PROBLEMAS SOBRE INTERCAMBIADORES DE CALOR

pfernandezdiez.es

VI.1.- Un intercambiador de calor de flujos cruzados, con ambos fluidos con mezcla, tiene una superficie de intercambio A igual a 8,4 m^2; los fluidos que se utilizan son los siguientes:
Aire, de calor específico 1005 Joules/kg°C
Agua, de calor específico 4180 Joules/kg°C
El aire entra en el intercambiador a 15°C, a razón de 2 kg/seg
El agua entra a 90°C a razón de 0,25 kg/seg
El coeficiente global de transmisión de calor vale 250 W/m^2°C.
Determinar

a) Las temperaturas de salida de ambos fluidos

b) El calor intercambiado

RESOLUCIÓN

a) Temperaturas de salida de ambos fluidos

$$\left.\begin{array}{l} C_{aire} = 2\ \frac{kg}{seg} \times 1005\ \frac{J}{kg°C} = 2010\ \frac{W}{°C} \\ C_{agua} = 0{,}25\ \frac{kg}{seg} \times 4180\ \frac{J}{kg°C} = 1045\ \frac{W}{°C} \end{array}\right\} \Rightarrow \left\{\begin{array}{l} C_{máx} = C_{aire} \\ C_{mín} = C_{agua} \end{array}\right. \Rightarrow \frac{C_{mín}}{C_{máx}} = \frac{1045}{2010} = 0{,}52$$

$$NTU = \frac{A\ U}{C_{mín}} = \frac{8{,}4\ m^2 \times 250\ (W/m^2\,°C)}{1045\ (W/°C)} = 2$$

$$\text{Flujos cruzados con mezcla}: \varepsilon = \frac{NTU}{\frac{NTU}{1 - e^{-NTU}} + \frac{NTU\ \frac{C_{mín}}{C_{máx}}}{1 - \exp\left(-NTU\ \frac{C_{mín}}{C_{máx}}\right)} - 1} = \frac{2}{\frac{2}{1 - e^{-2}} + \frac{2 \times 0{,}52}{1 - e^{-(2 \times 0{,}52)}} - 1} = 0{,}684$$

$$\varepsilon = 0{,}684 = \frac{T_{C_1} - T_{C_2}}{T_{C_1} - T_{F_1}}\ \frac{C_{mín}}{C_{mín}} = \frac{90 - T_{C_2}}{90 - 15} \quad \Rightarrow \quad T_{C_2} = 38{,}7°C$$

$$\varepsilon = 0{,}684 = \frac{T_{F_2} - T_{F_1}}{T_{C_1} - T_{F_1}}\ \frac{C_{máx}}{C_{mín}} = \frac{T_{F_2} - 15}{90 - 15}\ \frac{1}{0{,}52} \quad \Rightarrow \quad T_{F_2} = 41{,}68°C$$

b) Calor intercambiado:

$$Q = C_{aire}\ (T_{F2} - T_{F1}) = 2010\ \frac{W}{°C} \times (41{,}68 - 15)°C = 53{,}63\ kW$$

****

VI.2.- Determinar el área de intercambio térmico que se necesita para que un intercambiador de calor construido con un tubo de 25,4 mm de diámetro exterior, enfríe 6,93 kg/seg de una solución de alcohol etílico al 95 por % , c_p=3.810 Joules/kg°K, desde 65,6°C hasta 39,4°C, utilizando 6,3 kg de agua por segundo a 10°C.
Se supondrá que el coeficiente global de transferencia térmica basado en el área exterior del tubo es de 568 W/ m°C. El problema se realizará en los siguientes supuestos:

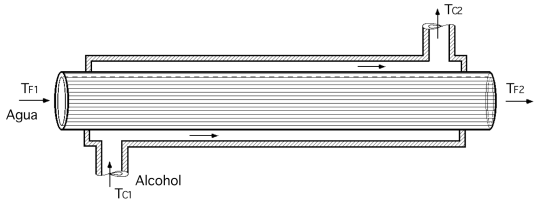
a) Carcasa y tubo con flujos en equicorriente

b) Carcasa y tubo con flujos en contracorriente

c) Intercambiador en contracorriente con dos pasos en carcasa y 4 pasos de tubos de 72 tubos en cada paso, circulando el alcohol por la carcasa y el agua por los tubos

d) Flujo cruzado, con un paso de tubos y otro de carcasa, siendo con mezcla de fluido en la carcasa.

RESOLUCIÓN



a) Tubo y carcasa con flujos en equicorriente:

$$\begin{cases} \Delta T_2 = T_{C1} - T_{F1} = 65,6 - 10 = 55,6ºC \\ \Delta T_1 = T_{C2} - T_{F2} = 39,4 - T_{F2} \end{cases}$$

Transferencia de calor (no hay pérdidas):

$$Q = Q_C = Q_F = m_C\, c_{pC}\, (T_{C_1} - T_{C_2}) = m_F\, c_{pF}\, (T_{F_2} - T_{F_1})$$

$Q = 6,93$ (kg/seg) x 3810 (J/kgºC) x $(65,6 - 39,4)$ºC $= 6,3$ (kg/seg) x 4186 (J/kgºC) x $(T_{F_2} - 10)$ºC $= 691,766$ kW

en la que T_{F2} es la temperatura de salida del agua; despejando se obtiene:

$T_{F2} = 36,23ºC$; $\Delta T_1 = 39,4 - 36,23 = 3,17ºC$

$$(LMTD) = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = \frac{55,6 - 3,17}{\ln \frac{55,6}{3,17}} = 18,3ºC$$

$$691766\ W = 568 \frac{W}{m^2\ ºC}\ A_e\ m^2 \times 18,3ºC\ ;\ A_e = 66,55\ m^2$$

$$\text{Longitud del tubo: } L = \frac{A_e}{\pi\ d_e} = \frac{66,55\ m^2}{\pi \times 0,0254\ m} = 834\ m$$

b) Carcasa y tubo con flujos en contracorriente

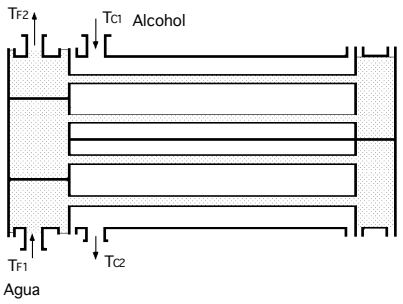
$\Delta T_2 = T_{C1} - T_{F2} = 65,6 - 36,23 = 29,37ºC$

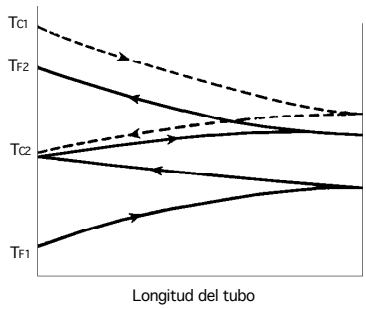
$\Delta T_1 = T_{C2} - T_{F1} = 39,4 - 10 = 29,4ºC$

$$(LMTD) = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = \frac{29,37 - 29,4}{\ln \frac{29,37}{29,4}} = \frac{0}{0} = \left| \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = x\ ;\ \Delta T_2 = x\, \Delta T_1 \right| =$$

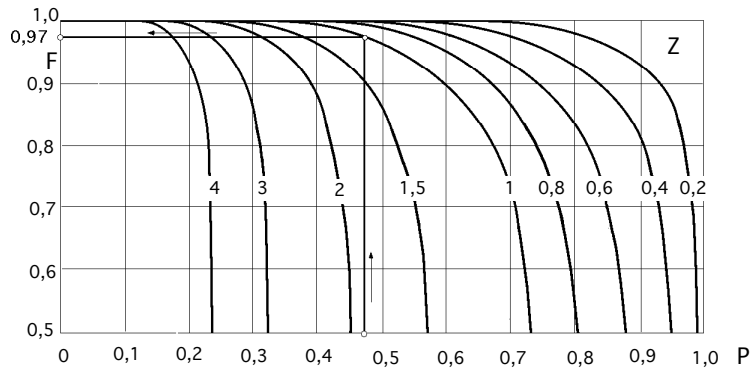
$$= \frac{\Delta T_1\,(x - 1)}{\ln x} = \left| \text{L' Hôpital} \right| = x\, \Delta T_1 = \Delta T_2 = T_{C_1} - T_{F_2} = 65,6 - 36,23 = 29,37ºC$$

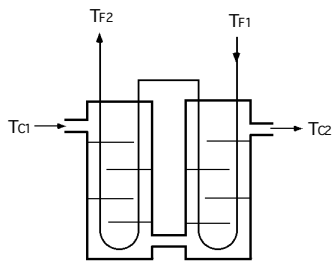
$$691766\ W = 568 \frac{W}{m^2\ ºC}\ A_e\ m^2 \times 29,37ºC\ ;\ A_e = 41,47\ m^2 \text{ (un 40\% menos que en equicorriente)}$$





c) Intercambiador en contracorriente con dos pasos en carcasa y 4 pasos de tubos de 72 tubos en cada paso, circulando el alcohol por la carcasa y el agua por los tubos.- Temperatura media del flujo en contracorriente (LMTD) = 29,37ºC





Factor de corrección LMTD (intercambiador en contracorriente), 2 pasos por la carcasa y un múltiplo de dos pasos de tubos

$$\text{Factor F de corrección de la LMTD: } \begin{cases} P = \dfrac{T_{F_2} - T_{F_1}}{T_{C_1} - T_{F_1}} = \dfrac{36{,}23 - 10}{65{,}6 - 10} = 0{,}47 \\ Z = \dfrac{C_F}{C_C} = \dfrac{m_F\ c_{pF}}{m_C\ c_{pC}} = \dfrac{6{,}3 \text{ x } 4186}{6{,}93 \text{ x } 3810} = 0{,}9988 \end{cases} \Rightarrow \quad F = 0{,}97$$

$$A_e = \frac{q}{F\ (LMTD)\ U} = \frac{691766\ W}{0{,}97 \text{ x } 568 \frac{W}{m^2 C}\ A_e\ m^2 \text{ x } 29{,}37ºC} = 42{,}75\ m^2$$

$$L_{tubo} = \frac{A_e}{4 \text{ x } 72 \text{ x } (\pi\ d_e)} = \frac{42{,}75\ m^2}{4 \text{ x } 72 \text{ x } (\pi \text{ x } 0{,}0254)} = 1{,}86\ m$$

d) Flujo cruzado, con un paso de tubos y otro de carcasa, siendo con mezcla de fluido en la carcasa.

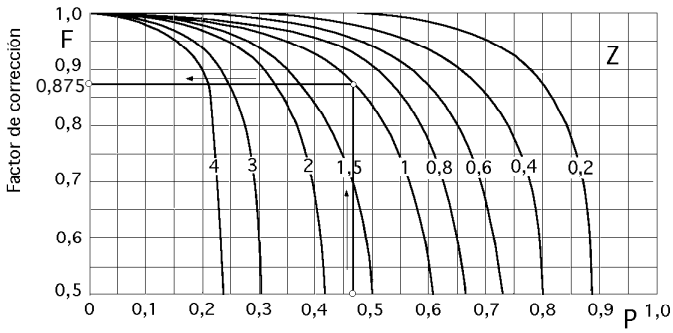
Temperatura media del flujo en contracorriente (LMTD) = 29,27ºC

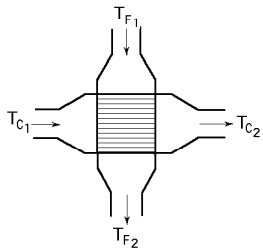
$$\text{Factor F de corrección de la LMTD: } \begin{cases} P = \dfrac{T_{F_2} - T_{F_1}}{T_{C_1} - T_{F_1}} = \dfrac{36{,}23 - 10}{65{,}6 - 10} = 0{,}47 \\ Z = \dfrac{C_F}{C_C} = \dfrac{m_F\ c_{pF}}{m_C\ c_{pC}} = \dfrac{6{,}3 \text{ x } 4186}{6{,}93 \text{ x } 3810} = 0{,}9988 \end{cases} \Rightarrow \quad F = 0{,}875$$

$$A_e^* = \frac{q}{F\ (LMTD)\ U} = \frac{691766\ W}{0{,}875 \text{ x } 568 \frac{W}{m^2 C}\ A_e\ m^2 \text{ x } 29{,}37ºC} = 47{,}39\ m^2$$

ó también:

$$A_e = F\ A_e^* \quad ; \quad A_e^* = \frac{A_e}{F} = \frac{41{,}47}{0{,}875} = 47{,}39\ m^2$$





Factor de corrección para la LMTD en el caso de intercambiadores en flujo cruzado, con mezcla de fluido en la parte de la carcasa y sin mezcla en el otro fluido, y un paso de tubos

****

VI.3.- Un condensador de vapor de 4 m de longitud tiene 2000 tubos de bronce de 15,9 cm de diámetro exterior y un espesor de pared de 1,25 mm. En un ensayo se suministran al condensador 120 kg/seg de agua de refrigeración a 300ºK, y cuando la presión de vapor en la carcasa es de 0,1116 atm, se producen 3,02 kg/seg de condensado. Determinar:

a) La eficiencia del condensador

b) El coeficiente global de transmisión de calor

Datos: El calor específico del agua es de 4174 J/kg°K

RESOLUCIÓN

Supondremos que el coeficiente global de transmisión de calor U es constante a lo largo del intercambiador.

La temperatura del fluido caliente es la temperatura de saturación del vapor a la presión de 0,1116 atm, es decir: T_s = 48ºC = 321ºK, y el calor latente de condensación: $r_{l\text{-}v}$= 2387 kJ/kg.

Haciendo un balance de energía se obtiene la temperatura T_{F2} de salida del agua de refrigeración:

$$G_F\ c_{pF}\ (T_{F_2} - T_{F_1}) = G_{vapor}\ r_{l\text{-}v}$$

$$120\ \frac{kg}{seg}\ x\ 4{,}174\ \frac{kJ}{kg^oK}\ (T_{F_2} - 300)\ ^oK = 3{,}02\ \frac{kg}{seg}\ x\ 2387\ \frac{kJ}{kg} = 7208{,}75\ \frac{kJ}{seg} \quad \Rightarrow \quad T_{F_2} = 314{,}4^oK$$

a) Eficiencia del condensador:

$$\varepsilon = \frac{T_{F_2} - T_{F_1}}{T_{sat} - T_{F_1}} = \frac{314{,}4 - 300}{321 - 300} = 0{,}6857 = 1 - e^{-NTU} \quad \Rightarrow \quad NTU = 1{,}15 = \frac{U\ A}{C_{mín}}$$

b) Coeficiente global de transmisión de calor:

$$U\ A = 1{,}15\ C_{mín} = 1{,}15\ x\ (120\ x\ 4{,}174)\ \frac{kJ}{seg^oK} = 576\ \frac{kW}{^oK}$$

Para la superficie exterior de los tubos:

$$A_e = \pi\ d_e\ L\ N = \pi\ x\ 1{,}59.10^{-2}\ x\ 4\ x\ 2000 = 400\ m^2$$

$$U_e = \frac{U\ A}{A_e} = \frac{576\ (kW/^oK)}{400\ m^2} = 1{,}44\ \frac{kW}{m^2\ ^oK}$$

****

VI.4.- En un intercambiador de calor se calienta agua desde T_{F1}= 25°C, a T_{F2} = 50°C, mediante la condensación de un vapor a 110°C. Si el flujo de agua permanece constante, pero la temperatura de entrada disminuye a T_{F1}= 15°C, ¿Cuál será la nueva temperatura de salida?*

RESOLUCIÓN

Para la temperatura de entrada del agua que se calienta en la 1ª operación se tiene que T_{F2} es:

$$T_{F_2} = T_{F_1} + (T_{C_1} - T_{F_1})\ \frac{\varepsilon\ C_{mín}}{C_F} = 25 + (110 - 25)\ \frac{\varepsilon\ C_{mín}}{C_F} = 50^oC \quad \Rightarrow \quad \frac{\varepsilon\ C_{mín}}{C_F} = 0{,}2941$$

