kendrick y Havens (1973).

- Parámetros necesarios:

- Número total de tubos, *N*, dispuestos de cada parte de un tubo central, siendo *N* un número par: N = (número total de tubos -1)/2
- Radio exterior del tubo (R_e, en m)
- Distancia entre tubos (x, en m) y profundidad (*y*, en m)
- Conductividad térmica media de la capa de suelo que se desea calentar *k* ($\mathrm{W\ m^{-1}\ K^{-1}}$)

- Variables de entrada (condiciones en los límites):

- Temperatura del agua al interior de los tubos, T_{ag} (°C)
- Temperatura de la superficie del suelo, T_S (°C)

- Variable de salida:

- Flujo disipado por unidad de longitud de tubo, Φ' ($\mathrm{W m^{-1}}$)

DATOS:

- k = 1,3 $\mathrm{W\ m^{-1}\ K^{-1}}$
- T_{ag} = 40 ºC y T_s = 15 ºC
- Superficie invernadero = (50 m x 10,5 m), S= 525 m^2
- Profundidad de los tubos, y = 0,6 m
- Distancia entre tubos, x = 0,6 m
- Número total de tubos = 17
- Radio exterior de los tubos, R_e = 0,03 m
- Valor de N = (17-1)/2 = 8

SE PIDE CALCUALAR

2.1- El flujo disipado por unidad de longitud de tubo Φ' (Wm^{-1})

A partir de los datos que se dan en el Cuadro 1, el flujo disipado por metro lineal de tubo es:

$$\Phi' = \frac{204{,}20}{3{,}66+3{,}1779} = 29{,}85 \qquad (\mathrm{W\ m^{-1}})$$

Cuadro 1. Valores de las variables que entran en el cálculo de Φ'

	$2\pi k\left(T_{ag} - T_s\right)$	= 204,20 W m^{-1}
	$\mathrm{Ln}\dfrac{(2y - R_e)}{R_e}$	= 3,66
n=1	$\mathrm{Ln}\left(\dfrac{(0{,}6)^2 + (2x0{,}6 - 0{,}03)^2}{(0{,}6)^2 + (0{,}03)^2}\right)$	= 1,5666
n=2	$\mathrm{Ln}\left(\dfrac{(2x0{,}6)^2 + (2x0{,}6 - 0{,}03)^2}{(2x0{,}6)^2 + (0{,}03)^2}\right)$	= 0,6675
n= 3	$\mathrm{Ln}\left(\dfrac{(3x0{,}6)^2 + (2x0{,}6 - 0{,}03)^2}{(3x0{,}6)^2 + (0{,}03)^2}\right)$	= 0,3521
n= 4		= 0,21395
n= 5		= 0,14236
n= 6		= 0,10112
n= 7		= 0,07557
n= 8		= 0,05856
	$\sum_{n=1}^{n=8} \mathrm{Ln}\left(\dfrac{(nx)^2 + (2y - R_e)^2}{(nx)^2 + R_e^2}\right)$	= 3,1779

2.2- La densidad de flujo disipado respecto a la superficie de suelo

Longitud total de los tubos L_T = 17x50 = 850 m

$$\Phi = \left(\frac{204{,}20}{3{,}66+3{,}1779}\right)\left(\frac{850}{525}\right) = 48{,}32 \qquad (\mathrm{W\ m^{-2}})$$

Puede observarse un ejemplo de aplicación de la fórmula de Kendrick y Havens en las Figuras 5a-b donde se presenta la variación de *Φ* en función de la profundidad de los tubos y de su distancia con dos niveles de temperatura de la superficie del suelo (5 ºC y 15°C). La temperatura del agua que circula al interior de los tubos (R_e = 0.025 m) es de 35°C.

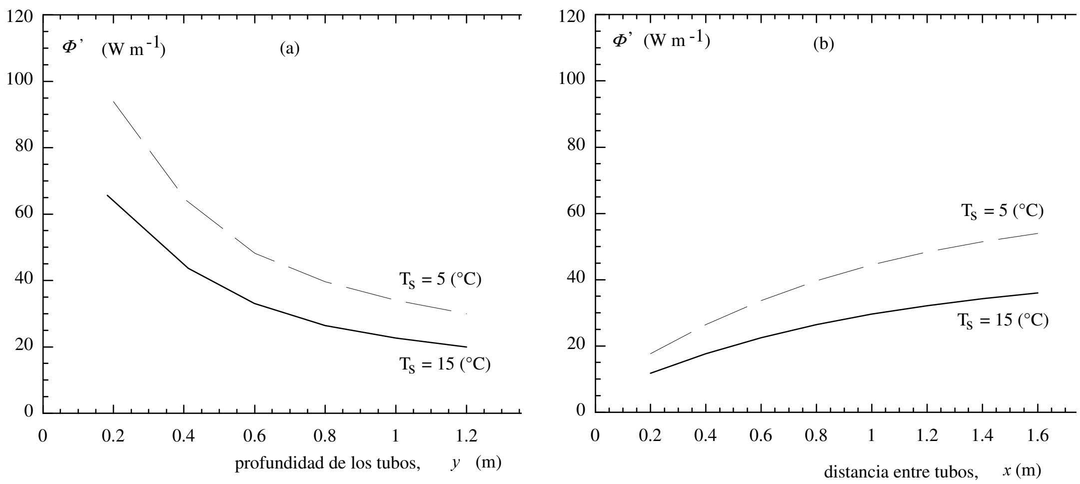


Figura 5. a) Flujo disipado por unidad de longitud de tubo (*Φ'*) por una red de tubos (r_e = 0.025 m) enterrados en el suelo en función de su profundidad (*y*) para dos temperaturas de superficie de suelo (T_S) y una distancia entre tubos x = 0.8 m. Temperatura del agua T_{ag} = 35°C. b) Flujo disipado por unidad de longitud de tubo (*Φ'*) por una red de tubos (r_e = 0.025 m) enterrados en el suelo en función de su distancia (*x*) para dos temperaturas de superficie de suelo (T_S) y una profundidad y = 0.8 m. Temperatura del agua T_{ag} = 35°C.

3- Ejercicio 3: La calefacción por convección

Sea un aerotermo con una superficie total de intercambio S_{cb} = 20,0 m^2, constituida de 100 tubos de aluminio, dispuestos en paralelo, con las características que se adjuntan (Figura 6):

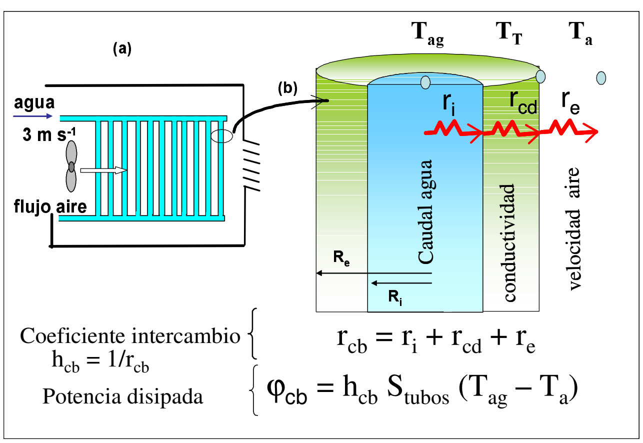


Figura 6. Representación esquemática de un aerotermo con tubos dispuestos en paralelo por los que circula el agua con un caudal total D_a = 1 L s^{-1}. La velocidad del flujo de aire a través de los tubos es de 3 m s^{-1}.

3.1- Datos

- El caudal másico total del agua que circula al interior de los tubos, D_a, es igual a 1 kg s^{-1}
- Diámetros exterior e interior de los tubos, d_e = 0,020 m y d_i= 0,018 m, respectivamente
- La temperatura del agua al interior de los tubos T_a = 40 ºC
- Temperatura de consigna del aire del invernadero T_i = 20 ºC.

- La velocidad del aire que pasa al exterior de los tubos es de 3 m s^{-1}
- La conductividad del aluminio, k = 220 W m^{-1} K^{-1}

3.2- Cálculos

3.2.1- Longitud total de los tubos

La superficie total de intercambio de un tubo es:

$S = \pi\, d_e\, L = (0{,}0628) \times (L)$ m^2

siendo la superficie de un metro lineal de tubo (L = 1 m) $S'_t = 0{,}0628\ m^2$.-

La longitud total de los tubos del cambiador es $L = S_{cb}/S'_t = 20{,}0/0{,}0628 \approx 318$ m

3.2.2- Coeficiente global de intercambio del aerotermo

2.2.2a- Coeficiente de transferencia por convección forzada al interior de tubo, h_{CI}:

El caudal másico del agua por tubo es $D_{at} = 1/100 = 0{,}01$ kg s^{-1}.

El caudal másico del tubo por unidad de sección es $G_{at} = D_{at}/(\pi\ (d_i/2)^2) = 39{,}3$ kg m^{-2} s^{-1}.

Para una temperatura del agua al interior de los tubos T_a, de 40°C. Utilizando la ecuación (2) con:

$a_a = 3{,}890 + 0{,}0576\ T_a = 6{,}19$

$$h_{CI} = (6{,}19)\frac{(39{,}3)^{0.8}}{(0{,}018^{0.2})} = 260 \qquad (W\ m^{-2}\ K^{-1})$$

$$r_{CI} = 1/h_{CI} = 0{,}00384\ \ m^2\ K\ W^{-1} \qquad (m^2\ K\ W^{-1})$$

2.2.2b- Coeficiente de transferencia por conducción a través de la pared del tubo, h_{CT}:

Para k = 220 W m^{-1} K^{-1}, el radio interior R_i= 0.009 m y el radio exterior R_e= 0.010 m:

$$h_{CT} = \left(\frac{220}{0{,}010}\right)\frac{1}{\ln\left(\frac{0{,}010}{0{,}009}\right)} = 208\,806{,}8 \qquad (W\ m^{-2}\ K^{-1})$$

$$r_{CT} = 1/h_{CT} = 0{,}00000479 \qquad (m^2\ K\ W^{-1})$$

3.2.2c- Coeficiente de transferencia por convección forzada al exterior de tubo*: h_{CE}*:

Para una temperatura del aire, T_i, de 20°C:

$a_a = 4{,}318 - 0{,}0029\ T_i .= 4{,}26$

$$h_{CE} = 4{,}26\frac{(3)^{0.62}}{(0{,}020)^{0.38}} = 37{,}10 \qquad (W\ m^{-2}\ K^{-1})$$

$$r_{CE} = 1/h_{CE} = 0{,}0269 \qquad (m^2\ K\ W^{-1})$$

3.2.2d- Resistencia total a la transferencia:* r_{cb}*:

$r_{cb} = r_{CI} + r_{CT} + r_{CE} = 0{,}00384 + 0{,}00000479 + 0{,}0269 = 0{,}0307$ $(m^2\ K\ W^{-1})$

siendo el coeficiente de intercambio total, h_{cb}:

$h_{cb} = 32{,}52$ $(W\ m^{-2}\ K^{-1})$

Expresado por metro lineal de tubo, obtenemos:

$h'_{cb} == 32{,}52\ (2\ \pi\ R_e\ L/L\ ) = 2{,}04$ ($W\ m^{-2}\ K^{-1}$)

3.2.3- Flujo total disipado por el aerotermo por metro cuadrado de cambiador (Φ_{cb}, en W m^{-2}) y por metro lineal de cambiador (Φ'_{cb} en W m^{-1})

El flujo disipado por m^2 de cambiador:

$$\Phi_{cb} = h_{cb}\left(T_{ag} - T_a\right) = 32{,}52\ \ (40 - 20) = 650{,}4 \qquad (W\ m^{-2})$$

El flujo disipado por m de cambiador:

$$\Phi'_{cb} = h_{cb}\left(T_{ag} - T_a\right) = 2{,}04\ \ (40 - 20) = 40{,}8 \qquad (W\ m^{-1})$$

El flujo disipado total por un aerotermo con una superficie de intercambio de 20 m^2:

$$\varphi_{cb} = (650{,}4)(20) = 13008 \qquad (W)$$

Comparar este valor con el que se da en la Figura 5 de la Unidad 3.

3.2.4- Número de aerotermos que se necesitan para cubrir las necesidades energéticas de un invernadero (Φ_{cal} = 150 W m^{-2}) con una superficie de suelo S = 350 m^2

Si consideramos que las necesidades energéticas del invernadero Φ_{cal} = 150 W m^{-2} y la superficie del invernadero S = 350 m^2:

$\varphi_{cal} = \Phi_{cal}\ S = 52500$ W

$$\text{Nº de aerotermos} = \frac{\varphi_{cal}}{\varphi_{cb}} = \frac{52500}{13008} \cong 4$$

4- Ejercicio 4: La calefacción por tubos aéreos

En un invernadero, integrado por 10 módulos idénticos, se desea instalar un sistema de calefacción por tubos aéreos formando bucles dispuestas en paralelo siguiendo las líneas de cultivo (Figuras 7 y 8). Las necesidades energéticas del invernadero se han evaluado a Φ_{cal} = 150 W m^{-2}

4.1- Datos

4.1.1- Invernadero

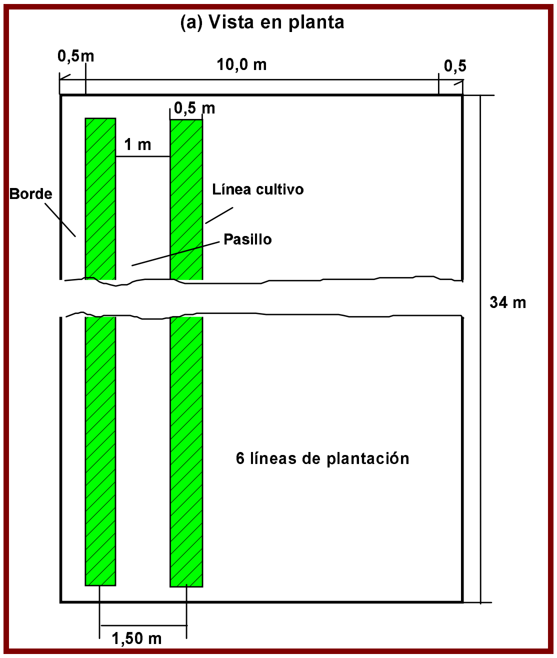
- Superficie de suelo de un módulo, S_S= 340 m^2 (ancho = 10 m, largo = 34 m)
- Volumen de un módulo, V = 1150 m^3
- Distancia entre el centro de las líneas de plantación es igual a 1,5 m
- Temperatura de consigna del aire interior T_i= 15 ºC
- Temperatura aparente de las superficies que rodean a los tubos T_{sr}= 13,5 ºC
- Caudal del agua en el bucle (D_a = 0,385 L s^{-1})