Para la nueva temperatura de entrada del agua que se calienta en la 2ª operación se tiene que $T^*_{F_2}$ es:

$$T^*_{F_2} = T^*_{F_1} + (T_{C_1} - T^*_{F_1})\ \frac{\varepsilon\ C_{mín}}{C_F} = 15 + (110 - 15)\ \frac{\varepsilon\ C_{mín}}{C_F} = \left| \frac{\varepsilon\ C_{mín}}{C_F} = 0{,}2941 \right| = 15 + (95\ x\ 0{,}2941) = 42{,}94^oC$$

DE OTRA FORMA:

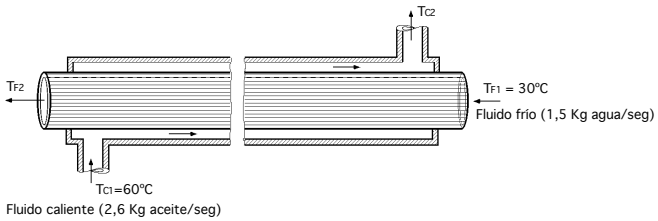
$$Q = U\ A\ \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = U\ A\ \frac{(T_{C_1} - T_{F_1}) - (T_{C_2} - T_{F_2})}{\ln \frac{T_{C_1} - T_{F_1}}{T_{C_2} - T_{F_2}}} = \left| T_{C_1} = T_{C_2} \right| = U\ A\ \frac{T_{F_2} - T_{F_1}}{\ln \frac{T_{C_1} - T_{F_1}}{T_{C_2} - T_{F_2}}} = G_F\ c_{pF}\ (T_{F_2} - T_{F_1})$$

$$G_F\ c_{pF} = \frac{U\ A}{\ln \frac{T_{C_1} - T_{F_1}}{T_{C_2} - T_{F_2}}} \quad ; \quad NTU = \frac{U\ A}{G_F\ c_{pF}} = \frac{1}{\ln \frac{T_{C_1} - T_{F_1}}{T_{C_2} - T_{F_2}}} = Cte = \frac{1}{\ln \frac{T_{C_1} - T^*_{F_1}}{T_{C_2} - T^*_{F_2}}} \quad \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \quad \frac{T_{C_1} - T_{F_1}}{T_{C_2} - T_{F_2}} = \frac{T_{C_1} - T^*_{F_1}}{T_{C_2} - T^*_{F_2}} \quad ; \quad \frac{100 - 25}{110 - 50} = \frac{110 - 15}{110 - T^*_{F_2}} \quad \Rightarrow \quad T^*_{F_2} = 42{,}94^oC$$

****

VI.5.- Cual es el máximo calor intercambiado en un intercambiador en contracorriente, si el agua entra a 30ºC y enfría aceite que penetra a 60ºC. Gasto de aceite: 2,6 kg/seg ; $c_{p\ aceite}$ = 2,2 kJ/kg°K. Gasto de agua: 1,5 kg/seg ; $c_{p\ agua}$ = 4,19 kJ/kg°K



RESOLUCIÓN

El intercambiador aparece seccionado para indicar que, para llevar a cabo la transferencia de calor máxima, el área de intercambio térmico tendría que ser infinita.

Temperaturas de salida

Del balance de energía de las dos opciones posibles, se obtiene:
a) Aceite:

$$Q = m_{aceite}\, c_{p\,(aceite)}\, (T_{C_1} - T_{F_1}) = 2{,}6\ \frac{kg}{seg} \times 2{,}2\ \frac{kJ}{kg^oC} \times (60 - 30)^oC = 171{,}6\ kW$$

y en estas circunstancias el agua saldría a: $T_{F_2} = 30^oC + \dfrac{171{,}6\ kW}{1{,}5\ (kg/seg) \times 4{,}19\ (kJ/kg^oK)} = 57{,}3^oC$

b) Agua:

$$Q = m_{agua}\, c_{p\,(agua)}\, (T_{C_1} - T_{F_1}) = 1{,}5\ \frac{kg}{seg} \times 4{,}19\ \frac{kJ}{kg^oC} \times (60 - 30)^oC = 188{,}6\ kW$$

y en estas circunstancias el agua saldría a: $T_{C_2} = 60^oC - \dfrac{188{,}6\ kW}{2{,}6\ (kg/seg) \times 2{,}2\ (kJ/kg^oK)} = 27^oC$

Este segundo caso es claramente imposible, porque la temperatura de salida del aceite cae por debajo de la temperatura de entrada del agua, por lo que: $Q_{máx} = 171{,}6\ kW$

****

VI.6.- En un intercambiador de calor con flujos en contracorriente, por el que circulan 5 kg de agua por minuto y 8 kg de aceite por minuto, el agua entra a 20ºC y sale a 40ºC, mientras que el aceite entra a 90ºC.
El calor específico del agua es, $c_{p\,(agua)} = 1$ Kcal/kg°C
El calor específico del aceite obedece a la siguiente relación: $c_{p\,(aceite)} = 0{,}8 + 0{,}002\ T_{(aceite)}$ (con $T_{(aceite)}$ en ºC
Determinar

a) La temperatura de salida del aceite y la eficiencia del intercambiador

b) La superficie de intercambio térmico, si el coeficiente global U, para el rango de temperaturas del intercambiador, viene dado por: $U\ (\dfrac{Kcal}{min.m^2\ ºC}) = \dfrac{10\ T_{aceite}}{T_{aceite} - T_{agua}}$ con (T en ºC)

RESOLUCIÓN
a) Temperatura de salida del aceite:

$$m_{aceite}\ c_{p(aceite)}\, dT_{aceite} = m_{agua}\ c_{p(agua)}\, dT_{agua} = U\, dA\, (T_{aceite} - T_{agua})$$

$$m_{aceite}\ (0{,}8 + 0{,}002\ T_{aceite})\, dT_{aceite} = m_{agua}\ c_{p(agua)}\, dT_{agua}$$

$$m_{aceite}\ (0{,}8\ T_{aceite} + 0{,}002\ \frac{T^2_{aceite}}{2})\Big)_{T_{(C1\ aceite)}}^{T_{(C2\ aceite)}} = m_{agua}\ c_{p(agua)}\, (T_{F2\ agua} - T_{F1\ agua})$$

$$m_{aceite}\ (0{,}8\ T_{(C2\ aceite)} + 0{,}002\ \frac{T^2_{(C2\ aceite)}}{2} - 0{,}8\ T_{(C1\ aceite)} - 0{,}002\ \frac{T^2_{(C1\ aceite)}}{2}) = m_{agua}\ c_{p(agua)}\, (T_{F1\ agua} - T_{F2\ agua})$$

$$8\ \frac{Kg_{aceite}}{min}\ (0{,}8\ T_{(C2\ aceite)} + 0{,}002\ \frac{T^2_{(C2\ aceite)}}{2} - (0{,}8 \times 90) - 0{,}002\ \frac{90^2}{2}) = 5\ \frac{Kg_{agua}}{min}\ (20 - 40)$$

$$0{,}8\ T_{(C2\ aceite)} + 0{,}001\ T^2_{(C2\ aceite)} - 67{,}8 = 0 \Rightarrow \boxed{T_{(C2\ aceite)} = 77{,}07^oC}$$

b) Eficiencia del intercambiador

La potencia real intercambiada es la absorbida por el agua:

$$Q_{real\ agua} = m_{agua}\, c_{p\,(agua)}\, \Delta T_{agua} = 5\ (kg/min) \times 1\ (Kcal/kg^oC) \times 20^oC = 100\ (Kcal/min)$$

Velocidad máxima posible de transferencia de calor para el agua $T_{F2} = T_{C1}$:

$$Q_{máx\ agua} = m_{agua}\ c_{p\,(agua)}\, (T_{C_1} - T_{F_1}) = 5\ (kg/min) \times 1\ (Kcal/kg^oC) \times (90 - 20)^oC = 350\ (Kcal/min)$$

Velocidad máxima posible de transferencia de calor para el aceite $T_{C2} = T_{F1}$:

$$q_{máx\ aceite} = \int_{T_{F1}}^{T_{C1}} m_{aceite}\, c_{p(aceite)}\, dT_{aceite} = m_{aceite} \int_{T_{F1}}^{T_{C1}} (0{,}8 + 0{,}002\ T_{aceite})\ dT_{aceite} =$$

$$= m_{aceite}\ (0{,}8\ T_{aceite} + 0{,}002\ \frac{T^2_{aceite}}{2})\Big)_{T_{F_1}}^{T_{C_1}} = 8\ \frac{kg_{aceite}}{minuto}\ \{0{,}8\ T_{C_{1\,(aceite)}} + 0{,}002\ \frac{T^2_{C_{1\,(aceite)}}}{2} - (0{,}8\ T_{F_{1\,(aceite)}} + 0{,}002\ \frac{T^2_{F_{1\,(aceite)}}}{2})\} =$$

$$= 8\ \frac{kg_{aceite}}{minuto}\ \{(0,8\ x\ 90) + 0,002\ \frac{90^2}{2} - (0,8\ x\ 20) - 0,002\ \frac{20^2}{2}\} = 509,6\ \frac{Kcal}{min}$$

$$\varepsilon = \frac{q}{C_{min}\ (T_{C1} - T_{F1})} = \frac{100}{350} = 0,2857 = \boxed{28,57\%}$$

DE OTRA FORMA

$$C_{agua} = m_{agua}\ c_{p\ (agua)} = 5\ (\frac{kg}{min})\ x\ 1\ (\frac{Kcal}{kg ºC}) = 5\ (\frac{Kcal}{ºC\ min})$$

$$C_{aceite} = m_{aceite}\ c_{p\ (aceite)} = 8\ (\frac{kg}{min})\ x\ (0,8 + 0,002\ \frac{90 + 77,07}{2})\ (\frac{Kcal}{kg ºC}) = 7,736\ (\frac{Kcal}{ºC\ min})$$

$$(LMTD) = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = \left| \begin{array}{l} \Delta T_2 = T_{C1} - T_{F2} = 90 - 40 = 50º \\ \Delta T_1 = T_{C2} - T_{F1} = 77,07 - 20 = 57,07º \end{array} \right| = \frac{50 - 57,07}{\ln \frac{50}{57,07}} = 53,45ºC$$

$$Q = U\ A\ (LMTD) \quad ; \quad 100\ (Kcal/min) = U\ A\ x\ 53,45ºC \quad ; \quad U\ A = 1,87\ (Kcal/min ºC)$$

$$NTU = \frac{U\ A}{C_{mín}} = \frac{1,87}{5} = 0,374$$

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{NTU\ (\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1)}}{1 - \frac{C_{mín}}{C_{máx}}\ e^{NTU\ (\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1)}} = \frac{1 - e^{0,374\ (\frac{5}{7,736} - 1)}}{1 - \frac{5}{7,736}\ e^{0,374\ (\frac{5}{7,736} - 1)}} = 0,2857 = \boxed{28,57\%}$$

DE OTRA FORMA

$$\text{Como } C_F = C_{mín} \Rightarrow \quad \varepsilon = \frac{C_F\ (T_{F2} - T_{F1})}{C_{mín}\ (T_{C1} - T_{F1})} = \frac{T_{F2} - T_{F1}}{T_{C1} - T_{F1}} = \frac{40 - 20}{90 - 20} = 0,2857 = \boxed{28,57\%}$$

c) Superficie de intercambio térmico.

$$m_{aceite}\ c_{p(aceite)}\ dT_{aceite} = U\ dA\ (T_{aceite} - T_{agua})$$

$$m_{aceite}\ (0,8 + 0,002\ T_{aceite})\ dT_{aceite} = U\ dA\ (T_{aceite} - T_{agua}) = \frac{10\ T_{aceite}}{T_{aceite} - T_{agua}}\ dA\ (T_{aceite} - T_{agua}) = 10\ T_{aceite}\ dA$$

$$dA = \frac{m_{aceite}\ (0,8 + 0,002\ T_{aceite})\ dT_{aceite}}{10\ T_{aceite}}$$

$$A = m_{aceite} \int_{T_{C_2}}^{T_{C_1}} \frac{(0,8 + 0,002\ T_{aceite})\ dT_{aceite}}{10\ T_{aceite}} = \frac{m_{aceite}}{10}\ \{0,8 \ln \frac{T_{C_1}}{T_{C_2}} + 0,002\ (T_{C_1} - T_{C_2})\} =$$

$$= 0,8\ [0,8 \ln \frac{90}{77,07} + 0,002\ (90 - 77,07)] = 0,11988\ \ m^2$$

DE OTRA FORMA

$$U = \frac{10\ T_{aceite}}{T_{aceite} - T_{agua}} = \frac{10\ \frac{90 + 77,07}{2}}{\frac{90 + 77,07}{2} - \frac{40 + 20}{2}} = 15,6\ \frac{Kcal}{min\ m^2\ ºC}$$

$$U\ A = 1,87\ (Kcal/min ºC) \quad ; \quad A = \frac{1,87\ (Kcal/min ºC)}{15,6\ (Kcal/m^2 min ºC)} = 0,11987\ m^2$$

****

VI.7.- Una instalación de vapor sobrecalienta 75 Tm de vapor por hora a la presión de 20 Atm, desde la temperatura de saturación a la salida del calderín de vapor, a la final de 500ºC, aprovechando el calor de los humos de la combustión que llegan al sobrecalentador con una temperatura de 850ºC y salen del mismo a 635ºC.
Los tubos que conforman el sobrecalentador están dispuestos en forma regular; el diámetro interior de los tubos es de 50 mm y el exterior de 60 mm. Su conductividad térmica es de 60 Kcal/mhºC.
La velocidad media de los humos es de 6 m/seg y la velocidad media del vapor recalentado de 10 m/seg.
Las propiedades medias del vapor recalentado son:

$$\rho = 0,5542\ (kg/m^3) \quad ; \quad \nu = 24,2.10^{-6}\ (m^2/seg) \quad ; \quad k = 0,0261\ (W/mºK) \quad ; \quad Pr = 1,04$$

Determinar la longitud total de los tubos necesarios para el recalentamiento, y la longitud de cada tubo

---

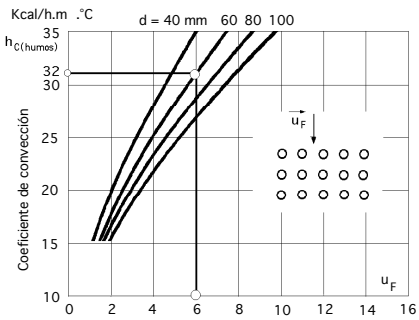
RESOLUCIÓN

Flujo por el interior de los tubos (Vapor recalentado)

$$Re = \frac{u_F\ d_i}{\nu} = \frac{10\ m \times 0,05\ m/seg}{24,2.10^{-6}\ m^2/seg} = 20661,15$$

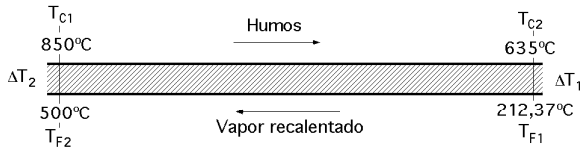
$$Nu = 0,023\ (Re)^{0,8}\ (Pr)^{0,4} = 0,023\ (20661)^{0,8}\ (1,04)^{0,4} = 66,17$$

$$h_{C_i} = \frac{Nu\ k}{d_i} = \frac{66,17 \times 0,0261\ (W/m^oK)}{0,05\ m} = 34,54\ \frac{W}{m^2\ ^oK} = \left| 1\ \frac{Kcal}{hora} = 1,163\ \frac{J}{seg} \right| = 29,7\ \frac{Kcal}{h\ m^2\ ^oK}$$