4.1.2- Tubos aéreos

- Radio exterior, R_e = 0.030 m
- Radio interior, R_i = 0.0275 m
- Temperatura del agua a la entrada y salida del bucle, T_{ae} = 80 ºC y T_{as} =75 ºC, respectivamente. Se considera la temperatura media del agua, T_a (= (T_{ae} + T_{as})/2) igual a la temperatura media de los tubos T_T.
- Conductividad del acero, k_c = 60 W m^{-1} K^{-1}
- Capacidad calorífica del agua C_{pa} = 4180 J kg^{-1} K^{-1}

- Emisividad de los tubos, $\varepsilon_t = 0.9$

- Densidad del agua, $\rho_a = 1000$ kg m^{-3}



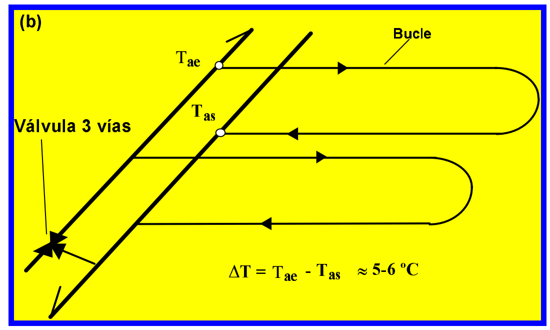


Figura 7. Vista en planta (a) de la disposición de las líneas de cultivo; (b) de la disposición de las bucles .

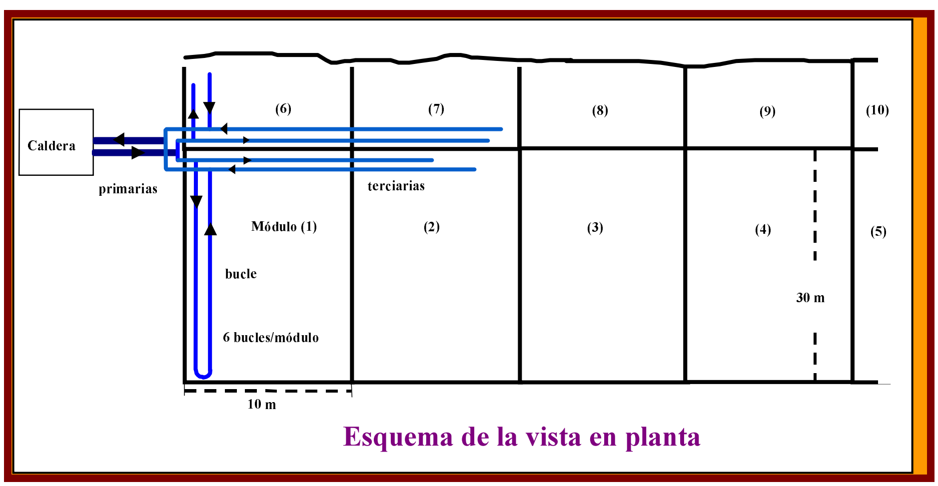


Figura 8. Vista en planta de la disposición de las bucles de tubos aéreos

4.2- Ecuaciones necesarias

A partir de la Figura 9 se deduce que, para condiciones de régimen estacionario, se puede aplicar la relación:

$$\Phi_{cb} = \Phi_{cF} = \Phi_{cd} = \Phi_e \qquad \text{(W m}^{-2}\text{)} \qquad (4)$$

Sustituyendo cada uno de los flujos, en Ecn. 4, en función del gradiente de temperatura y de la resistencia asociada a la transferencia:

$$\Phi_{cb} = \frac{T_a - T_{TI}}{r_{cF}} = \frac{T_{Ti} - T_{TE}}{r_{cd}} = \frac{T_{TE} - T_i}{r_e} \qquad \text{(W m}^{-2}\text{)} \qquad (5)$$

Sustituyendo en Ecn. 5 la suma de antecedentes y consecuentes, se obtienen el flujo total disipado por el tubo por metro cuadrado de superficie de intercambio:

$$\Phi_{cb} = \frac{T_a - T_i}{r_{cF} + r_{cd} + r_e} \qquad (\mathrm{W\ m^{-2}}) \qquad (6a)$$

siendo la resistencia r_{cb} la resultante de tres resistencias dispuestas en serie (ver Figura 9):

$$r_{cb} = r_{cL} + r_{cd} + r_e \qquad (\mathrm{m^2\ K\ W^{-1}}) \qquad (6b)$$

$$\Phi_{cb} = \frac{T_a - T_i}{r_{cb}} \qquad (6c)$$

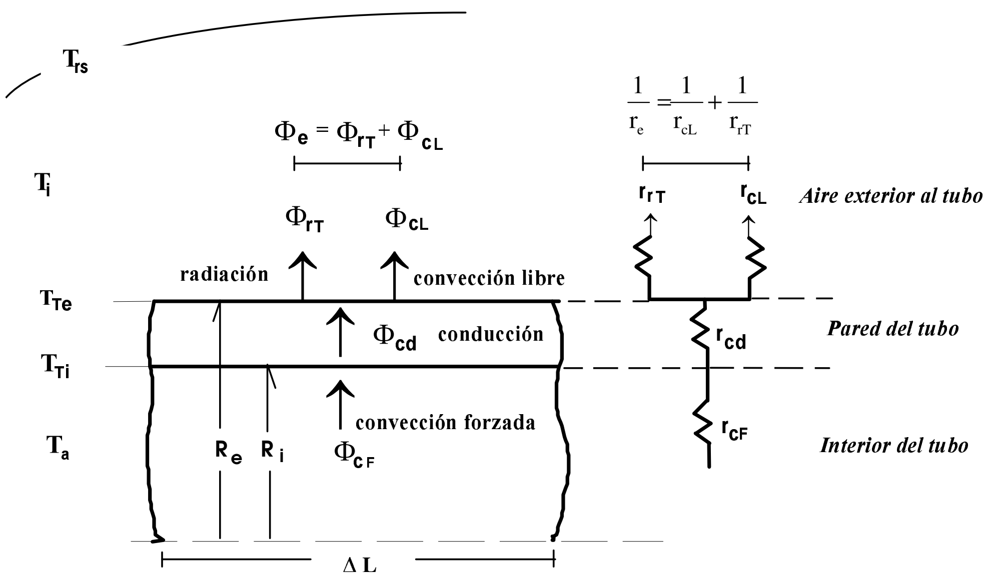


Figura 9. Transferencia de energía (Φ) entre un tubo de calefacción y el medio que le rodea y resistencias asociadas a la transferencia: r_{cF} = resistencia a la transferencia por convección forzada, r_{cT} = resistencia a la transferencia por conducción a través de la pared del tubo, r_{cL} = resistencia a la transferencia por convección libre entre el tubo y el aire del invernadero, r_{rT} "resistencia equivalente" a la transferencia por radiación entre el tubo y las superficies que le rodena. R_i y R_e = radio interior y exterior del tubo, respectivamente. T_i = temperatura del aire interior, T_a = temperatura media del agua, T_{TI} y T_{TE} = temperaturas interna y externa del tubo, respectivamente y T_{rs} = temperatura equivalente de las superficies que rodean al tubo.

La resistencia total externa, r_e, engloba dos resistencias dispuestas en paralelo. Es decir, r_e engloba una "resistencia equivalente" a la transferencia por radiación, r_{rT}, y una resistencia a la transferencia por convección, r_{cL}, siendo r_e:

$$\frac{1}{r_e} = \frac{1}{r_{cL}} + \frac{1}{r_{rT}} \qquad r_e = \frac{r_{cL}\, r_{rT}}{r_{cL} + r_{rT}} \qquad (\mathrm{m^2\ K\ W^{-1}}) \qquad (7)$$

El cálculo de las resistencias por convección se da en el la Lectura Complementaria de la Unidad 6. Para calcular la "resistencia equivalente" a la transferencia por radiación es preciso conocer el balance radiante, Φ_{rn}, entre los tubos (Φ_{rT}) y las superficies que los rodean (Φ_{rs}) que puede estimarse, en primera aproximación, a partir de:

$$\Phi_{rn} = \varepsilon_t \sigma\left((T_T + 273)^4 - (T_{sr} + 273)^4\right) \qquad (\mathrm{W\ m^{-2}}) \qquad (8a)$$

Por analogía con la ley de Ohm se puede definir una "resistencia equivalente" a la transferencia por radiación, r_{rT}:

$$\Phi_{rn} = \frac{1}{r_{rT}}(T_T - T_i) \qquad (W\ m^{-2}) \qquad (8b)$$

$$\frac{1}{r_{rT}} = h_{rT} = \frac{\varepsilon_t \sigma\left((T_T + 273)^4 - (T_{sr} + 273)^4\right)}{T_T - T_i} \qquad (W\ m^{-2}\ K^{-1}) \qquad (8c)$$

4.3- Coeficiente de intercambio global de los tubos (h_{cb}, W m^{-2} K^{-1})

4.3.1- Resistencia a la transferencia al interior de los tubos

La transferencia de energía en el interior del tubo tiene lugar por convección forzada (ver Lectura Complementaria Unidad 6) y, para valores del número de Reynolds superiores al crítico (Reynolds > 4 10^3), el coeficiente de intercambio r_{cF} puede calcularse a partir de:

$$h_{cF} = a_a \frac{G_a^{0.8}}{d_i^{0.2}} \qquad (W\ m^{-2}\ K^{-1})$$

donde G_a = caudal másico del agua por unidad de área de sección (= $D_{ag}/\pi R_i^2$) = 162 L m^{-2} s^{-1} y d_i = diámetro interior del tubo (= 0,050 m). Para una temperatura media del agua de 77,5 ºC (= $(T_{ae}+T_{as})/2$):

a_a = 3,890 + 0,0576 T_a = 8,35

$$h_{cF} = 8{,}35 \frac{(162^{0,8})}{(0{,}055^{0,2})} = 873{,}41 \qquad (W\ m^{-2}\ K^{-1})$$

Comparar los valores de h_{cF} con los que se dan en el Cuadro 1.

La resistencia asociada a la transferencia es:

$r_{cF} = 1/\ h_{cF} = 0{,}001145$ (m^2 K W^{-1})

4.3.2- Resistencia a la transferencia a través de la pared del tubo

El coeficiente de intercambio por conducción a través de una superficie cilíndrica, h_{cd}, viene dado por la relación:

$$h_{cd} = \frac{k}{R_e} \frac{1}{\ln\left(\frac{R_e}{R_i}\right)} \qquad (W\ m^{-2}\ K^{-1})$$

$$h_{cd} = \left(\frac{60}{0{,}03}\right) \frac{1}{\ln\left(\frac{0{,}03}{0{,}0275}\right)} = 22985 \qquad (W\ m^{-2}\ K^{-1})$$

siendo la resistencia:

$r_{cd} = 1/h_{cd} = 0{,}0000435$ (m^2 K W^{-1})

4.3.3- Resistencias a la transferencia al exterior de los tubos:

***a- Estimación de* r_{cL}**

En este caso, la resistencia a la transferencia por convección libre, r_{cL}, (ver Lectura Complementaria Unidad 6) es:

$$h_{cL} = 1{,}32\left(|T_e - T_a| / d_e\right)^{0,25} \qquad (W\ m^{-2}\ K^{-1})$$

$h_{cL}=1{,}32\left(|77{,}5-15|/0{,}06\right)^{0,25}=7{,}5$ (W m^{-2} K^{-1})

$r_{cL}=1/h_{cL}=0{,}1333$ (m^{2} K W^{-1})

***b- Estimación de* r_{rT}.**

De la ecuación (8a), se deduce el valor de la radiación neta entre los tubos y las superficies vecinas, Φ_{rn}, y, con la ecuación (8c), la resistencia equivalente a la transferencia por radiación, r_{rT}. Para una temperatura media de los tubos, $T_T = (T_{ae} + T_{as})/2 = 77{,}5$ ºC

$$\Phi_{rn}=(0{,}88)(5{,}67)\left(10^{-8}\right)\left[(150{,}92)(10^{8})-(67{,}37)(10^{8})\right]=426{,}34 \qquad (\text{W m}^{-2})$$

$$\Phi_{rn}=h_{rt}\,(T_a-T_i)$$

$$h_{rT}=\frac{\Phi_{rn}}{(T_{ag}-T_a)}=\frac{426{,}34}{(77{,}5-15)}=6{,}82 \qquad (\text{W m}^{-2}\text{ K}^{-1})$$

$r_{rT}=1/h_{rT}\approx 0{,}147$ (m^{2} K W^{-1})

Considerando la temperatura a la que funcionan los tubos de calefacción en invernadero, los valores de r_{cL} y r_{rT} tienen que ser del mismo orden de magnitud.

4.3.4 - Estimación de la resistencia total al exterior del tubo, r_e.

De la ecuación (7) se deduce:

$$r_e=\frac{(0{,}1333)(0{,}147)}{0{,}133+0{,}147}=0{,}0699 \qquad (\text{m}^{2}\text{ K W}^{-1})$$

4.3.5- Resistencia global a la transferencia de energía:

De la ecuación (6b) se deduce:

$r_{cb}=0{,}001145+0{,}0000435+0{,}0699=0{,}071$ (m^{2} K W^{-1})

El coeficiente global de intercambio por metro lineal de tubo es:

$$h'_{cb}=(14{,}07)\frac{(2)(\pi)(R_e)(L)}{L}=2{,}65 \qquad (\text{W m}^{-1}\text{ K}^{-1})$$

Comparar los valores de h'_{cb} con los que se dan en el Cuadro 2.