Flujo por el exterior de los tubos (Humos):

$$h_{C(humos)} = 32\ (Kcal/h\ m^2\ ^oC)$$



Coeficiente global de transmisión de calor referido a la sección exterior de los tubos:

$$U_e = \frac{1}{\frac{A_e}{h_{Ci}\ A_i} + \frac{A_e}{2\pi k L} \ln \frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{h_{C(humos)}}} = \left| \begin{array}{l} A_e = \pi\ d_e L = \pi \times 0,06\ L = 0,1885\ L \\ A_i = \pi\ d_i L = \pi \times 0,05\ L = 0,1571\ L \end{array} \right| =$$

$$= \frac{1}{\frac{0,1885\ L}{29,7 \times 0,1571\ L} + \frac{0,1885\ L}{2\pi \times 60\ L} \ln \frac{6}{5} + \frac{1}{32}} = \frac{1}{0,0404 + 0,000091 + 0,03125} = 13,94\ \frac{Kcal}{h\ m^2\ ^oC}$$

$$\Delta T_2 = 850^oC - 500^oC = 350^oC \quad ; \quad \Delta T_1 = 635^oC - 212,37^oC = 422,63^oC$$

$$(LMTD) = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)}\ F = \left| \begin{array}{l} P = \dfrac{T_{F_1} - T_{F_2}}{T_{F_1} - T_{C_1}} = \dfrac{212,37 - 500}{212,37 - 850} = 0,451 \\ Z = \dfrac{T_{C_1} - T_{C_2}}{T_{F_2} - T_{F_1}} = \dfrac{850 - 635}{500 - 212,37} = 0,7475 \end{array} \right\} \Rightarrow F = 0,96 \left| = \frac{350 - 422,63}{\ln \frac{350}{422,63}} \times 0,96 = 370^oC \right.$$

$$Q = [(i_2 - i_1) + w\ r_{liq-vap}]\ G_{vapor} = \left| \begin{array}{l} i_1 = 2798,9\ kJ/kg \\ i_2 = 3467\ kJ/kg \end{array} \right| = (3467 - 2798,9)\ \frac{75000}{3600}\ \frac{kJ}{seg} = 13918,75\ kW =$$

$$= \frac{13918,75}{1,163.10^{-3}}\ \frac{Kcal}{hora} = 11,968.10^6\ \frac{Kcal}{hora}$$

No consideramos la posible humedad (w < 5%) del vapor saturado seco, que éste podría arrastrar:

$$Q = (U\ A)_e\ (LMTD)\ F = 13,94\ (Kcal/hm^2\ ^oC \times A_e\ (m^2) \times 370^oC = 11,968.10^6\ (Kcal/h) \Rightarrow A_e = 2319\ m^2$$

$$G_{vapor} = \rho\ \Omega\ u_F = 0,5542\ \frac{kg}{m^3}\ \frac{\pi \times 0,05^2}{4}\ N \times 10\ \frac{m}{seg} = \frac{75000}{3600}\ \frac{kg}{seg} \quad \Rightarrow \quad N = 1914\ tubos$$

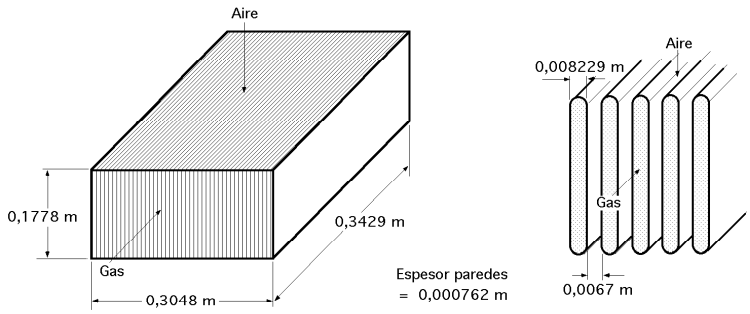
$$L = \frac{2319\ m^2}{2\pi\ r_e\ m} = \frac{2319}{\pi \times 0,06} = 12300\ m \quad \Rightarrow \quad \text{Longitud por tubo} = \frac{12300}{1914} = 6,42\ m$$

****

VI.8.- Para calentar aire con los gases calientes de la combustión de una turbina, se utiliza un calentador del tipo de placa plana. La velocidad del flujo de aire requerido es de 0,75 kg/seg, entrando a 290°K. Los gases calientes están disponibles a una temperatura de 1150°K, y con una velocidad másica de 0,60 kg/seg.
Determinar la temperatura del aire a la salida del intercambiador de calor
Datos: Perímetro bañado en la parte del aire, 0,703 m

Perímetro bañado en la parte del gas, 0,416 m
Área de la sección recta del paso del aire 2,275 .10^{-3} m^2 (por cada conducto)
Área de la sección recta del paso del gas 1,600 .10^{-3} m^2 (por cada conducto)
Número de conductos de aire: 19 . Número de conductos de gas: 18

RESOLUCIÓN
Es un intercambiador compacto de flujos cruzados, con ambos flujos sin mezcla
Se desprecia el efecto en los extremos
Los sistemas correspondientes a las corrientes de aire y de gas son semejantes al del flujo en conductos rectos que poseen las siguientes dimensiones



AIRE.- Longitud del conducto de aire: $L_a = 0,1778$ m
Perímetro bañado en cada conducto de aire: $P_a = (0,3429 + 0,0067) \times 2 = 0,7$ m
Sección de paso de aire para cada conducto: $(0,3429 \times 0,0067) = 0,002297$ m^2
Diámetro hidráulico para el conducto de aire: $d_h = 4 \times \frac{0,002297}{0,7} = 0,013126$ m
GAS.- Perímetro bañado en cada conducto de gas: $P_g = (0,1778 + 0,008229) \times 2 = 0,372$ m
Sección de paso de gas para cada conducto: $(0,1778 \times 0,008229) = 0,001463$ m^2
Diámetro hidráulico para el conducto de gas: $d_h = 4 \times \frac{0,001463}{0,372} = 0,01573$ m
Superficie de transferencia térmica: $0,372 \times 18 \times 0,3429 = 2,296$ m^2
Los *coeficientes de película* se calculan como sigue:

$Nu_{d_h} = 0,036\ Re_{d_h}^{0,8}\ Pr^{0,33}\ (\frac{d_h}{L})^{0,055}$, válida en el intervalo: $10 < \frac{L}{d_h} < 400$, y a la T de película

$(\frac{L}{d_h})_{aire} = \frac{0,1778}{0,013126} = 13,54$; $(\frac{L}{d_h})_{gas} = \frac{0,3429}{0,01573} = 21,799$

Se conocen las temperaturas de entrada de los dos flujos $\begin{cases} T_{aire} = 290ºK\ (0,75\ kg/seg) \\ T_{gas} = 1150ºK\ (0,6\ kg/seg) \end{cases}$

Para hallar las propiedades medias de los fluidos a las temperaturas medias de película correspondientes, hay que conocer las temperaturas de salida de los fluidos; como no se conocen, hay que estimar la temperatura media de película del aire y del gas.
En primera aproximación:

Se supondrá, para el aire, una temperatura media de película de: $\frac{1150 + 290}{2} - 150 = 570ºK$

$k_{aire} = 0,0436\ \frac{W}{mºC}$; $\rho_{aire} = 0,6423\ \frac{kg}{m^3}$; $c_{p\ (aire)} = 1,0392\ \frac{kJ}{kgºC}$; $\nu = 44,34.10^{-6}\ \frac{m^2}{seg}$; $Pr_{aire} = 0,68$

$Re_{aire} = \frac{u_F\ d_h}{\nu})_{aire} =$

$$= \left| \frac{0{,}75\ (\frac{kg}{seg})}{19} = \rho\ S\ u_F \Rightarrow\ u_F = \frac{0{,}75\ (\frac{kg}{seg})}{19\ \rho\ S} = \frac{0{,}75\ (\frac{kg}{seg})}{19\ x\ 0{,}6423\ (\frac{kg}{m^3})\ x\ 0{,}002275\ m^2} = 27{,}01\ \frac{m}{seg} \right| = \frac{27\ x\ 0{,}013126}{44{,}34.10^{-6}} = 7992{,}8$$

Se supondrá, para el gas, una temperatura media de película de: $\frac{1150 + 290}{2} + 150 = 870ºK$

$k_{gas} = 0{,}06279\ \frac{W}{mºC}$; $\rho_{gas} = 0{,}3925\ \frac{kg}{m^3}$; $c_{p\ (gas)} = 1{,}1212\ \frac{kJ}{kgºC}$; $\nu = 99{,}3.10^{-6}\ \frac{m^2}{seg}$; $Pr_{gas} = 0{,}696$

$$Re_{gas} = \frac{u_{F^*}\ d_{h^*}}{\nu})_{gas} =$$

$$= \left| \frac{0{,}75\ (\frac{kg}{seg})}{19} = \rho\ S\ u_F \Rightarrow\ u_F = \frac{0{,}75\ (\frac{kg}{seg})}{19\ \rho\ S} = \frac{0{,}75\ (\frac{kg}{seg})}{19\ x\ 0{,}6423\ (\frac{kg}{m^3})\ x\ 0{,}002275\ m^2} = 27{,}01\ \frac{m}{seg} \right| = \frac{27\ x\ 0{,}013126}{44{,}34.10^{-6}} = 7992{,}8$$

AIRE: $Nu_{d_h} = 0{,}036\ Re_{d_h}^{0,8}\ Pr^{0,33}\ (\frac{d_h}{L})^{0,055} = 0{,}036\ x\ 7992{,}8^{0,8}\ x\ 0{,}68^{0,33}\ (\frac{1}{13{,}54})^{0,055} = 36{,}39$

$h_{C(aire)} = \frac{Nu\ k}{d_h} = \frac{36{,}39\ x\ 0{,}0436}{0{,}013126} = 120{,}87\ \frac{W}{m^2\ ºC}$

GAS: $Nu_{d_h} = 0{,}036\ Re_{d_h}^{0,8}\ Pr^{0,33}\ (\frac{d_h}{L})^{0,055} = 0{,}036\ x\ 9195{,}5^{0,8}\ x\ 0{,}696^{0,33}\ (\frac{1}{21{,}799})^{0,055} = 39{,}96$

$h_{C(gas)} = \frac{Nu\ k}{d_h} = \frac{39{,}96\ x\ 0{,}06279}{0{,}01573} = 159{,}5\ \frac{W}{m^2\ ºC}$

EFICIENCIA

Despreciando la resistencia térmica de la pared:

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_{c\ (aire)}\ A} + \frac{1}{h_{c\ (gas)}\ A}} = \frac{2{,}296\ m^2}{\frac{1}{120{,}87} + \frac{1}{159{,}5}} = 157{,}88\ \frac{W}{ºK}$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{mín}} = \left| \begin{array}{l} C_{aire} = 0{,}75\ x\ 1{,}0392 = 0{,}7794.10^3\ \ (W/ºK) \\ C_{gas} = 0{,}60\ x\ 1{,}1212 = 0{,}6727.10^3\ \ (W/ºK) \end{array} \right| = \frac{157{,}88}{672{,}7} = 0{,}2347$$

Para mezcla en ambos fluidos:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{C_{máx}}{C_{mín}}\ (NTU)^{0,22}\ \exp\{-\frac{C_{mín}}{C_{máx}}\ (NTU)^{0,78}\} - 1\right] = \left| \frac{C_{mín}}{C_{máx}} = \frac{0{,}6727}{0{,}7794} = 0{,}863 \right| =$$

$$= 1 - \exp\left[\frac{1}{0{,}863}\ (0{,}2347)^{0,22}\ \exp\{-0{,}863\ x\ (0{,}2347)^{0,78}\} - 1\right] = 0{,}3041$$

TEMPERATURAS DE SALIDA DE LOS FLUIDOS

$T_{salida\ gas} = T_{C2} = T_{C1} - \varepsilon\ (T_{C1} - T_{F1}) = 1150 - 0{,}3041\ (1150 - 290) = 888{,}47ºK$

$T_{salida\ aire} = T_{F2} = T_{F1} - \frac{C_{mín}}{C_{máx}}\ (T_{C1} - T_{F1})\ \varepsilon = 290 - 0{,}863\ x\ (1150 - 290)\ x\ 0{,}3441 = 515{,}7ºK$

valores que discrepan ligeramente de las prefijadas, por lo que procedería una SEGUNDA ITERACIÓN, de forma que la nueva temperatura media del aire fuese:

Temperatura media del aire: $\frac{515{,}7 + 290}{2} = 402{,}85ºK\ \rightarrow\ 400ºK$

****

VI.9.- Se desea construir un intercambiador de calor para producir 5 m³/hora de agua caliente sanitaria a 50°C, partiendo de agua de la red a 20°C, por lo que se emplea agua caliente proveniente de una caldera, que entra en el cambiador a 90°C y experimenta un enfriamiento de 20°C.

Sabiendo que el intercambiador debe ser del tipo de un paso por carcasa y dos pasos de tubos, que los tubos son de cobre puro de 14 mm de diámetro exterior y 10 mm de diámetro interior, y que por su interior circulará agua fría con una velocidad máxima de 0,5 m/seg, que el liquido caliente circula a 0,2 m/seg por la carcasa, que el coeficiente de película exterior de los tubos es de 1920 Kcal/h.m²°C, determinar:

a) El número de tubos por paso de tubos del intercambiador

b) El diámetro interior de la carcasa

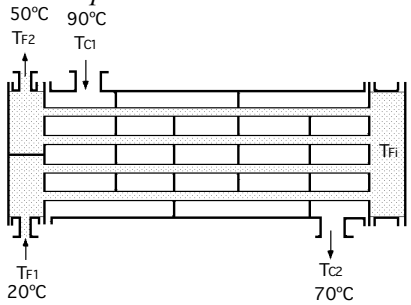
c) El coeficiente global de transmisión de calor respecto al diámetro exterior de los tubos

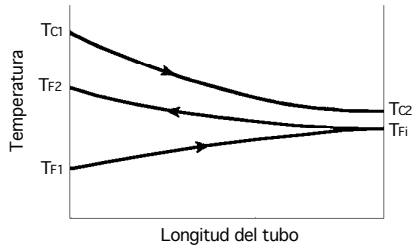
d) La longitud del intercambiador

Datos:

Agua: c_p = 0,997 Kcal/kg°C ; ρ = 993,5 kg/m³ ; η = 2,5 kg/hm ; k = 0,539 Kcal/h.m°C

Conductividad del cobre puro: 330 Kcal/h.m°C





RESOLUCIÓN

Al dar el coeficiente de convección por el exterior de los tubos no se especifica el tipo de disposición

a) Número de tubos por paso de tubos del intercambiador

$\boxed{G_F = u_F\ S_F}$, siendo S_F la sección transversal total de los tubos, por 1 paso de tubos

$$5\ \frac{m^3}{hora} = S_F \times 0{,}5\ \frac{m}{seg} \times 3600\ \frac{seg}{hora} \quad ; \quad S_F = 0{,}00277\ m^2$$

$$\text{Para 1 tubo: } S_1 = \frac{\pi\, d_1^2}{4} = \frac{\pi \times 0{,}01^2}{4} = 7{,}854.10^{-5}\, m^2$$

$$\text{Para n tubos: } S_F = S_1 n = 7{,}854.10^{-5}\, n\ (m^2) = 0{,}00277\ m^2 \quad \Rightarrow \quad n = 35{,}26 \quad \Rightarrow \quad 36 \text{ tubos por paso de tubos}$$

b) Diámetro interior de la carcasa

El gasto másico de fluido caliente (se enfría) G_C, que circula por la carcasa es:

$$Q = G_C\ c_{pC}\ (T_{C_1} - T_{C_2}) = G_F\ c_{pF}\ (T_{F_2} - T_{F_1})$$

$$G_C = \frac{G_F\ c_{pF}\ (T_{F_2} - T_{F_1})}{c_{pC}\ (T_{C_1} - T_{C_2})} = \Big| \text{ En este caso: } c_{pF} = c_{pC} \Big| = \frac{5\ (m^3/hora)\ (50 - 20)}{90 - 70} = 7{,}5\ \frac{m^3}{hora}$$

$$\text{Sección de paso de este líquido por la carcasa: } \Omega_C = \frac{G_C}{u_C} = \frac{7{,}5\ \frac{m^3}{hora}}{0{,}2\ \frac{m}{seg} \times 3600\ \frac{seg}{hora}} = 0{,}01041\ m^2$$