3.4- Diseño del sistema

3.4.1- Potencia disipada por metro cuadrado de superficie de intercambio del tubo (Φ_{cb}, W m^{-2}) y por metro lineal de tubo (Φ'_{cb} W m^{-1}).

De la ecuación (6c), se deduce: $\Phi_{cb}=h_{cb}\left(T_a-T_i\right)$

$$\Phi_{cb}=h_{cb}\left(T_a-T_i\right)=(14{,}07)\,(77{,}5-15)=879{,}38 \qquad (\text{W m}^{-2})$$

siendo el flujo por metro lineal de tubo:

$$\Phi'_{cb}=(2{,}65)(77{,}5-15)=165{,}63 \qquad (\text{W m}^{-1})$$

4.4.2- Longitud teórica de total de los tubos en un módulo, L_{TT}

$$L_{TT} = \frac{(\Phi_{cal})(S)}{\Phi'_{cb}}$$

$$L_{TT} = \frac{(150)(340)}{165{,}63} \approx 308\,\mathrm{m}$$

4.4.3- Longitud real de los tubos en un módulo (L_{Tr}, m), considerando que en cada módulo se instalará, al menos, un bucle por cada canaleta de cultivo (Figuras 3 y 4)

Se inicia el cálculo considerando que, cada módulo, se equipará con 6 bucles, con una longitud unitaria por bucle L_B = 60 m (= 2 x 30m), siendo la longitud real de los tubos en un módulo, L_{Tr} = 360 m. El paso siguiente consiste en comparar la longitud real de los tubos en un módulo (6 bucles de 60 m, L_{TR} = 360 m) con la longitud teórica que corresponde a 6 bucles (L_{TT} = 309 m) siendo la diferencia de 52 m.

Se pueden considerar 6 bucles por módulo pero, en este caso, será necesario calcular la temperatura media del agua, que tendrá que ser inferior al valor inicial, T_{ag} = 77,5 ºC, dado que $L_{TR} > L_{TT}$. Para ello, se compara el aporte de energía total de los tubos en un módulo con la demanda energética del invernadero:

Aporte de energía total de los tubos en un módulo:

$$\varphi_{cb} = (2{,}65)(T_a - 15)(6)(60) \qquad \text{(W)}$$

Demanda energética del invernadero para un módulo:

$$\varphi_{cal} = (150)(340) = 51000 \qquad \text{(W)}$$

siendo el nuevo valor de la temperatura media del agua:

$$T_a = 15 + \frac{51000}{(2{,}65)(360)} = 68{,}5\,°\mathrm{C}$$

4.4.4- Potencia disipada por cada bucle

$$\varphi_{cb} = h'_{cb}\,(T_a - T_i)L_B$$

$$\varphi_{cb} = (2{,}65)(77{,}5 - 15)(60) = 9937{,}5 \;\; \mathrm{W\ bucle}^{-1}$$

4.4.5- Caudal real del agua en el bucle (D_{aB}) y en un módulo (D_{aM})

En régimen estacionario, la energía que disipa el agua en su trayecto desde la entrada en la bucle, T_{ae}, hasta la salida, T_{as}, debe de compensar la energía que aporta la bucle:

$$\varphi_{ag} = \varphi_{cb} \qquad \text{(W)}$$

$$\varphi_{cb} = D_{agB}\,\rho_{ag}\,C_{pag}\,(T_{ae} - T_{as}) \qquad \text{(W)}$$

siendo el caudal de agua en una bucle:

$$D_{agB} = \frac{9937{,}5}{(1000)(4180)(5)} = 0{,}0004755 \;\; = \;\; 0{,}4755\ \mathrm{L\ s^{-1}}\ (\mathrm{m^3\ s^{-1}})$$

y el caudal total por módulo (con 6 bucles):

D_{agM} = (6) (0,4755) = 2,852 L s^{-1}

Cuadro1- Valores del coeficiente de intercambio de calor por convección forzada h_{cF} (=1/r_{cF}) en el interior de una tubería en función del diámetro (d), de la temperatura (T_a) y del caudal del agua (D_a). G_a es el caudal másico por unidad de sección, u_a es la velocidad del agua.

		u_a (m s^{-1})	G_a (kg m^{-2} s^{-1})	D_a (kg s^{-1})	h_{cF} (W m^{-2} K^{-1})
T_a = 40°C	d_i = 0.018 m	0.05	50	0.0127	315
		0.10	100	0.0254	550
		0.50	500	0.1270	1995
		1.0	1000	0.2544	3475
T_a = 80 °C	d_i = 0.018 m	0.05	50	0.0127	371
		0.10	100	0.0254	648
		0.50	500	0.1270	2345
		1.0	1000	0.2544	4080

Cuadro 2.- Coeficiente global de transferencia de calor (h'$_{cb}$ = 1/r'$_{cb}$, expresado por metro lineal de tubo) de diferentes cambiadores utilizados en invernadero. k es la conductividad térmica del material y d el diámetro exterior.

Tipo de cambiador de calor	T° máxima de utilización (°C)	k (W m^{-1} K^{-1})	D (m)	h'$_{cb}$ (W m^{-1} K^{-1})
Tubos de acero bajo cubierta y bajo mesas de cultivo	120	58	0.060	2.69
Tubos de acero	120	58	0.022-0.028	1.25
Tubos de aluminio con aletas	120	221	0.018-0.022	1.0-2.5
Tubos corrugados de polipropileno sobre tela metálica en mesas de cultivo	120	0.22	0.025	1.33
Tubos corrugados de polipropileno sobre fibrocemento en mesas de cultivo	120	0.22-0.30	0.025	0.94
Tubos corrugados de polipropileno	120	0.22-0.30	0.025	1.0
Tubos PE	50	0.45	0.027	0.75
Tubos PE	50	0.45	0.032	1.0

Asignatura	**Tecnología de Invernaderos (5 º curso, IA)**
Profesores	**María M. González-Real y A. Baille (mayla.gonreal@upct.es, alain.baille@upct.es) Universidad Politécnica de Cartagena. ETSIA Área de Ingeniería Agroforestal**
Aplicaciones Parte III. Unidad 2	**EL ENRIQUECIMIENTO EN CO_2**

Índice del contenido

1- Ejercicio resuelto: Orden de magnitud de los intercambios de CO_2 (de día)

Ejercicio 1

A un instante dado la concentración inicial de CO_2 del aire de un invernadero (C_{a1}) es igual a la concentración exterior (C_o = 340 ppm). En el invernadero se cultiva pepino con un índice de superficie foliar ISF =3 $m^2{}_{hoja}\ m^{-2}{}_{suelo}$ y una tasa de fotosintética neta $\Phi_{C,N}$. Se desea que la tasa fotosintética no induzca una reducción de la concentración ambiente inicial C_{a1} por debajo de C_{a2} = 300 ppm. El volumen del invernadero es V = 2805 m^3 y su superficie es S = de 810 m^2.

- La tasa fotosintética se puede estimar a partir de la ecuación:

$$\Phi_{C,N} = 19{,}1\left(\frac{PAR_a}{771 + PAR_a}\right)\left(\frac{C_a}{262 + C_a}\right) - 0{,}54\ ISF$$

siendo:

$\Phi_{C,N}$ = tasa de fotosíntesis neta, ($g_{CO2}\ m^{-2}{}_{suelo}\ h^{-1}$).

PAR_a = radiación útil a la fotosíntesis ($\mu mol_{fotón}\ m^{-2}{}_{suelo}\ s^{-1}$) al interior del invernadero.

C_a = Concentración ambiente de CO_2 en el invernadero ($\mu mol_{CO2}\ mol^{-1}{}_{aire}$).

- Peso molecular del CO_2, M = 44 g mol^{-1}

- Equivalencia, f_{c1}, entre fracción molar (C, ppm) y concentración másica (x, g m^{-3}) (Cuadro 2, Unidad 4):

$$1\ ppm \equiv 1\left(\frac{\mu mol_{CO2}}{mol_{aire}}\right) \equiv \frac{10^3}{(22{,}4)}\left(\frac{\mu mol_{CO2}}{m^3{}_{aire}}\right) 44\left(\frac{\mu g_{CO2}}{\mu mol_{CO2}}\right) = (1964)\ \frac{\mu g_{CO2}}{m^3{}_{aire}} \equiv (1{,}964)\frac{mg_{CO2}}{m^3{}_{aire}}$$

f_{C1} = 0,00196 g m^{-3} ppm^{-1}.

- Equivalencia, f_{c2}, entre fracción molar (C, ppm) y concentración molar (x_m, mol m^{-3}) (Cuadro 2, Unidad 4):

$$1\ ppm \equiv 1\left(\frac{\mu mol_{CO2}}{mol_{aire}}\right) \equiv \frac{10^3}{(22{,}4)}\left(\frac{\mu mol_{CO2}}{m^3{}_{aire}}\right) \equiv 44{,}643\left(\frac{\mu mol_{CO2}}{m^3{}_{aire}}\right)$$

f_{C2} = 44,643 µmol m^{-3} ppm^{-1}.

Se pide:

1.1- La cantidad de CO_2 que extrae del aire el proceso fotosintético ($\Phi_{C,N}$, en mol s^{-1}) cuando PAR_a = 1000 $\mu mol_f\ m^{-2}_{suelo}\ s^{-1}$ y $C_a = C_{a2}$ (=300 ppm).

Respuesta

$$\Phi_{C,N} = 19{,}1\left(\frac{1000}{1000+771}\right)\left(\frac{300}{300+262}\right) - (0{,}54)(3) \qquad (g_{CO2}\ m^{-2}_{suelo}\ h^{-1})$$

$\Phi_{C,N}$ = 5,467 g m^{-2} h^{-1}, lo que equivale a $\Phi_{C,N}$ = 0,001519 g m^{-2} s^{-1}

$\Phi_{C,N}$ expresado en mol s^{-1} (para S = 810 m^2 y M = 44 g mol^{-1}) equivale a:

$$\Phi_{C,N} = \frac{(0{,}001519)\ (S)}{M} = 0{,}02761 \qquad (mol\ s^{-1})$$

1.2- La cantidad total de CO_2 (Q_C= g) que contiene el volumen total del invernadero, considerando que la concentración de CO_2 del aire es C_{a1} = (340 ppm).

Respuesta

La cantidad total de CO_2:

$$Q_C = (C_{a1})\, f_{c1}\, (V) \qquad (g)$$

$$Q_C = (340)\,(1{,}964)(10^{-3})(2805) = 1873 \qquad (g)$$

1.3- La cantidad de CO_2 (ΔQ_C, en mol) que puede extraer la vegetación del volumen total del aire del invernadero hasta que C_{a1} sea igual a C_{a2}.

Respuesta

$$\Delta Q_T = f_{c2}\,(C_{a1} - C_{a2})(V) \qquad \textbf{(mol)}$$

$$\Delta Q_T = (44{,}643)(10^{-6})(340-300)(2805) = 5 \qquad \textbf{(mol)}$$

1.4- El intervalo de tiempo (Δt, min) que requiere el proceso fotosintético para disminuir la concentración de CO_2 del aire de C_{a1} a C_{a2}

Respuesta

$$\Delta Q_c = (\Phi_{C,N})(\Delta t)$$

$$\Delta t = \frac{5\ \text{mol}}{0{,}02761\ \text{mol/s}} = 181\ \ \mathbf{s \equiv 3\ min}$$

1.5- El número de veces que tendría que renovarse el aire del invernadero en una hora (Z, h^{-1}) para que su concentración de CO_2 no disminuya por debajo de C_{a1}, considerando que $\Phi_{C,N}$ permanece constante durante una hora.

Respuesta

El aire del invernadero tiene que renovarse una vez cada 3 minutos, lo que corresponde a:

$$Z = \frac{1}{3}(60) = 20 \text{ renovaciones a la hora}$$

2- Ejercicio a resolver: Orden de magnitud de los intercambios de CO_2 (de noche)

Ejercicio 2

En un invernadero, con un volumen total V = 3000 m^3 y una superficie S = 1000 m^2, la tasa de respiración del cultivo, en periodo de noche, es Φ_R = 7 µmol $m^{-2}{}_{suelo}$ s^{-1}. La concentración inicial de CO_2 del aire interior es C_a = 500 ppm y la del exterior es C_o = 350 ppm.

El peso molecular del CO_2, M = 44 g mol^{-1}

Se pide:

2.1- Calcular la tasa de CO_2 que se pierde por defectos de estanqueidad del invernadero (Φ_{cf}, en g m^{-2} h^{-1}), considerando que el volumen total de aire del invernadero se renueva una vez a la hora.

2.2- ¿Cuál es el incremento de la concentración de CO_2 del aire (ΔC, ppm) que induce el proceso de respiración de las plantas, en periodo nocturno, cuando el volumen de aire se renueva una vez a la hora?

Asignatura	**Tecnología de Invernaderos (5º Curso, IA)**
Profesores	**María M. González-Real y A. Baille (mayla.gonreal@upct.es, alain.baille@upct.es) Universidad Politécnica de Cartagena. ETSIA Área de Ingeniería Agroforestal**
Aplicaciones Parte III. Unidad 3	**La climatización estival**

Índice del contenido

1- Ventilación

1.1- Preámbulo

En un invernadero, existen siempre intercambios de aire entre el interior y el exterior. Cuando la ventilación está cerrada, los intercambios por defectos de estanqueidad pueden alcanzar entre 0,5 y 2 volúmenes por hora (tasa de renovación por fugas, Z_f = 0,5 a 2 h^{-1}). Con las ventanas abiertas, los intercambios aumentan en intensidad. Las principales variables que influencian la tasa de ventilación natural (por oposición a ventilación "forzada", que se realiza con extractores) son la temperatura del aire exterior y la velocidad y dirección del viento.

El objetivo de la ventilación, natural o forzada, es extraer del aire interior calor o humedad en exceso. Sin embargo, hay que subrayar que influencia también la concentración de CO_2 y los movimientos de aire en el interior del invernadero. Cuando se ventila, se mezclan el aire interior y exterior en una proporción que puede variar. Esta proporción se caracteriza por la relación de mezcla ("mixing ratio"). Es relativamente difícil cuantificar precisamente esta relación de mezcla, que depende del diseño de las ventanas, de la fuerza y dirección del viento y de la tasa de renovación del aire.