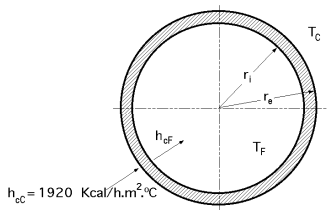
La sección transversal total de la carcasa comprenderá también la sección de paso de los tubos por cuyo interior circula el agua a calentar, por lo que la sección transversal total de la carcasa será:

$$S_T = 1_{\text{Paso por la carcasa}} \times \Omega_C + 2_{\text{Pasos de tubos}}\, n\ \frac{\pi\, d_e^2}{4} = 0{,}010416\ m^2 + (2 \times 36 \times \frac{\pi \times 0{,}014^2}{4}) = 0{,}010416\ m^2 + 0{,}01108\ m^2 =$$

$$= \frac{\pi\, D_i^2}{4} = 0{,}0215\ m^2 \quad \Rightarrow \quad D_i = \sqrt{\frac{4\ S_T}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0{,}0215}{\pi}} = 0{,}1654\ m$$

siendo D_i el diámetro interior de la carcasa

c) Coeficiente global de transmisión de calor respecto al diámetro exterior de los tubos



$$Re = \frac{d_i u_F}{n_F} = \frac{0{,}01\ m \times 0{,}5\ (m/seg) \times 3600\ (seg/hora)}{2{,}5\ (kg/hora\ m)/\ 993{,}5\ (kg/m^3)} = 7153{,}2$$

$$Pr = \frac{c_{p\ agua}\ \eta}{k_F} = \frac{0{,}997 \times 2{,}5}{0{,}539} = 4{,}62$$

$$U_e = \frac{1}{\frac{r_e}{r_i\ h_{cF}} + \frac{r_e}{k} \ln\frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{h_{cC}}}$$

Cálculo de h_{cF}:

$$St = \exp[-3{,}796 - 0{,}205 \ln(Re) - 0{,}505 \ln(Pr) - 0{,}0225 \{\ln(Pr)\}^2] = \frac{Nu}{Re\ Pr} \quad ; \quad 0{,}5 < (Pr) < 3.000$$

$$St = \exp[-3{,}796 - 0{,}205 \ln(7153{,}2) - 0{,}505 \ln(4{,}62) - 0{,}0225 \{\ln(4{,}62)\}^2] = 1{,}5948 \times 10^{-3}$$

$$Nu = St\ Re\ Pr = (1{,}5948 \times 10^{-3})(7153{,}2)(4{,}62) = 52{,}75$$

De haber utilizado la ecuación de Dittus-Boelter (Re > 10000), se hubiese obtenido Nu = 51,44.

$$h_{cF} = \frac{Nu\ k}{d_i} = \frac{52{,}75 \times 0{,}539\ \frac{Kcal}{hmºC}}{0{,}01m} = 2843{,}2\ \frac{Kcal}{hm2ºC}$$

$$U_e = \frac{1}{\frac{0{,}007}{0{,}005 \times 2843{,}2} + \frac{0{,}007}{330} \ln\frac{0{,}007}{0{,}005} + \frac{1}{1920}} = \frac{1}{0{,}0004924 + 0{,}000007137 + 0{,}0005208} = 980\ \frac{Kcal}{h.m^2.ºC}$$

d) Longitud del intercambiador

$$Q = U\ A\ F\ (LMTD) = U\ A\ F\ \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \left| \begin{array}{c} \Delta T_2 = T_{C_1} - T_{F_2} = 90 - 50 = 40ºC \\ \Delta T_1 = T_{C_2} - T_{F_1} = 70 - 20 = 50ºC \\ LMTD = 44{,}81ºC \end{array} \right| = U\ A\ F\ \frac{40 - 50}{\ln(40/50)} = 44{,}81\ U\ A\ F$$

Factor F de corrección de la LMTD:

$$\left\{ \begin{array}{l} P = \dfrac{T_{F_2} - T_{F_1}}{T_{C_1} - T_{F_1}} = \dfrac{50 - 20}{90 - 20} = 0{,}4285 \\ Z = \dfrac{C_F}{C_C} = \dfrac{m_F\ c_{pF}}{m_C\ c_{pC}} = \dfrac{5}{7{,}5} = 0{,}666 \end{array} \right. \Rightarrow \quad F = 0{,}95$$

$$Q = 5\ \frac{m^3}{hora} \times 993{,}5\ \frac{kg}{m^3} \times 0{,}997\ \frac{Kcal}{kgºC} \times (50 - 20)ºC = 148578\ \frac{Kcal}{hora} = (U\ A)_e F\ (LMTD)$$

$$148.580\ \frac{Kcal}{hora} = 980\ \frac{Kcal}{h.m^2.ºC} \times A_e\ m^2 \times 0{,}95 \times 44{,}81ºC = 41718{,}8\ A_e \quad ; \quad A_e = 3{,}5615\ m^2$$

que es la superficie exterior de intercambio térmico en los tubos.

$A_e = 3{,}5615\ m^2 = \pi\ d_e\ n\ L\ 2 = \pi \times 0{,}014 \times 36 \times L \times 2$ (El 2 aparece por tener 2 pasos de tubos)

$$\boxed{L = 1{,}125\ m}$$

****

VI.10.- Para condensar vapor de agua a la temperatura de saturación T_{sat} = 349°K se utiliza un tubo de 1,5 m de longitud y 0,013 m de diámetro exterior. Calcular los valores de h_C en el supuesto de que la temperatura media de la pared del tubo sea de 325°K, para:

a) Tubo horizontal ; b) Tubo vertical

¿Cuál será el valor del n° de Reynolds máximo en este proceso?¿Y la cantidad de condensado?

RESOLUCIÓN

a) Condensación en tubo horizontal

Temperatura media del condensado: $T = \frac{349 + 325}{2} = 337ºK = 64ºC$

Propiedades del agua a 64ºC:

$k_l = 0{,}661\ \frac{W}{m^oC}$; $\rho_l = 980{,}9\ \frac{kg}{m^3}$; $r_{l\text{-}v} = 2{,}318.10^6\ \frac{J}{kg}$; $\eta_l = 4{,}48.10^{-4}\ \frac{N\ seg}{m^2}$; $c_{pl} = 4184\ \frac{J}{kg^oC}$

$$h_{cF_{hor.}} = 0{,}725\ \sqrt[4]{\frac{\rho_l^2\, g\, r_{l\text{-}v}\ k_l^3}{\eta_l\ d\ (T_s - T_{pF})}} = 0{,}725\ \sqrt[4]{\frac{980{,}9^2 \text{ x } 9{,}8 \text{ x } 2{,}318.10^6 \text{ x } 0{,}661^3}{4{,}48.10^{-4} \text{ x } 0{,}013\ (349 - 325)}} = 10568\ \frac{W}{m^2\ ^oC}$$

b) Condensación en tubo vertical

b-1) Si se considera como una placa vertical de sección (π d L)

$$h_{cF_{vert.}} = 1{,}13\ \sqrt[4]{\frac{\rho_l^2\, g\, r_{l\text{-}v}\ k_l^3}{\eta_l\ L\ (T_s - T_{pF})}} = 1{,}13\ \sqrt[4]{\frac{980{,}9^2 \text{ x } 9{,}8 \text{ x } 2{,}318.10^6 \text{ x } 0{,}661^3}{4{,}48.10^{-4} \text{ x } 1{,}5 \text{ x } (349 - 325)}} = 5025\ \frac{W}{m^2\ ^oC}$$

b-2) De otra forma, *Condensación en tubo vertical*

$$\frac{h_{cF_{hor.}}}{h_{cF_{vert.}}} = 0{,}77\ \sqrt[4]{\frac{L}{D}} \quad \Rightarrow \quad h_{cF_{vert.}} = \frac{h_{cF_{hor.}}}{0{,}77\ \sqrt[4]{\frac{L}{D}}} = \frac{10568}{0{,}77\ \sqrt[4]{\frac{1{,}5}{0{,}013}}} = 4187\ \frac{W}{m^2\ ^oC}$$

b-3) De otra forma, *Condensación en tubo vertical*

$$h_c = 1{,}5\ g^{1/3}\ \alpha_1\ f_6(T)\ ,\ \text{con: } f_6(T) = \left(\frac{\rho^2\ k^3}{\eta}\right)^{1/3}\ ;\ \left\{\begin{array}{l}\text{Tubos horizontales: } \alpha_1 = \left(\frac{L}{4\ G}\right)^{1/3}\ ;\ Re = \frac{4\ G}{\eta_l\ L} \\ \text{Tubos verticales: } \alpha_1 = \left(\frac{\pi\ d}{4\ G}\right)^{1/3}\ ;\ Re = \frac{4\ G}{\eta_l\ \pi\ d}\end{array}\right.$$

El nº de Re en la parte inferior del tubo vertical es:

$$Re = \frac{4}{3}\left(\frac{4\ k_l\ L\ (T_s - T_{pF})\ g^{1/3}\rho_l^{2/3}}{\eta_l^{5/3} r_{l\text{-}v}}\right) = \frac{4}{3}\left(\frac{4 \text{ x } 0{,}661 \text{ x } 1{,}5 \text{ x } 24 \text{ x } 9{,}8^{1/3} \text{ x } 980{,}9^{2/3}}{(4{,}48.10^{-4})^{5/3} \text{ x } 2{,}318.10^6}\right)^{3/4} = 576{,}4 < 1800 \text{ (laminar)}$$

Para tubos verticales se tiene:

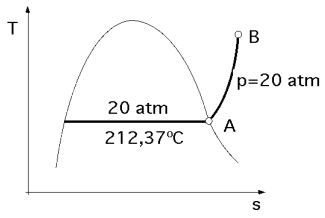
$$Re = \frac{4\ G}{\pi\ d\ \eta_l} \quad \Rightarrow \quad G = \frac{\pi\ d\ \eta_l\ Re}{4} = \frac{\pi \text{ x } 0{,}013 \text{ x } 4{,}48.10^{-4} \text{ x } 576{,}4}{4} = 2{,}64.10^{-3}\ \frac{N\ seg}{m} = 2{,}64.10^{-3}\ \frac{kg}{seg}$$

$f_6(T) \cong 830$

$$h_{cF_{vert.}} = 1{,}5\ g^{1/3}\ \alpha_1\ f_6(T) = 1{,}5\ g^{1/3}\left(\frac{\pi\ d}{4\ G}\right)^{1/3} f_6(T) = 1{,}5 \text{ x } 9{,}8^{1/3}\left(\frac{\pi \text{ x } 0{,}013}{4 \text{ x } 2{,}64.10^{-3}}\right)^{1/3} \text{x } 830 = 4180\ \frac{W}{m^2\ ^oC}$$

****

VI.11.- Se quieren recalentar 10 Tm/hora de vapor de agua saturado a la presión de 20 atm hasta los 400ºC. Para ello se utilizan los humos procedentes de un hogar, con una velocidad de entrada de 9,5 m/seg, que llegan al recalentador a 700ºC y salen del mismo a 500ºC. El recalentador está formado por un haz de tubos horizontales dispuestos en alineación rectangular, con corriente de humos perpendicular a las generatrices de los mismos.
Las características de los tubos son, diámetro interior, 50 mm; diámetro exterior, 60 mm ; longitud de cada tubo, L = 20 m; conductividad térmica, k = 50 Kcal/hmºC
El recalentador tiene 5 tubos por fila



Coeficiente de película humos-tubos: $h_{C(humos)}$ = 40 Kcal/h.m².ºC
Coeficiente de película vapor de agua-tubos: $h_{C(vapor\ de\ agua)}$ = 1.000 Kcal/h.m².ºC
Determinar
a) El nº de tubos que conforman el recalentador, y el nº de filas
b) La temperatura media de la superficie exterior de la pared de los tubos
c) La velocidad del vapor de agua a la salida en m/seg

RESOLUCIÓN
Punto (B) : $i_B = 775{,}5$ (Kcal/kg) Punto (A) : $i_A = 668{,}6$ (Kcal/kg)
$r_{l\text{-}v} = 1890{,}4$ (kJ/kg) = 451,6 (Kcal/kg)

a) Nº de tubos que conforman el recalentador

$$Q = G_{vapor}\,(i_B - i_A) = 10000\ \frac{kg_{vapor}}{hora}\ (775{,}5 - 668{,}5)\ \frac{Kcal}{kg_{vapor}} = 1070000\ \frac{Kcal}{hora}$$

$$U_e = \frac{1}{\frac{r_e}{r_i\,h_{C(vapor)}} + \frac{r_e}{k}\ln\frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{h_{C(humos)}}} = \frac{1}{\frac{0{,}03}{0{,}025\ x\ 1000} + \frac{0{,}03}{50}\ln\frac{0{,}03}{0{,}025} + \frac{1}{40}} = 38\ \frac{Kcal}{h.m^2.ºC}$$

$$(LMTD) = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} = \left| \begin{array}{l} \Delta T_2 = 700 - 400 = 300 \\ \Delta T_1 = 500 - 212{,}37 = 287{,}63 \end{array} \right| = \frac{300 - 287{,}63}{\ln(300/287{,}63)} = 293{,}77ºC$$

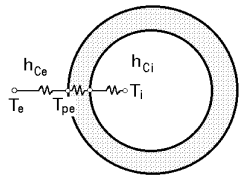
Cálculo del factor F de corrección de la (LMTD),
Flujos cruzados con mezcla de ambos fluidos

$$\text{Factor F de corrección de la LMTD: } \begin{cases} P = \dfrac{T_{F_2} - T_{F_1}}{T_{C_1} - T_{F_1}} = \dfrac{400 - 212{,}37}{700 - 212{,}37} = 0{,}3847 \\ Z = \dfrac{T_{C_1} - T_{C_2}}{T_{F_2} - T_{F_1}} = \dfrac{700 - 500}{400 - 212{,}37} = 1{,}066 \end{cases} \Rightarrow \quad F = 0{,}95$$

Superficie de intercambio térmico: $A_e = \dfrac{Q}{U\,F\,(LMTD)} = \dfrac{1.070.000}{38\ x\ 293{,}77\ x\ 0{,}95} = 100{,}89\ m^2$

Nº de tubos: $\dfrac{A_e}{\pi\,d_e L} = \dfrac{100{,}89}{\pi\ x\ 0{,}06\ x\ 20} = 26{,}7$ tubos (Se considerarán 25, por tener cada fila 5)

Calor por tubo: $q_{tubo} = \dfrac{1.070.000}{25} = 42.800\ \dfrac{Kcal}{hora(tubo)}$



b) Temperatura media de la superficie exterior de la pared de los tubos

$$Q_{tubo} = h_{Ce}\,A_e\,(T_e - T_{pe}),\ \text{con: } A_e = \pi\,d_e L = \pi\ x\ 0{,}06\ x\ 20 = 3{,}77\ m^2$$

$$T_{pe} = T_e - \frac{Q_{tubo}}{h_{Ce}\ A_e} = \left| \begin{array}{l} T_e = \dfrac{700 + 500}{2} = 600ºC \\ h_{Ce} = 40\ Kcal/hm^2\ ºC \end{array} \right| = 600 - \frac{42800}{40\ x\ 3{,}77} = 316{,}17ºC$$

DE OTRA FORMA:

$$Q_{tubo} = \frac{T_{pe} - T_{pi}}{\frac{\ln(r_e/r_i)}{2\,\pi\,k\,L}} = \frac{T_{pi} - T_i}{\frac{1}{h_{C_i}A_i}} = \frac{T_{pe} - T_i}{\frac{\ln(r_e/r_i)}{2\,\pi\,k\,L} + \frac{1}{h_{C_i}A_i}} \quad \Rightarrow \quad T_{pe} = T_i + q_{tubo}\left\{\frac{\ln(r_e/r_i)}{2\,\pi\,k\,L} + \frac{1}{h_{C_i}A_i}\right\} =$$

$$= \left| \begin{array}{l} T_i = \dfrac{212{,}37 + 400}{2} = 306{,}18ºC \\ A_i = \pi\,d_i\,L \end{array} \right| = 306{,}18 + 42800\left(\frac{1}{1000\ \pi\ x\ 0{,}05\ x\ 20} + \frac{\ln(0{,}06/0{,}05)}{2\ \pi\ x\ 50\ x\ 20}\right) = 321ºC$$

c) *Velocidad del vapor de agua en m/seg:*

ci) $\dfrac{\frac{10000}{3600}}{25\ tubos}\ \dfrac{kg}{seg} = u_{vapor}\ \dfrac{\pi\ x\ 0{,}05^5}{4} \quad \Rightarrow \quad u_{vapor} = 56{,}59\ \dfrac{kg}{seg\ m^2}$

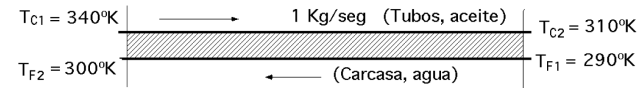
Para el vapor recalentado a 20 atm y 400ºC, el volumen específico es: $v \cong 0{,}151\ (m^3/kg)$

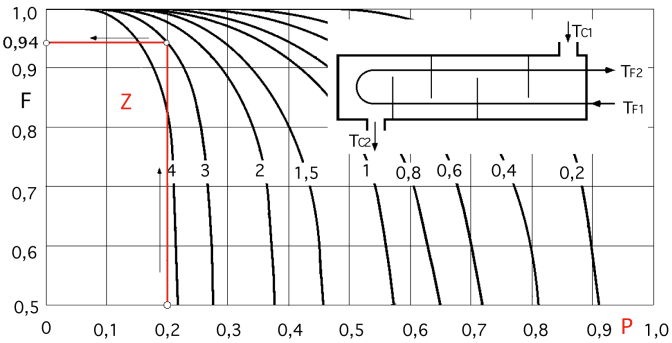
Velocidad del vapor: $u_{vapor} = 56{,}59\ (kg/seg\ m^2)\ x\ 0{,}151\ (m^3/kg) = 8{,}55\ (m/seg)$

****

VI.12.- Se dispone de los siguientes datos a partir de un ensayo de rendimiento de un intercambiador de calor formado por una carcasa y doble paso de tubos. Por el interior de los tubos circula aceite de c_{Cp} = 2100 Joules/kg°K, que penetra en los mismos a 340°K y velocidad másica G de 1 kg/seg, y sale a 310°K. Por la carcasa circula agua, de forma que cuando entra en la misma, la temperatura correspondiente es de 290°K y sale a 300°K. Una variación en las condiciones de servicio exige el enfriamiento de un aceite semejante desde una temperatura inicial de 370°K, pero con una velocidad de flujo igual a los tres cuartos de la velocidad utilizada en el ensayo previo. Con estos datos determinar la temperatura de salida del aceite, suponiendo que el agua no modifica sus características.

RESOLUCIÓN





$\Delta T_2 = T_{C1} - T_{F2} = 340 - 300 = 40ºC$

$\Delta T_1 = T_{C2} - T_{F1} = 310 - 290 = 20ºC$

Factor F de corrección de la LMTD:

$$\begin{cases} P = \dfrac{T_{F_2} - T_{F_1}}{T_{C_1} - T_{F_1}} = \dfrac{300 - 290}{340 - 290} = 0,2 \\ Z = \dfrac{T_{C_1} - T_{C_2}}{T_{F_2} - T_{F_1}} = \dfrac{340 - 310}{300 - 290} = 3 \end{cases} \Rightarrow F = 0,94$$

$$\Delta T = F\,(LMTD) = F\,\frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = 0,94\,\frac{40 - 20}{\ln(40/20)} = 27,12ºC$$

Capacidad calorífica del aceite: $C_C = 1\ (kg/seg) \times 2100\ (J/kgºC) = 2100\ W/ºC$

Capacidad calorífica del agua: $C_F = C_C\,\dfrac{T_{C_1} - T_{C_2}}{T_{F_2} - T_{F_1}} = 2100\,\dfrac{W}{ºC} \times \dfrac{340 - 310}{300 - 290} = 6300\,\dfrac{W}{ºC}$

$$Q = U\,A\,\Delta T = m_C\,c_{pC}\,(T_{C_1} - T_{C_2})$$

$$U\,A = \frac{m_C\ c_{pC}\,(T_{C_1} - T_{C_2})}{\Delta T} = \frac{1\ (kg/seg) \times 2100\ (J/kgºC) \times (340 - 310)\ ºC}{27,2\ ºC} = 2323\,\frac{W}{ºC}$$

$$NTU = \frac{U\,A}{C_{mín}} = \frac{2323}{2100} = 1,106$$

La variación en el servicio exige un enfriamiento del aceite desde una temperatura inicial $T_{C1*} = 370ºK$, pero con una velocidad de flujo igual a los 3/4 de la velocidad utilizada en el ensayo previo, $u_{aceite*} = (3/4)\,u_{aceite}$

Esto va a afectar al valor del coeficiente de película del aceite h_{ci}, y por lo tanto al de $(UA)_e$:

$$U_e\ A_e = \frac{1}{\dfrac{1}{A_i\,h_{ci}} + \dfrac{1}{2\,\pi\,k\,L}\ln\dfrac{r_e}{r_i} + \dfrac{1}{A_e\,h_{ce}}} = \frac{1}{\dfrac{1}{A_i\,h_{ci}} + Cte}$$

También va a afectar al valor del nº de Nu correspondiente, por cuanto hay una variación de la velocidad del aceite que afecta al nº de Re: $Nu = 0,023\ Re^{0,8}\ Pr^{0,3}$

El nuevo valor de Re^* será proporcional a $\dfrac{3\,Re}{4}$, es decir: $Re^* = \dfrac{3\,Re}{4}$

El nuevo valor de Nu* es:

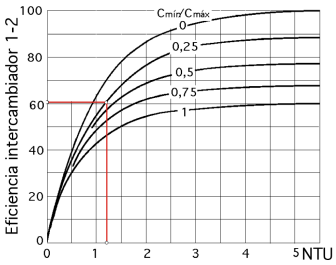
$$\begin{cases} Nu_{(aceite)} = \dfrac{h_{c(aceite)}\,d}{k} \\ Nu^*_{(aceite)} = \dfrac{h^*_{c(aceite)}\,d}{k} \end{cases} \Rightarrow \frac{Nu_{(aceite)}}{Nu^*_{(aceite)}} = \frac{\dfrac{h_{c(aceite)}\,d}{k}}{\dfrac{h^*_{c(aceite)}\,d}{k}} = \frac{h_{c(aceite)}}{h^*_{c(aceite)}} = \frac{Nu_{(aceite)}}{(\frac{3}{4})^{0,8}\,Nu_{(aceite)}} = \frac{1}{(\frac{3}{4})^{0,8}}$$

$$h^*_{C\,(aceite)} = (\frac{3}{4})^{0,8}\ h_{C\,(aceite)}$$

A su vez, en primera aproximación se puede aceptar que:

$$(U\,A)_e = \frac{1}{\dfrac{1}{A_i h_{C\,(aceite)}} + Cte} \quad \Rightarrow \quad Cte = \frac{1}{(U\,A)_e} - \frac{1}{A_i h_{C\,(aceite)}}$$

$$(U*A)_e = \frac{1}{\frac{1}{A_i h^*_{C\ (aceite)}} + Cte} \quad \Rightarrow \quad Cte = \frac{1}{(U*A)_e} - \frac{1}{A_i\,(0,75)^{0,8} h_{C\ (aceite)}}$$



Si se considera que la Cte es muy pequeña:

$$\left.\begin{aligned} \frac{1}{(U\,A)_e} - \frac{1}{A_i h_{C\ (aceite)}} = 0 \\ \frac{1}{(U*A)_e} - \frac{1}{A_i\,(0,75)^{0,8} h_{C\ (aceite)}} = 0 \end{aligned}\right\} \Rightarrow \frac{(U*A)_e}{(U\,A)_e} = \frac{A_i\ (0,75)^{0,8} h_{C\ (aceite)}}{A_i h_{C\ (aceite)}} = 0,75^{0,8}$$

$$(U*A)_e = 0,75^{0,8}\,(U\,A)_e = 0,75^{0,8} \times 2323 = 1845,4\ \frac{W}{^oK}$$

$$\left.\begin{aligned} NTU* = \frac{(U*A)_e}{C_{mín}} = \frac{1845,4\ (W/^oK)}{(0,75 \times 1\ kg/seg) \times 2100\ J/kg^oK} = 1,1717 \\ \frac{C^*_{mín}}{C_{máx}} = \frac{(0,75 \times 1\ kg/seg) \times 2100\ J/kg^oK}{6300} = 0,25 \end{aligned}\right\} \Rightarrow \varepsilon* = 0,61$$

La nueva temperatura de salida del aceite es:

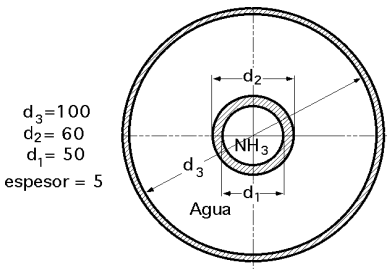
$$T^*_{C2} = T_{C1} - (T_{C1} - T_{F1})\,\frac{\varepsilon^*\,C^*_{mín}}{C_C} = 370 - \{(370 - 290) \times 0,61 \times 0,25\} = 357,8^oK = 84,8^oC$$

****

VI.13.- Se dispone de dos tuberías de acero, concéntricas, de diámetros interiores 50 mm y 100 mm y espesor 5 mm. Por la tubería interior circula amoníaco líquido, que penetra a la temperatura de 20°C y velocidad 3 m/seg, mientras que por el extremo opuesto del espacio anular penetra agua a 80°C y velocidad 1,5 m/seg. La longitud de las tuberías es de 100 m y la conductividad térmica del acero de 40 W/m°C. Se supondrá no existen pérdidas térmicas.

Datos NH_3 : $k = 0,5\ (W/m^oC)$; $\rho = 580\ (kg/m^3)$; $c_p = 5\ (kJ/kg^oC)$; $\nu = 0,34.10^{-6}\ (m^2/seg)$; $Pr = 2$

Datos H_2O : $k = 0,66\ (W/m^oC)$; $\rho = 985\ (kg/m^3)$; $c_p = 4,186\ (kJ/kg^oC)$; $\nu = 0,48.10^{-6}\ (m^2/seg)$; $Pr = 3$



Determinar:
a) Los coeficientes de convección correspondientes
b) El coeficiente global de transmisión de calor referido a la sección exterior del tubo interior
c) La temperatura de salida de los dos fluidos
d) El calor intercambiado

RESOLUCIÓN

a) Coeficientes de convección

- Coeficiente de convección del NH_3, Tubo de diámetro d_1 (calentamiento)

$$\text{Masa del } NH_3 = V\,\rho = \frac{\pi\,d^2}{4} u_F\,\rho = \frac{\pi \times 0,05^2}{4}\ m^3 \times 3\ \frac{m}{seg} \times 580\ \frac{kg}{m^3} = 3,4165\ \frac{kg}{seg} = 12300\ \frac{kg}{hora}$$

$$Re_{NH_3} = \frac{u\,d_1}{n}\Big\rangle_{NH_3} = \frac{3 \times 0,05}{0,34.10^{-6}} = 441176$$

$$Nu_{NH_3} = 0,023\ Re^{0,8}\ Pr^{0,4} = 0,023 \times 441176^{0,8} \times 2^{0,4} = 995 \quad \Rightarrow \quad h_{C_{NH_3}} = \frac{995 \times 0,5}{0,05} = 9950\ \frac{W}{m^2\,^oK}$$

Coeficiente de convección del Agua, tubería anular (enfriamiento)

$$Re_{agua} = \frac{u\,d_h}{\nu}\Big\rangle_{agua} = \left| d_{h(agua)} = 4\,\frac{\frac{\pi}{4}(d_3^2 - d_2^2)}{\pi\,(d_3 + d_2)} = d_3 - d_2 = 100 - 60 = 40\ mm \right| = \frac{1,5 \times 0,04}{0,48.10^{-6}} = 125000$$

$$Nu_{agua} = 0{,}023\ Re_{d_h}^{0,8} Pr^{0,3} = 0{,}023 \times 125000^{0,8} \times 3^{0,3} = 382{,}3 \quad \Rightarrow \quad h_{C_{agua}} = \frac{382{,}3 \times 0{,}66}{0{,}04} = 6307{,}75\ \frac{W}{m^2\ ºK}$$

b) Coeficiente global de transmisión de calor referido a la sección exterior (2) del tubo interior

$$U_2 = \frac{1}{\frac{r_2}{r_i\ h_{c(NH3)}} + \frac{r_2}{k} \ln\frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{h_{c(H2O)}}} = \frac{1}{\frac{30}{25 \times 9950} + \frac{0{,}03}{40} \ln\frac{30}{25} + \frac{1}{6307{,}75}} =$$

$$= \frac{1}{0{,}0001206 + 0{,}00013674 + 0{,}0001585} = 2400\ \frac{W}{m^2\ ºK}$$

c) Temperatura de salida de los fluidos

$$C_{NH_3} = (m\ c_p)_{NH_3} = 12300\ \frac{kg}{hora}\ 5\ \frac{kJ}{kgºC} = 61500\ \frac{kJ}{hºC} = 17{,}08\ \frac{kJ}{segºC}$$

$$C_{H_2O} = (m\ c_p)_{H_2O} = \left| m = V\ \rho = \frac{\pi\ (d_3^2 - d_2^2)}{4}\ u_F\ \rho = \frac{\pi\ (0{,}1^2 - 0{,}06^2)\ m^2}{4}\ 1{,}5\ \frac{m}{seg}\ 985\ \frac{kg}{m^3} = 7{,}43\ \frac{kg}{seg} = 26736\ \frac{kg}{hora} \right| =$$

$$= 26736\ \frac{kg}{hora}\ 4{,}186\ \frac{kJ}{kgºC} = 111918\ \frac{kJ}{hºC} = 31{,}088\ \frac{kJ}{segºC}$$

luego: $\begin{cases} C_{mín} = 17{,}08\ (kJ/segºC)_{Amoniaco} = C_F \\ C_{máx} = 31{,}088\ (kJ/segºC)_{Agua} = C_C \end{cases}$

Superficie de intercambio térmico: $A_2 = 2\ \pi\ r_2\ L = 2\ \pi \times 0{,}03 \times 100 = 18{,}85\ m^2$

$$NTU = \frac{(A\ U)_2}{C_{mín}} = \frac{18{,}85\ m^2 \times 2400\ (W/m^2\ °C)}{17{,}08\ (kJ/seg\ ºC)} = 2{,}6486 \quad ; \quad \frac{C_{mín}}{C_{máx}} = \frac{17{,}03}{31{,}088} = 0{,}5494$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\{NTU\ (\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1)\}}{1 - \frac{C_{mín}}{C_{máx}} \exp\{NTU\ (\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1)\}} = \frac{1 - e^{2{,}6486\ (0{,}5494\ -\ 1)}}{1 - 0{,}5494 \times e^{2{,}6486\ (0{,}5494\ -\ 1)}} = 0{,}8361$$

$$T_{C_2} = T_{C_1} - (T_{C_1} - T_{F_1})\ \frac{\varepsilon\ C_{mín}}{C_C} = 80 - (80 - 20) \times 0{,}5494 \times 0{,}8361 = 52{,}5ºC\ \text{(Salida agua)}$$

$$T_{F_2} = T_{F_1} + (T_{C_1} - T_{F_1})\ \frac{\varepsilon\ C_{mín}}{C_F} = 20 + (80 - 20)\ e = 20 + (60 \times 0{,}8361) = 70{,}17ºC\ \text{(Salida amoníaco)}$$

d) Calor intercambiado

$$Q = U\ A\ \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = \varepsilon\ C_{mín}\ (T_{C_1} - T_{F_1}) = \left| \begin{matrix} \Delta T_2 = 80 - 71{,}17 = 9{,}83 \\ \Delta T_1 = 52{,}5 - 20 = 32{,}5 \end{matrix} \right| = 2400\ \frac{W}{m^2\ ºK}\ 18{,}85\ m^2\ \frac{9{,}83 - 32{,}5}{\ln\frac{9{,}83}{32{,}5}} ºK = 857{,}66\ kW$$

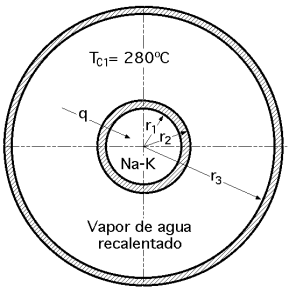
ó también:

$$Q = \varepsilon\ C_{min}\ (T_{C1} - T_{F1}) = 0{,}8361 \times 17{,}08\ (80 - 20) = 856{,}8\ kW$$