1.2- Ejercicio resuelto

La temperatura del aire del invernadero es de 25 ºC y su humedad relativa es de 70% (Punto A, Figura 1). La temperatura del aire exterior es de 20 ºC con una humedad relativa de 60% (Punto B, Figura 1).

Se pide determinar las nuevas condiciones del aire interior cuando la relación de mezcla entre el aire interior y el aire exterior es (a) RM es igual a 1/1 y (b) RM es igual a 1/2.

Respuesta

Examinamos los efectos de la mezcla del aire interior con el exterior a partir del diagrama del aire húmedo (Figura 1).

Las nuevas condiciones de aire (puntos C y D) se encuentran en la recta que une A y B.

(i) Cuando RM es igual a 1 (punto C), la posición de C corresponde a la mitad de la recta AB, lo que da T =22,5 ºC y HR = 65%, es decir, una humedad absoluta de 11,5 g kg^{-1}.

(ii) Cuando RM es igual a 1/2 (punto D), la posición de D es corresponde a 1/3 de B y a 2/3 de A. lo que da T =21,6 ºC y HR = 63,3 %, es decir, una humedad absoluta de 10,5 g kg^{-1}.

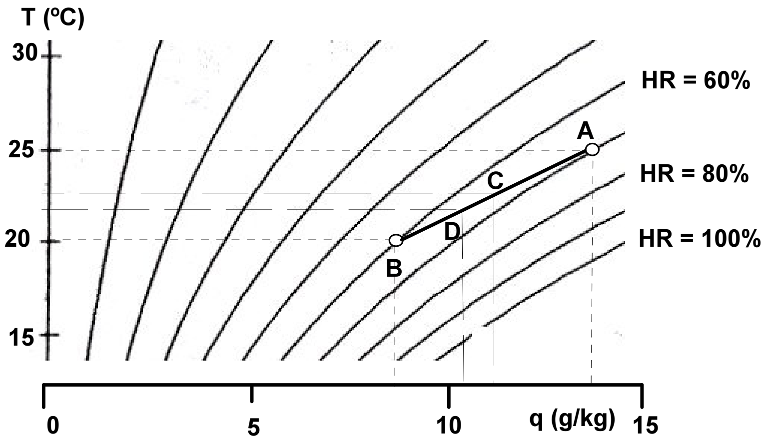


Figura 1. Representación gráfica del proceso de intercambio y de mezcla entre el aire interior y el aire exterior.

1.3- Ejercicios a resolver

1.3.1- Ejercicio 1

Determinar con la ayuda del diagrama del aire húmedo las nuevas condiciones de temperatura, humedad relativa, humedad absoluta y déficit de saturación en los casos de ventilación que se presentan en el cuadro que sigue, con una relación de mezcla entre el aire exterior y el aire interior de 1/2, 1/5 y 1/10:

Caso	Tº inicial de aire del invernadero	HR (%) inicial del aire del invernadero	Tº exterior	HR (%) exterior	Relación de mezcla, RM
1	30	50	24	30	1/5
2	30	50	24	60	1/5
3	35	75	30	30	1/2
4	35	75	30	30	1/10

Comentar los resultados, considerando que se cultiva una especie para la que no es aconsejable que el déficit de saturación del aire sea superior a 12 g kg^{-1} para evitar condiciones de estrés hídrico. ¿En qué caso, o casos, la ventilación va a tener un efecto favorable sobre la humedad del aire?

1.3.2- Ejercicio 2

En un invernadero la temperatura del aire es T = 35ºC y su humedad relativa HR = 55%. En el exterior, tenemos T = 30ºC y HR = 25%. La relación de mezcla entre el aire interior y el aire exterior es RM = 1/2. Se pide determinar:

- La entalpía del aire interior y del aire exterior.

- Los nuevos valores de T y de HR en el invernadero.

- La variación de calor sensible y de calor latente del aire del invernadero.

- ¿Qué va a ocurrir si se incrementa la relación de mezcla con el aire exterior?.

1.3.3- Ejercicio 3

La ventilación se utiliza a veces para controlar la humedad interior. Explicar por qué este control no es factible en ciertos casos. Ilustrar un caso, a partir del diagrama del aire húmedo.

2- Nebulización, o "fog system"

2.1- Preámbulo

Debido a las condiciones de elevada radiación solar y altas temperaturas que tienen lugar en verano en las regiones de clima cálido, la ventilación es muy a menudo insuficiente para disminuir la temperatura. A veces, en condiciones de baja humedad exterior, no se puede hacer entrar el aire exterior, más seco que el aire interior, debido a que puede inducir o agravar condiciones de estrés hídrico. Es entonces necesario utilizar los sistemas de enfriamiento evaporativo, que tienen como ventaja añadida el elevar la humedad del aire. Junto con el sistema de paneles evaporantes ("cooling pad"), la nebulización (inyección de gotas de agua muy finas dentro del invernadero) constituye un método eficiente para controlar simultáneamente la temperatura y la humedad, pero necesita un manejo adecuado de la ventilación.

2.2- Ejercicios resueltos

2.2.1- Ejercicio 1- La temperatura del aire del invernadero es T = 30 ºC y su humedad absoluta es igual a 10 g kg^{-1}. La nebulización incrementa la humedad absoluta de Δq = 2 g kg^{-1}. Calcular las nuevas condiciones de temperatura del aire y de humedad relativa que se alcanzan al aplicar la nebulización.

Solución

Con la nebulización, el valor de humedad absoluta es q = 10 +2 = 12 g kg^{-1}. Utilizando las líneas oblicuas de isoentalpía (Figura 2), se obtiene T ≈ 25ºC, y HR ≈ 60%.

También se pueden calcular T y HR considerando que se extrae del aire una cantidad de calor sensible equivalente al calor latente utilizado en el proceso de evaporación del agua nebulizada. Para λ = 2450 kJ kg^{-1}, esta cantidad es igual a $\lambda x \Delta q$ (= 2 10^{-3} kg $kg^{-1} \times$2 450 kJ kg^{-1}, es decir 4,9 kJ kg^{-1}. Siendo la capacidad calorífica del aire C_{pa} = 1,01 kJ kg^{-1} ºC^{-1}, el descenso de temperatura equivale a 4,9/C_{pa} = 4,9 ºC, y el nuevo valor de la temperatura del aire es de 25,1ºC (=30-4,9). Utilizando la formula de Alt, la tensión de vapor saturante a e^*_s(25,1)= 3,19 kPa, lo que equivale a una humedad absoluta de q^*_s(25,1)= 19,5 g kg^{-1}, siendo HR = (12/19,5) 100= 61,5 %.