****

VI.14.- A través del espacio anular formado por dos tuberías de 108 y 159 mm de diámetros exteriores y espesores respectivos 3,5 y 4,5 mm, se inyecta vapor recalentado a 13,6 atm., 280°C y velocidad 1,5 m/seg. Por la tubería interior circula una mezcla de sodio y potasio en proporción de 56% y 44% respectivamente, a la temperatura de 150°C y velocidad 3 m/seg. Determinar:

a) El calor transmitido a la mezcla por metro lineal de tubería si ésta es de acero inoxidable 18-8, y se mantienen constantes las temperaturas de los fluidos



b) Si las temperaturas de los fluidos son variables, hallar las temperaturas de salida y el calor intercambiado
Datos vapor de agua:
ρ*=5,647 kg/m³;* η*=6,859.10⁻² kg/hm.;* k*=3,438.10⁻² Kcal/h.m°C;* c_p*=0,539 Kcal/kg°C; Pr=1,072*
Datos mezcla de 56% de sodio y 44% de potasio:
ρ^**=874,24 kg/m³;* η^**=1,666 kg/hm;* k^**=22,457 Kcal/h.m°C;* c_p^**=0,2654 Kcal/kg°C ; Pr*=0,0203*
Acero inoxidable 18-8: k*=14 Kcal/h.m°C*

RESOLUCIÓN

$r_1 = \dfrac{108 - 7}{2} = 50{,}5$ mm ; $r_2 = \dfrac{108}{2} = 54$ mm ; $r_3 = \dfrac{159 - 9}{2} = 75$ mm

a) Coeficiente de convección h_{c1} correspondiente al metal líquido

El metal líquido se calienta en el tubo de radio r_1 . El flujo de calor desde la pared interior es uniforme

$$Nu = 4{,}82 + 0{,}185\ Pe^{0{,}827} = \left| \begin{array}{l} Re_1 = \dfrac{u_1\ d_1}{\nu^*} = \dfrac{3\ m/seg \times 0{,}101\ m}{\dfrac{1{,}666\ kg/hm}{874{,}24\ kg/m^3}} \times 3600\ \dfrac{seg}{hora} = 572400 \\ Pe_1 = Re_1 Pr^* = 572400 \times 0{,}0203 = 11620\ \text{(Un poco elevado)} \end{array} \right| = 4{,}82 + 0{,}0185 \times 11620^{0{,}827} = 47{,}4$$

$$h_{C_1} = \frac{47{,}4 \times 22{,}457\ \dfrac{Kcal}{h\ m ºC}}{0{,}101 m} = 10540\ \frac{Kcal}{h\ m^2\ ºC}$$

a) Coeficiente de convección h_{c2} correspondiente al vapor recalentado

El vapor recalentado se enfría en el tubo anular de radios r_2 y r_3

$$Re_{vapor\ agua} = \left(\frac{u\ d_h}{\nu}\right)_{v.agua} = \left| d_{h(v.agua)} = d_3 - d_2 = 150 - 108 = 42\ mm \right| = \frac{1{,}5\ (m/seg) \times 0{,}042\ m}{\dfrac{6{,}859.10^{-2}\ (kg/hm)}{5{,}647 (kg/m^3)}} \times 3600\ \frac{seg}{h} = 18672{,}4$$

$$Nu_{v.agua} = 0{,}023\ Re_{d_h}^{0{,}8} Pr^{0{,}3} = 0{,}023 \times 18672{,}4^{0{,}8} \times 1{,}072^{0{,}3} = 61{,}34 \quad \Rightarrow \quad h_{C_{v.\ agua}} = \frac{61{,}34 \times 3{,}438.10^{-2}}{0{,}042} = 50{,}21\ \frac{Kcal}{h\ m^2\ ºK}$$

Calor intercambiado en el supuesto de que las temperaturas de ambos fluidos permanezcan constantes:

$$q = \frac{2\pi\ (280\ -\ 150)}{\dfrac{1}{r_1\ h_{C1}} + \dfrac{1}{k_{acero}\ L} \ln\dfrac{r_2}{r_1} + \dfrac{1}{r_2\ h_{c(v.\ de\ agua)}}} = \frac{2\pi\ (280\ -\ 150)}{\dfrac{1}{(50{,}5 \times 10^{-3}) \times 10540} + \dfrac{1}{14 \times 1} \ln\dfrac{54}{50{,}5} + \dfrac{1}{(54 \times 10^{-3}) \times 50{,}21}} =$$

$$= \frac{2\pi\ (280\ -\ 150)}{0{,}0018787\ +\ 0{,}00478\ +\ 0{,}3688} = 2.175{,}35\ \frac{Kcal}{h.m.}$$

Calor intercambiado en el supuesto de que el vapor de agua recalentado entra a la temperatura T_{C1} = 280ºC, y el metal líquido entra a $T_{F!}$ = 150ºC. No se conocen las temperaturas finales

Seguiremos el método de la eficiencia:

$$U_2 = \frac{1}{\dfrac{r_2}{r_i\ h_{C1}} + \dfrac{r_2}{k} \ln\dfrac{r_2}{r_1} + \dfrac{1}{h_{C(v.\ de\ agua)}}} = \frac{1}{\dfrac{54}{50{,}5 \times 10540} + \dfrac{0{,}054}{14} \ln\dfrac{50}{50{,}5} + \dfrac{1}{50{,}21}} =$$

$$= \frac{1}{0{,}000010145\ +\ 0{,}00025847\ +\ 0{,}019916} = 48{,}7\ \frac{Kcal}{h.m^2.ºC}$$

Temperatura de salida de los fluidos:

$$C_{metal\ líquido} = (m\ c_p)_{metal\ líq.} = \left| m_{metal\ líq.} = \Omega_1\ u_1\ \rho^* = \frac{\pi\ d_1^2}{4}\ u_1\ \rho^* = \frac{\pi \times 0{,}101^2}{4}\ m^2 \times 3\ \frac{m}{seg} \times 874{,}24\ \frac{kg}{m^3} = 21\ \frac{kJ}{seg} \right| =$$

$$= 21\ \frac{kJ}{seg} \times 0{,}2654\ \frac{Kcal}{kgºC} = 5{,}5768\ \frac{Kcal}{segºC}$$

$$C_{vapor\ agua} = \left| m_{v.agua} = \Omega_2\ u_{agua}\rho = \frac{\pi\,(d_3^2 - d_2^2)}{4}\ u_{agua}\rho = \frac{\pi\,(0{,}15^2 - 0{,}108^2)\ m^2}{4} \times 1{,}5\ \frac{m}{seg} \times 5{,}647\ \frac{kg}{m^3} = 0{,}07208\ \frac{kg}{seg} \right| =$$

$$= 0{,}07208\ \frac{kg}{seg} \times 0{,}539\ \frac{Kcal}{kg\,ºC} = 0{,}03885\ \frac{Kcal}{seg\,ºC}$$

$C_{mín} = 0{,}03885\ (Kcal/seg ºC) = C_{vapor\ agua}$; $C_{máx} = 5{,}5768\ (Kcal/seg ºC) = C_{metal\ líquido}$

Superficie de intercambio térmico:

$A_2 = 2\,\pi\,r_2\ L = 2\,\pi \times 0{,}054 \times 1 = 0{,}3393\ m^2$ (por 1 m de longitud de tubería)

$$NTU = \frac{(A\ U)_2}{C_{mín}} = \frac{0{,}3393\ m^2 \times 48{,}7\ (Kcal/h\ m^2\ ºC)}{0{,}03885\ (Kcal/seg\ ºC)} \times \frac{1}{3600\ (seg/hora)} = 0{,}118 \quad ; \quad \frac{C_{mín}}{C_{máx}} = \frac{0{,}03885}{5{,}5768} = 0{,}006966$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\{NTU\,(\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1)\}}{1 - \frac{C_{mín}}{C_{máx}}\exp\{NTU\,(\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1)\}} = \frac{1 - e^{0{,}118\,(0{,}006966\ -\ 1)}}{1 - 0{,}006966 \times e^{0{,}118\,(0{,}006966\ -\ 1)}} = 0{,}11126$$

Temperatura de salida del vapor de agua:

$$T_{C_2} = T_{C_1} - (T_{C_1} - T_{F_1})\ \frac{\varepsilon\ C_{mín}}{C_C} = \left| C_{mín} = C_C = C_{v.agua} \right| = T_{C_1} - (T_{C_1} - T_{F_1})\ \varepsilon = 280 - (280 - 150) \times 0{,}11126 = 265{,}5ºC$$

Temperatura de salida del metal líquido:

$$T_{F_2} = T_{F_1} - (T_{C_1} - T_{F_1})\ \frac{\varepsilon\ C_{mín}}{C_F} = 150 + (280 - 150) \times 0{,}006966 \times 0{,}11126 = 150{,}1ºC \text{(apenas aumenta)}$$

Calor intercambiado:

$$Q = \varepsilon\ C_{mín}\,(T_{C1} - T_{F1}) = 0{,}11126 \times 0{,}03885\ \frac{Kcal}{seg\,ºC} \times (280 - 150)ºC = 0{,}562\ \frac{Kcal}{seg} = 2022\ \frac{Kcal}{hora}\ \text{(por 1 m lineal)}$$

ó también:

$$Q = U\ A\ \frac{\Delta T_2\ -\ \Delta T_1}{\ln\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = \left| \begin{array}{l} \Delta T_2 = 280 - 150{,}1 = 129{,}9 \\ \Delta T_1 = 265{,}5 - 150 = 115{,}5 \end{array} \right| = 48{,}7 \times 0{,}3393 \times \frac{129{,}9 - 115{,}5}{\ln\frac{129{,}9}{115{,}5}} = 2025{,}15\ \frac{Kcal}{hora}$$

****

VI.15.- En un proceso industrial se desea enfriar un caudal de 5000 m³/hora de gases (velocidad 10 m/seg, desde una temperatura de 300°C hasta 200°C, para lo que se utiliza un caudal volumétrico de aire de 5000 m³/hora, que entra en el dispositivo a una temperatura de 80°C.

Con estos datos se desea realizar el diseño de un recuperador-intercambiador multitubular, para lo cual hay que calcular el número de tubos y la longitud de cada tubo, empleándose tubos normalizados de diámetro exterior d_e = 30 mm y espesor e = 2,5 mm.

Las configuraciones a diseñar son las siguientes:

a) Un intercambiador con circulación en contracorriente

b.1) Un intercambiador de flujos cruzados con mezcla de fluido en la carcasa (aire) y sin mezcla en el otro fluido que circula por el interior de los tubos (gases), y un paso de tubos.

b.2) Un intercambiador de flujos cruzados con mezcla de ambos flujos a la entrada y a la salida, y un paso de tubos

Los gases circulan en ambas configuraciones por el interior de los tubos.

Datos: C_p del aire y de los gases: 0,24 Kcal/kg°C; Densidad del aire y de los gases: 0,85 kg/m³ ; Coeficiente global de transmisión de calor: 40 Kcal/h.m².°C

RESOLUCIÓN

A partir de los datos establecidos e independientemente de la configuración, se puede calcular la T_{salida} del aire considerando no existen pérdidas de calor.

$C_{gases}\,(T_{g(entrada)} - T_{g(salida)}) = C_{aire}\;(T_{a(salida)} - T_{a(entrada)})$

Por el enunciado: $C_{gases} = C_{aire} \;\Rightarrow\; T_{g(entrada)} - T_{g(salida)} = T_{a(salida)} - T_{a(entrada)}$

$T_{a(salida)} = T_{a(entrada)} + \{T_{g(entrada)} - T_{g(salida)}\} = 80 + (300 - 200) = 180ºC$

Calor intercambiado:

$Q = C_{gas}\,(T_{g_{ent}} - T_{g_{sal}}) = 5000\ (m^3/hora) \times 0{,}85\ (kg/m^3) \times 0{,}24\ (Kcal/kgºC)\ (300 - 200)\ ºC = 102000\ Kcal/hora)$

a) Circulación en contracorriente: $\begin{cases} \Delta T_2 = T_{C_1} - T_{F_2} = 300 - 180 = 120ºC \\ \Delta T_1 = T_{C_2} - T_{F_1} = 200 - 80 = 120ºC \end{cases}$

$$(LMTD) = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = \frac{120 - 120}{\ln \frac{120}{120}} = \frac{0}{0} = \left| \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = x \right| = \frac{\Delta T_1\ (x - 1)}{\ln x} = \{\text{ L' Hôpital }\} = \frac{\Delta T_1}{1/x} = x\,\Delta T_1 = \Delta T_2 = 120ºC$$

Superficie total de intercambio: $A = \dfrac{Q}{U\,(LMTD)} = \dfrac{102000}{40 \times 120} = 21{,}25\ m^2$

Longitud total de los tubos: $L = \dfrac{A}{\pi\, d_e} = \dfrac{21{,}25}{0{,}03\,\pi} = 225{,}47\ m$

Sección de paso a través de los tubos: $S_{tubos} = \dfrac{Volumen}{Velocidad} = \dfrac{5000\ (m^3/hora)}{10(m/seg) \times 3600(seg/hora)} = 0{,}139\ m^2$

Sección transversal por tubo: $\Omega_{1\ tubo} = \dfrac{\pi\, d_i^2}{4} = \dfrac{\pi \times 0{,}025^2}{4} = 4{,}9.10^{-4}\,m^2$

Nº de tubos $= \dfrac{S_{tubos}}{\Omega_{1\ tubo}} = \dfrac{0{,}139\ m^2}{4{,}9.10^{-4}\,m^2} = 283$ tubos ; Longitud de cada tubo $= \dfrac{225{,}47}{283} = 0{,}796\ m$

b.1) Flujo cruzado con mezcla de un fluido (aire) en la parte de la carcasa y sin mezcla del otro fluido (gases que circulan por el interior de los tubos) y 1 paso de tubos

Factor F de corrección de la LMTD: $\begin{cases} P = \dfrac{T_{F_2} - T_{F_1}}{T_{C_1} - T_{F_1}} = \dfrac{180 - 80}{300 - 80} = 0{,}455 \\ Z = \dfrac{C_F}{C_C} = 1 \end{cases} \Rightarrow\; F = 0{,}89$

$\Delta T = F\,(LMTD) = 0{,}89 \times 120 = 106{,}8ºC$

Superficie total de intercambio térmico, $A = \dfrac{Q}{U\,F\,(LMTD)} = \dfrac{102000}{40 \times 106{,}8} = 23{,}87\ m^2$

Si se considera un intercambiador de lujos cruzados de un tubo único en forma de serpentín y placas aleteadas:

Longitud total del tubo: $L = \dfrac{A}{\pi\ d_e} = \dfrac{23{,}87}{\pi \times 0{,}03} = 253{,}33\ m$

Si se consideran un intercambiador de flujos cruzados conformado por 1 paso de 283 tubos, se tiene:

Longitud de cada tubo: $\dfrac{253{,}33}{283} = 0{,}895\ m$

b.2) Flujo cruzado con mezcla en ambos fluidos a la entrada y a la salida

Factor F de corrección de la LMTD: $\begin{cases} P = \dfrac{T_{F_2} - T_{F_1}}{T_{C_1} - T_{F_1}} = \dfrac{180 - 80}{300 - 80} = 0{,}455 \\ Z = \dfrac{C_F}{C_C} = 1 \end{cases} \Rightarrow\; F = 0{,}93$

$\Delta T = F\,(LMTD) = 0{,}93 \times 120 = 111{,}6ºC$

Superficie total de intercambio térmico, $A = \dfrac{Q}{U\,F\,(LMTD)} = \dfrac{102000}{40 \times 111{,}6} = 22{,}85\ m^2$

Longitud total de los tubos: $L = \dfrac{A}{\pi\ d_e} = \dfrac{22{,}85}{\pi \times 0{,}03} = 242{,}44\ m$

Longitud de cada tubo: $\frac{242,44}{283} = 0,8566$ m

****

VI.16.- Vapor de agua a 150°C condensa en el exterior de los tubos de un intercambiador horizontal, mientras por el interior de los mismos circula agua a 50°C. El condensador contiene 500 tubos, de diámetro exterior 18 mm, circulando por el mismo 1000 Tm/hora de vapor.
Estimar el coeficiente de transmisión de calor del vapor por convección en el exterior de los tubos, sabiendo que estos tienen 2 metros de longitud, y que existen 10 filas de 50 tubos N=10