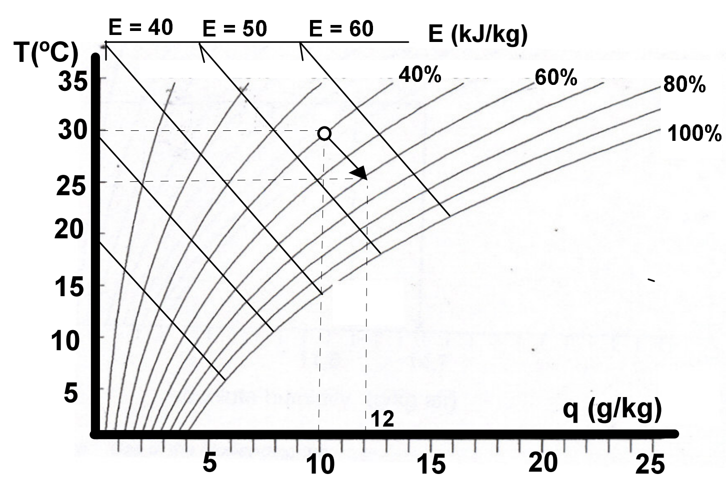


Figura 2. Representación del proceso de enfriamiento evaporativo.

2.2.2- Ejercicio 2. La temperatura del aire del invernadero es T = 30ºC y su humedad relativa HR = 30%. Se quiere obtener una humedad relativa de 60%. Calcular la cantidad de agua que hay que añadir por kg de aire.

Solución

Con el diagrama del aire húmedo (Figura 3), se obtiene q = 8 g kg^{-1} en la situación inicial, y q = 10,5 g kg^{-1} en la situación final. Hay que añadir 2,5 g kg^{-1}.

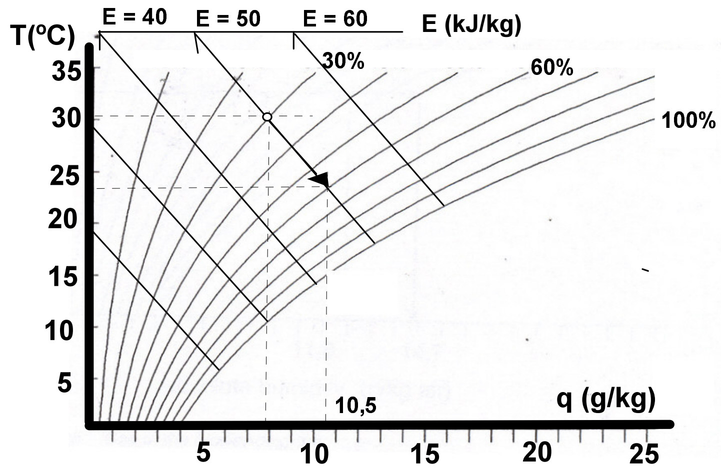


Figura 3. Representación del proceso de enfriamiento evaporativo.

2.2.3- Ejercicio 3. Se estima que el valor máximo de la carga solar (calor sensible) que tiene que disiparse por evaporación en un invernadero es de 300 W m^{-2}. Se pide:

(a) Calcular el caudal (litro/hora) que hay que inyectar con una boquilla de nebulización para disipar esta carga solar, suponiendo que cada boquilla debe cubrir una superficie de 12 m^2 y que toda el agua nebulizada se evapora dentro del invernadero.

(b) Considerando que el invernadero tiene una altura de 4 m ¿Cuál seria el aumento de la humedad absoluta al cabo de una hora de aplicar la nebulización, suponiendo que no haya pérdidas por fugas y por ventilación?

(c) ¿Cuánto tiempo sería necesario para alcanzar la saturación del aire del invernadero, suponiendo un déficit de saturación inicial del aire de 12 g kg^{-1}?

Solución

(a) La boquilla debe aportar por segundo una cantidad de agua que, al vaporizarse, utilice una energía de vaporización igual a la cantidad de energía sensible a disipar. Esta energía equivale a 3,6 kJ s^{-1} (=300 J m^{-2} s^{-1}× 12 m^2), lo que corresponde a 12960 kJ h^{-1} (= 12,96 MJ h^{-1}). Para λ = 2,45 MJ kg^{-1}, el caudal de la boquilla será 12,96/2,45 = 5,29 kg h^{-1} o 5,29 L h^{-1}

(b) Considerando que se instala una boquilla para 12 m^2 de suelo, el volumen de aire correspondiente es de 12 m^2 × 4 m = 48 m^3, lo que corresponde a un peso de 57,6 kg (=1,2 kg m^{-3} × 48 m^3). El aumento de humedad absoluta por hora, Δq, sería:

Δq = 5290 g h^{-1}/57,6 kg = 91,84 g kg^{-1} h^{-1}

(c) Considerando un déficit inicial de saturación del aire de 12 g kg^{-1}, se llegaría a saturación en un tiempo Δt = (12/91.8)*60 min ≈8 minutos

2.2.4- Ejercicio 4. En el caso precedente (carga solar = 300 W m^{-2}), se evidencia que hay que ventilar el invernadero para evacuar la cantidad de vapor de agua que se acumula en su interior. La humedad absoluta del aire exterior es de 8 g kg^{-1}. La ventilación actúa simultáneamente con la nebulización. Calcular la tasa de ventilación necesaria para estabilizar la humedad absoluta en el invernadero a un valor de 14 g kg^{-1}.

Solución

El intercambio con el aire exterior permite remplazar el aire húmedo por un aire más seco, el cual se humedece durante su recorrido a través del invernadero y sale más húmedo, evacuando así el vapor de agua aportado por la nebulización. La cantidad total aportada por hora y por m^2 de suelo es:

$(5.29 \text{ kg h}^{-1}/12 \text{ m}^2) = 441 \text{ g m}^{-2} \text{ h}^{-1}$.

Cuando hay ventilación, este aporte se utiliza para humidificar el aire seco que entra. Para que este aire alcance una humedad absoluta $q = 14 \text{ g kg}^{-1}$, se necesita, por m^2 de suelo y para una tasa de renovación igual a Z, una cantidad de vapor de agua igual a:

$(14 - 8) \text{ g kg}^{-1} \times Z (\text{h}^{-1}) \times 4 \text{ m} \times 1{,}20 \text{ kg m}^{-3} = 28{,}8 \times Z (\text{g m}^{-2})$

Por lo tanto, para mantener una humedad estable de 14 g kg^{-1}, la tasa de renovación del aire debería ser, en condiciones de máxima carga solar, de:

$Z = (441 \text{ g m}^{-2} \text{ h}^{-1})/ (28{,}8 \text{ g m}^{-2}) = 15{,}3 \text{ h}^{-1}$

2.3- Ejercicios a resolver

2.3.1- Ejercicio 1. La temperatura del aire del invernadero es de 35ºC y su HR es de 40%. Se quiere obtener una humedad relativa de 70%. Calcular la cantidad de agua a añadir por kg de aire.

2.3.1- Ejercicio 2- Se estima que el valor máximo de la carga solar (calor sensible) que tiene que disiparse por evaporación en un invernadero es de 200 W m^{-2}.

(a) Calcular el caudal (litro/hora) a inyectar a través de una boquilla para disipar la carga solar, suponiendo que cada boquilla debe cubrir una superficie de 20 m^2 y que toda el agua nebulizada se evapora dentro del invernadero.

(b) El invernadero tiene una altura de 5m ¿Cuál sería el aumento de la humedad absoluta por hora, suponiendo que no haya pérdidas por fugas ni por ventilación? ¿En cuánto tiempo se llegaría a saturación en el invernadero suponiendo un déficit de saturación inicial de 15 g kg^{-1}?

3- Paneles evaporantes

Ver Ejercicio en la Parte II y las Aplicaciones de la Parte IV.