RESOLUCIÓN

$$G = \frac{10^6\ (\text{kg/hora})}{3600\ (\text{seg/hora}) \times 500\ \text{tubos}} = 0,556\ \frac{\text{kg vapor por tubo}}{\text{seg}}$$

Las propiedades del fluido se calculan a la media entre la temperatura del vapor de agua y la temperatura media del fluido refrigerante que es muy próxima a la T_{pF}.

$$\text{Propiedades del líquido a, } T = \frac{T_s + T_{pF}}{2} = \frac{150 + 50}{2} = 100ºC \Rightarrow \begin{cases} \rho_l = 958,4\ \text{kg/m}^3 \\ r_{l\text{-}v} = 2114,4\ \text{kJ/kg, (a } T_s = 150ºC) \\ k = 0,682\ \text{W/mºC} \\ \eta_l = 278.10^{-6}\ \text{N.seg/m}^2 \end{cases}$$

$$Re = (\frac{4\ G}{\eta\ L})_l = \frac{4 \times 0,556\ (\text{kg/seg})}{278.10^{-6}\ (\text{Nseg/m}^2) \times 2\ \text{m}} = 4000 > 1800\ \text{(turbulento)}$$

$$h_{cF(1\ tubo)} = 0,0077\ Re^{0,4}\ \ g^{1/3}\ \ f_5\ (T) = \left| f_5\ (100) = 14017 \right| = 0,0077 \times 4000^{0,4} \times 9,8^{1/3} \times 14017 = 6373,4\ \frac{W}{m^2\ ºC}$$

$$h_c = \frac{h_{cF(1\ tubo)}}{\sqrt[4]{N}} = \frac{6373,4}{\sqrt[4]{10}} = 3584\ \frac{W}{m^2.ºC}$$

****

VI.17.- Se colocan concéntricamente dos tuberías de acero de diámetros interiores 48 y 80 mm, y espesor 8 mm. Por la tubería interior penetra agua fría a 0°C y 10 Km por hora y por el extremo opuesto del espacio anular penetra agua caliente a 40°C y 5 Km/hora.
Determinar las temperaturas finales de ambas corrientes teniendo en cuenta que:
- No hay pérdidas de calor al exterior
- El coeficiente de película exterior es de 4.100 Kcal/h.m²°C
- Longitud de las tuberías L= 112 metros
- Conductividad térmica de la tubería: 37 Kcal/h.m°C
Datos del agua: c_p = 1,002 Kcal/kg°C ; ρ = 999,2 kg/m³; η = 4,72 kg/hm; k = 0,504 Kcal/h.m°C ; Pr = 9,41

RESOLUCIÓN
- Coeficiente de película interior:

$$Re_1 = \frac{u_1\ d_1}{\nu} = \frac{10000\ (\text{m/hora}) \times 0,048\ \text{m}}{4,72\ (\text{kg/h m})/\ 999,2\ (\text{kg/m}^3)} = 101613,5$$

$$Nu = 0,023\ (Re)^{0,8}\ (Pr)^{0,4} = 0,023 \times (101,613,5)^{0,8} \times (9,41)^{0,4} = 571,1$$

$$h_{cF} = \frac{k\ Nu}{d_1} = \frac{0,504 \times 571,11}{0,048} = 5996,7\ \frac{\text{Kcal}}{\text{h.m}^2\ °C}$$

- Para conocer las temperaturas finales de ambas corrientes es necesario conocer

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{NTU\ \{\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1\}}}{1 - \frac{C_{mín}}{C_{máx}}\ e^{NTU\ \{\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1\}}}$$

$$C_F = (m\,c_p)_F = \left| m_F = (\Omega\ u\ \rho)_F = \frac{\pi\, d_F^2}{4}\ u_F\ \rho_F = \frac{0{,}048^2\pi}{4}\ m^2 \times 10000\ \frac{m}{h} \times 999{,}2\ \frac{kg}{m^3} = 18081{,}1\ \frac{kg}{h} \right| =$$

$$= 18081{,}1\ (kg/h) \times 1{,}002\ (Kcal/kg^oC) = 18177{,}25\ (Kcal/h^oC)$$

$$C_C = (m\,c_p)_C = \left| m_C = (\Omega\ u\ \rho)_C = \frac{\pi\,(d_3^2 - d_2^2)}{4}\ u_C\ \rho_C = \frac{\pi\,(0{,}08^2 - 0{,}004^2)}{4}\ m^2 \times 5000\ \frac{m}{h} \times 999{,}2\ \frac{kg}{m^3} = 9040{,}5\ \frac{kg}{h} \right| =$$

$$= 9040{,}5\ (kg/h) \times 1{,}002\ (Kcal/kg^oC) = 9058\ (Kcal/h^oC)$$

$$U_2 = \frac{1}{\frac{r_2}{h_{cF}\ r_1} + \frac{r_2}{k}\ln\frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{h_{cC}}} = \left| \begin{matrix} r_1 = 24\ mm \\ r_2 = \frac{48 + 16}{2} = 32\ mm \end{matrix} \right| = \frac{1}{\frac{0{,}032}{0{,}024 \times 5996{,}7} + \frac{0{,}032}{37}\ln\frac{32}{24} + \frac{1}{4100}} = 1398{,}75\ \frac{Kcal}{h\ m^2\ ^oC}$$

Superficie de intercambio térmico: $A_2 = 2\,\pi\, r_2\ L = 2\,\pi \times 0{,}032 \times 112 = 22{,}52\ m^2$

$$NTU = \frac{(A\ U)_2}{C_{mín}} = \frac{22{,}52\ m^2 \times 1398{,}75\ (Kcal/h.m^2\ ^oC)}{9058{,}6\ (Kcal/sh\ ^oC)} = 3{,}477 \quad ; \quad \frac{C_{mín}}{C_{máx}} = \frac{9058{,}6}{18117{,}25} = 0{,}5$$

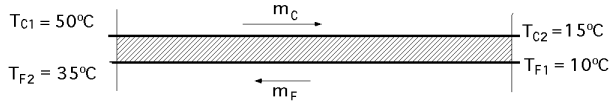
$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\{(NTU)\,(\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1)\}}{1 - \frac{C_{mín}}{C_{máx}}\exp(NTU)\,(\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1)} = \frac{1 - \exp\{(3{,}477)\,(0{,}5 - 1)\}}{1 - 0{,}5 \times \exp(3{,}477)\,(0{,}5 - 1)} = 0{,}9036$$

$$T_{C2} = T_{C1} - (T_{C1} - T_{F1})\ \frac{\varepsilon\ C_{mín}}{C_C} = \left| C_{mín} = C_C \right| = T_{C1} - (T_{C1} - T_{F1})\,\varepsilon = 40 - (40 - 0) \times 0{,}9036 = 3{,}85^oC$$

$$T_{F2} = T_{F1} - (T_{C1} - T_{F1})\ \frac{\varepsilon\ C_{mín}}{C_F} = 0 + (40 - 0) \times 0{,}5 \times 0{,}9036 = 18{,}07^oC$$

****

VI.18.- Por una tubería de refrigeración de diámetro interior d_i = 4 cm. y espesor e = 3 mm, circula agua a la velocidad de 1,5 m/seg, entrando a la temperatura T_{c1} = 50°C y saliendo a T_{c2} = 15°C. El agua a calentar circula en contracorriente, a razón de 0,5 m/seg, entrando a 10°C y saliendo a 35°C. Sabiendo que el coeficiente de conductividad térmica del acero es k = 40 W/m°C, determinar:



a) El caudal de agua que se calienta y la longitud del tubo.

b) Su longitud si se sustituye el intercambiador por otro 2/4

RESOLUCIÓN

FLUIDO QUE CIRCULA POR LA TUBERÍA INTERIOR (SE ENFRÍA):

$T_C = (50 + 15)/2 = 32{,}5^oC$

$$k_C = 0{,}6195\ \frac{W}{m^oC}\ ;\ \rho_C = 994{,}45\ \frac{kg}{m^3}\ ;\ \nu_C = 0{,}7885.10^{-6}\ \frac{m^2}{seg}\ ;\ c_{pC} = 4{,}1776\ \frac{kJ}{kg\ ^oC}\ ;\ Pr_C = 6{,}28$$

$$m_C = S_i u_C = \frac{\pi\, d_i^2}{4}\ u_C = \frac{\pi \times 0{,}04^2 m^2}{4}\ 1{,}5\ \frac{m}{seg} = 1{,}885.10^{-3}\ \frac{m^3}{seg} = 6{,}7858\ \frac{m^3}{hora} \times 994{,}45\ \frac{kg}{m^3} = 6752{,}12\ \frac{kg}{hora}$$

$$Q = m_C\ c_{pC}\ (T_{C_1} - T_{C_2}) = 6752{,}12\ \frac{kg}{hora} \times 4{,}1776\ \frac{kJ}{kg^oC}\ (50 - 15)^oC = 986685\ \frac{kJ}{h} = 274{,}1\ kW = 235710\ \frac{Kcal}{hora}$$

$$Nu = 0{,}023\ Re^{0,8}\,Pr^{0,3} = \left| Re = \frac{1{,}5\ (m/seg) \times 0{,}04\ m}{0{,}7885.10^{-6}\ (m^2/seg)} = 76093 \right| = 0{,}023 \times 76093^{0,8} \times 6{,}28^{0,3} = 320{,}77$$

$$h_{cC} = \frac{320{,}77 \times 0{,}6195\ \frac{W}{m^oC}}{0{,}04m} = 4968\ \frac{W}{m^2\ ^oC}$$

FLUIDO QUE CIRCULA POR EL EXTERIOR DE LA TUBERÍA (SE CALIENTA):

$T_F = (10 + 35)/2 = 22{,}5ºC$

$$k_F = 0{,}6015\ \frac{W}{mºC}\ ;\ \rho_F = 997{,}45\ \frac{kg}{m^3}\ ;\ \nu_F = 0{,}9625.10^{-6}\ \frac{m^2}{seg}\ ;\ c_{pF} = 4{,}1811\ \frac{kJ}{kgºC}\ ;\ Pr_F = 6{,}6875$$

a) Caudal de agua que se calienta

$$Q = m_F\ c_{pF}\ (T_{F_2} - T_{F_1})\quad ;\quad m_F = \frac{Q}{c_{pF}\ (T_{F_2} - T_{F_1})} = \frac{986685\ (kJ/hora)}{4{,}1811\ (kJ/kgºK)\ x\ 25ºC} = 9440\ \frac{Kcal}{hora}$$

$$Nu = 0{,}26\ Re_F^{0,6}\ Pr_F^{0,3} h_c = \left| \begin{array}{l} Re_F = \dfrac{0{,}5\ (m/seg)\ x\ 0{,}046\ m}{0{,}9625.10^{-6}\ (m^2/seg)} = 23896 \\ h_c \approx 1\ (\text{por estar muy próximas las temperaturas}) \end{array} \right| = 0{,}26\ x\ 23896^{0,6}\ x\ 6{,}68^{0,3} = 194{,}78$$

$$h_{cF} = \frac{194{,}78\ x\ 0{,}6015\ \frac{W}{mºC}}{0{,}046\ m} = 2547\ \frac{W}{m^2\ ºC}$$

Longitud L del tubo:

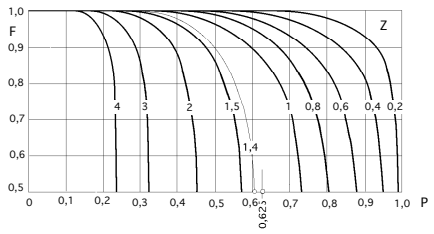
$$U_e = \frac{1}{\frac{r_e}{h_{cF}\ r_i} + \frac{r_e}{k}\ \ln\frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{h_{cC}}} = \frac{1}{\frac{0{,}023}{0{,}02\ x\ 4968} + \frac{0{,}023}{40}\ \ln\frac{0{,}023}{0{,}02} + \frac{1}{2547}} = 1419{,}5\ \frac{W}{m^2\ ºC}$$

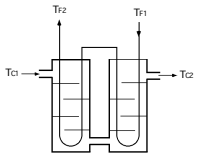
$$Q = (UA)_e\ \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} = \left| \begin{array}{l} A_e = \pi\ d_e L = 0{,}046\ \pi L \\ \Delta T_2 = 50 - 35 = 15ºC \\ \Delta T_1 = 15 - 10 = 5ºC \end{array} \right| = 1419{,}5\ \frac{W}{m^2\ ºC}\ (0{,}046\ \pi L)\ m^2\ \frac{15 - 5}{\ln(15/5)}ºC = 274079\ W$$

Despejando se obtiene: L = 146,78 m

b) Su longitud si se sustituye el intercambiador por otro 2/4:

Factor F de corrección de la LMTD:



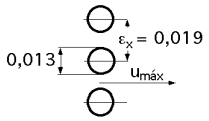


$$\begin{cases} P = \dfrac{T_{F_2} - T_{F_1}}{T_{C_1} - T_{F_1}} = \dfrac{35 - 10}{50 - 10} = 0{,}625 \\ Z = \dfrac{T_{C_1} - T_{C_2}}{T_{F_2} - T_{F_1}} = \dfrac{50 - 15}{35 - 10} = 1{,}4 \end{cases} \Rightarrow$$

$\Rightarrow$ No se encuentra ningún valor para F, por lo que NO HAY SOLUCIÓN en estas condiciones.

****

VI.19.- Para calentar 4600 kg/hora de aire desde una temperatura de 14,5ºC hasta 30ºC, se utiliza vapor de agua a 100ºC, en un intercambiador de flujos cruzados, en el que se impulsa aire por el exterior de un haz de tubos de diámetros 10/13 mm, circulando el aire perpendicular a los mismos.



Cada tubo tiene una longitud de 61 cm y están dispuestos según una malla cuadrada, con una separación entre centros de tubos de 19 mm y formando todo ello un conjunto de 19 filas de tubos.

Determinar

a) El coeficiente global de transmisión de calor

b) El número de tubos por fila, necesarios para alcanzar en el aire las temperaturas prefijadas.

Datos de los tubos: $h_{C\ interior\ tubos}$ = 5000 Kcal/h m²ºC ; k_{tubos} = 90 Kcal/hmºC

Datos del aire: ρ = 1,195 kg/m³ ; η = 65,79.10⁻³ kg/hm ; k = 22,29.10⁻³ Kcal/h.mºC ; c_p = 0,24045 Kcal/kg°C; Pr = 0,71

Datos del vapor: $r_{l\text{-}v}$ = 540 Kcal/kg

RESOLUCIÓN

a) Coeficiente global de transmisión de calor

Cálculo del coeficiente de película exterior h_{ce}

Hay que calcular la velocidad máxima a través del haz de tubos:

$$u_{máx} = \frac{u_F\ e_x}{e_x - d} = \left| u_F = \frac{G/19}{\rho\ \Omega} = \frac{G}{19\ \rho\ L\ e_x} \right| = \frac{G}{19\ \rho\ L\ (e_x - d)}$$

$$= \frac{4600\ kg/hora}{1{,}195\ (kg/m^3) \times 0{,}61\ m \times 19 \times (0{,}019 - 0{,}013)\ m} = 55.355\ \frac{m}{hora} = 15{,}37\ \frac{m}{seg}$$

$$Re_{máx} = \frac{u_{máx}\ d}{\nu} = \frac{55355\ (m/hora) \times 0{,}013\ m}{0{,}006579\ (kg/h\ m)/\ 1{,}195\ (kg/m^3)} = 13071$$

$$Nu_d = C\ Re^n_{máx} Pr^{1/3} = \left| \begin{array}{l} e_x/d = 19/13 = 1{,}46 \\ e_y/d = 19/13 = 1{,}46 \end{array} \right\} \Rightarrow\ C = 0{,}278\ ;\ n = 0{,}62 \left| = 0{,}278 \times 13071^{0{,}62} \times 0{,}71^{1/3} = 88{,}44 \right.$$

$$h_{ce} = \frac{88{,}44 \times 22{,}29.10^{-3}\ (Kcal/h\ m ºC)}{0{,}013\ m} = 151{,}6\ \frac{Kcal}{h\ m^2\ ºC}$$

$$U_e = \frac{1}{\frac{13}{10 \times 5000} + \frac{0{,}013}{90} \ln \frac{0{,}013}{0{,}01} + \frac{1}{151{,}6}} = \frac{1}{2{,}6.10^{-4} + 3{,}79.10^{-5} + 6{,}6.10^{-3}} = 145\ \frac{Kcal}{h\ m^2\ ºC}$$

Cálculo de la (LMTD): $\begin{cases} \Delta T_1 = 100 - 14{,}5 = 85{,}5 ºC \\ \Delta T_2 = 100 - 30 = 70 ºC \end{cases} \Rightarrow\ (LMTD) = \frac{85{,}5 - 30}{\ln (85{,}5/30)} = 77{,}5 ºC$

Cálculo de la temperatura superficial exterior T_{pF}:

$$Q = (U\ A)_e\ (LMTD) = A_e\ h_{ce}\ (T_{pF} - T_F) = \left| T_F = \frac{14{,}5 + 30}{2} = 22{,}25 ºC \right| = A_e\ h_{ce}\ (T_{pF} - 22{,}25)$$

$$U_e\ (LMTD) = h_{ce} (T_{pF} - T_F) \Rightarrow 145 \times 77{,}5 = 150{,}6\ (T_{pF} - 22{,}25) \Rightarrow T_{pF} = 96{,}87 ºC$$

Superficie A_e de intercambio térmico:

$$Q = (U\ A)_e\ (LMTD) = m_F\ c_{pF}\ (T_{F_2} - T_{F_1})^2$$

$$145\ A_e \times 77{,}5 = 4600\ \frac{kg}{hora} \times 0{,}24045\ \frac{Kcal}{kg ºC}\ (30 - 14{,}5) ºC \Rightarrow A_e = 1{,}53\ m^2$$

$A_e = n_{hileras}\ N_{filas}\ \pi\ d_e L = n_{hileras} \times 19\ \pi \times 0{,}013 \times 0{,}61 = 1{,}5305\ m^2$; $n_{hileras} = 3{,}23 \Rightarrow$ 4 tubos por fila

Por ser: $n_{hileras} < 10$, hay que hacer una corrección del coeficiente de película para 4 hileras (o tubos por fila):

Para 4 tubos por fila, en disposición regular: $\Psi = 0{,}90$; $h^*_{ce} = 0{,}90 \times 151{,}6 = 136{,}44\ \frac{Kcal}{h\ m^2\ ºC}$

$$U_e = \frac{1}{\frac{13}{10 \times 5000} + \frac{0{,}013}{90} \ln \frac{0{,}013}{0{,}01} + \frac{1}{136{,}44}} = 131{,}44\ \frac{Kcal}{h\ m^2\ ºC}$$

Superficie de intercambio térmico, $A^*_e = \frac{4600 \times 0{,}24045 \times 15{,}5}{131{,}44 \times 77{,}5} = 1{,}683\ m^2$

****

VI.20.- Una chimenea de fundición k = 50 W/mºK tiene 10 m de altura, un diámetro interior de 0,6 m y un espesor de 1 cm. Por su interior circula un flujo de gases de combustión procedentes de un horno, 1 kg/seg, que penetran por la base de la chimenea a 500ºC; las propiedades medias de los gases de combustión en las condiciones del problema son:

$\rho = 0{,}5183\ kg/m^3$; $Pr = 0{,}7$; $\eta = 6{,}184.10^{-5}\ m^2/seg$; $c_p = 1{,}063\ kJ/kg°C$; $k = 4{,}87.10^{-2}\ W/mºC$.

Por el exterior circula un viento a 14 m/seg y 20ºC, perpendicular a la chimenea; sus propiedades medias respecto a la temperatura media de la pared de la chimenea son:

$\rho = 0{,}911\ kg/m^3$; $Pr = 0{,}7$; $\eta = 2{,}4.10^{-5}\ m^2/seg$; $c_p = 1{,}007\ kJ/kg°C$; $k = 3{,}2.10^{-2}\ W/mºC$

Determinar:

a) Los coeficientes de convección interior y exterior, justificando si los flujos están o no completamente desarrollados

b) El coeficiente global de transmisión de calor respecto a la sección exterior de la chimenea
c) Las pérdidas térmicas al exterior
d) La temperatura de salida de los gases y la temperatura media superficial de la chimenea

---

RESOLUCIÓN

a) Coeficientes de convección interior y exterior

Se puede considerar a la chimenea como un intercambiador de calor compuesto por 1 tubo (chimenea) y el medio exterior a T = Cte.

FLUJO CRUZADO (POR EL EXTERIOR DE LA CHIMENEA)

$$Nu_{d_e} = C\, Re_{d_e}^{n}\, Pr^{1/3} = \left| \begin{array}{c} Re_{d_{ext}} = \dfrac{u_F\, d_{ext}}{\nu} = \dfrac{14 \times 0{,}62}{2{,}4.10^{-5}} = 361666 \\ C = 0{,}0266 \;;\; n = 0{,}805 \end{array} \right| = 0{,}0266 \times 361666^{0{,}805} \times 0{,}7^{1/3} = 704{,}2$$

$$h_{c\ exterior} = \frac{Nu_{d_e}\, k}{d} = \frac{704{,}2 \times 3{,}2 \times 10^{-2}}{0{,}62} = 36{,}34\ \frac{W}{m^2\,ºC}$$

FLUJO POR EL INTERIOR DE LA CHIMENEA

$$u_{gases} = \frac{G_{gases}}{\rho_{gases}\, A_i} = \frac{1\ (kg/seg)}{0{,}5183\ (kg/m^3)\ \pi\ r_i^2} = \left| \, r_i = 0{,}3\ m \, \right| = 6{,}82\ m/seg$$

$$Re_{d_{int}} = \frac{u_{gases}\ d_{int}}{\nu} = \frac{6{,}82 \times 0{,}6}{6{,}184.10^{-5}} = 66207$$

Relación $\dfrac{L}{d_i} = \dfrac{10}{0{,}6} = 16{,}6 < 60$ (el flujo de gases está condicionado a la entrada)

$$Nu_{d_i} = 0{,}036\, Re_{d_1}^{0{,}8}\, Pr^{1/3}\, (\frac{d}{L})^{1/18} = \left| \, 10 < \frac{L}{d} < 100 \, \right| = 0{,}036 \times 66207^{0{,}8} \times 0{,}7^{1/3}\, (\frac{1}{16{,}6})^{1/18} = 196{,}84$$

$$h_{C_{interior}} = \frac{Nu_{d_i}\, k}{d_i} = \frac{196{,}84 \times 4{,}87.10^{-2}}{0{,}6} = 15{,}97\ \frac{W}{m^2\,ºC}$$

b) Coeficiente global de transmisión de calor respecto a la sección exterior de la chimenea

$$U_e = \frac{1}{\frac{r_e}{h_{ci}\, r_i} + \frac{r_e}{k} \ln \frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{h_{ce}}} = \frac{1}{\frac{0{,}31}{15{,}97 \times 0{,}3} + \frac{0{,}31}{50} \ln \frac{0{,}31}{0{,}3} + \frac{1}{36{,}34}} = \frac{1}{0{,}0674 + 0{,}0002 + 0{,}0273} = 10{,}53\ \frac{W}{m^2\,ºC}$$

c) Pérdidas térmicas al exterior

$C_{máx} = C_{exterior}$

$C_{mín} = G\, c_{pi} = 1\ (kg/seg)\ 1{,}063\ (kJ/kgºC) = 1063\ (W/ºC)$

$$NTU = \frac{U_e\, A_e}{C_{mín}} = \left| \, A_e = \pi\, d_e\, L = \pi \times 0{,}62 \times 10 = 19{,}47 m^2 \, \right| = \frac{10{,}53 \times 19{,}47}{1063} = 0{,}1929$$

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} = 1 - e^{-0{,}1929} = 0{,}1754$$

$$Q = \varepsilon\ C_{min}\, (T_{C_1} - T_{F_1}) = 0{,}1754 \times 1063\ (W/ºC) \times (500 - 20)ºC = 89533\ W$$

d) Temperatura salida de los gases:

$T_{C_2} = T_{C_1} - (T_{C_1} - T_{F_1})\, \varepsilon = 500 - (500 - 20) \times 0{,}1754 = 415{,}8ºC$

ó también

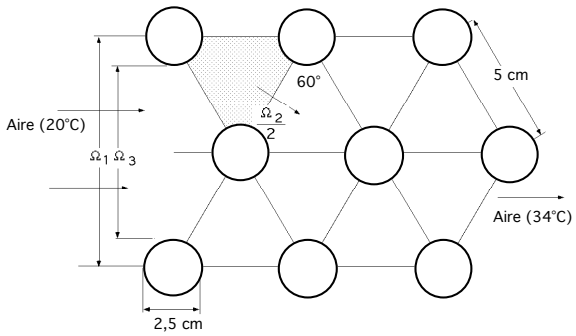
$$Q = G_{gases}\ c_{p(gases)}\, (T_{C_1} - T_{C_2}) \ \Rightarrow\ T_{C_2} = T_{C_1} + \frac{-Q}{G_{gases}\ c_{p(gases)}} = 500ºC + \frac{-89{,}533\ kW}{1\ \frac{kg}{seg} \times 1{,}063\ \frac{kJ}{kgºC}} = 415{,}8ºC$$

Temperatura media superficial de la chimenea

$$Q = h_c\ A_e\, (T_{p\,ext} - T_{ext}) \quad \Rightarrow \quad T_{p\,ext} = \frac{Q}{h_c\ A_e} + T_{ext} = \frac{89{,}533}{36{,}34 \times 19{,}47} + 20ºC = 146{,}5ºC$$

$$Q = 2\,\pi\,k\,L\,\frac{T_{p\,int} - T_{ext}}{\ln (r_e / r_i)} \;2\,\pi \text{ x } 50 \text{ x } 10\,\frac{T_{p\,int} - 146{,}5}{\ln (0{,}31/0{,}3)} = 89533\ W \quad \Rightarrow \quad T_{p\,int} = 147{,}4ºC$$

****



VI.21.- En un recuperador de flujo normal, se desea calcular los coeficientes de película exterior e interior de los tubos. Por el exterior de los tubos circula aire a una velocidad de 5 m/seg, entrando a 20°C y saliendo a 34°C, mientras que por el interior de los tubos fluye un caudal de agua a una velocidad de 1 m/seg, que penetra a 50°C y sale a 40°C.
Los tubos tienen un diámetro interior de 2,1 cm y un diámetro exterior de 2,5 cm. El recuperador tiene 5 tubos por fila, al tresbolillo, viniendo los datos sobre la figura.

RESOLUCIÓN

AIRE POR EL EXTERIOR DE LOS TUBOS

En el exterior de los tubos circula aire en convección forzada sobre 5 tubos por fila, al tresbolillo

Propiedades del aire a: $T = \frac{34 + 20}{2} = 27ºC \quad \Rightarrow \quad \nu = 16{,}84.10^{-6}\,m^2/seg \;;\; Pr = 0{,}708 \;;\; k = 0{,}02624\ W/mºC$

Ecuación de continuidad: $u_F\ \Omega_1 = u_{máx}\,\Omega_2$; $\begin{cases} \Omega_1 = 2 \text{ x } 5 \text{ sen } 60 = 8{,}66\ cm^2 \\ \Omega_2 = 2 \text{ x } (5 - 2{,}5) = 5\ cm^2 \\ \Omega_3 = 2 \text{ x } 5 \text{ sen } 60 - d_e = 6{,}16\ cm^2 \end{cases}$

Ecuación de continuidad: $5\ m \text{ x } 8{,}66\ cm^2 = u_{máx} \text{ x } 5\ cm^2 \;;\; u_{máx} = \frac{5 \text{ x } 8{,}66}{5} = 8{,}66\ \frac{m}{seg}$

$$Re_{d_e} = \frac{u_{máx}\ d_e}{\nu} = \frac{8{,}66\ (m/seg) \text{ x } 0{,}025\ m}{16{,}84.10^{-6}\ (m^2/seg)} = 12856$$

$$Nu = C\ Re^n\ Pr^{1/3}\psi = \left| \begin{array}{l} \left.\begin{array}{l} \varepsilon_x = 5 \text{ x } 2 \text{ sen } 60 = 8{,}66 \;;\; \varepsilon_x/d_e = 3{,}46 \\ \varepsilon_y = 5 \text{ x } \cos 60 = 2{,}5 \;;\; \varepsilon_y/d_e = 1 \end{array}\right\} \Rightarrow \left\{\begin{array}{l} C = 0{,}52 \\ n = 0569 \end{array}\right| = \\ = 0{,}52 \text{ x } 12850^{0{,}569} \text{ x } 0{,}708^{1/3} \text{ x } 0{,}92 \quad \Rightarrow \quad h_{C_{aire}} = 97{,}44\ (W/m^2\,ºK) \end{array}\right.$$

AGUA POR EL INTERIOR DE LOS TUBOS

No se conoce la temperatura interior de la pared, que estará a más de 34ºC, pero las propiedades del agua no van a diferir mucho si se toman a T_F

Propiedades del agua a $T_F = \frac{50 + 40}{2} = 45ºC \quad \Rightarrow \quad n = 0{,}613.10^{-6}\ \frac{m^2}{seg} \;;\; Pr = 4{,}125 \;;\; k = 0{,}639\ \frac{W}{mºK}$

$$Re_{agua} = \frac{u\ d_i}{\nu} = \frac{1\ (m/seg) \text{ x } 0{,}021\ m}{0{,}613.10^{-6}\ (m^2/seg)} = 34257$$

$$Nu_{agua} = 0{,}023\ Re^{0,8}\ Pr^{0,3} = 0{,}023 \text{ x } 34257^{0,8} \text{ x } 4{,}125^{0,3} = 149{,}33 \quad \Rightarrow \quad h_{C_{agua}} = \frac{149{,}33 \text{ x } 0{,}639}{0{,}021} = 4545{,}7\ \frac{W}{m^2\,ºK}$$

****

VI.22.- Un intercambiador de calor (agua-agua), está formado por 98 tubos paralelos, dispuestos al tresbolillo, en 9 filas, alojados en una carcasa de 15 cm de diámetro. Los tubos están fabricados con una aleación de Cu cuyo k =300 W/m°C, tienen un diámetro exterior de 9,5 mm y un espesor de 1,2 mm
La carcasa lleva 11 pantallas perpendiculares a los tubos, mediante las cuales se dirige la corriente de agua que circula por el exterior de las tuberías, separadas 11 cm; la sección mínima de paso entre tubos es de 42 cm².
Se han realizado una serie de ensayos en el intercambiador, y se han encontrado los siguientes valores:
Agua que circula por la carcasa: 11000 kg/hora; Temperatura de entrada= 52°C; temperatura de salida= 38°C
Agua que circula por el interior de los tubos:7000 kg/hora;
Temperatura de entrada=17°C ; temperatura de salida =33°C

Supuesto flujo en contracorriente determinar:

a) Los coeficientes de convección en ambos líquidos

b) El coeficiente global de transmisión de calor U referido a la superficie exterior

c) La eficiencia del intercambiador y pérdidas térmicas

d) La superficie de intercambio externa de los tubos y longitud de cada tubo

---

RESOLUCIÓN

a) Coeficientes de convección para el flujo por el interior de los tubos

Las propiedades térmicas del agua que circula por el interior de los tubos (se calienta), se calculan a la temperatura media: (33 + 17)/2 = 25ºC

$\rho = 996{,}7\ \frac{Kg}{m^3}$; $c_p = 4{,}18025\ \frac{kJ}{Kg.ºK}$; $k = 0{,}606\ \frac{W}{m.ºK}$; $\nu = 0{,}919 \times 10^{-6}\ \frac{m^2}{seg}$; $Pr = 6{,}375$

$d_i = 9{,}5 - (1{,}2 \times 2) = 7{,}1$ mm

$$u = \frac{Q}{\Omega} = \frac{7000\ (kg/h)}{\frac{\pi d_i^2}{4} \times 98\ m^2} = \frac{7000\ (kg/h) \times \frac{1}{\rho}\ (m^3/kg)}{\frac{\pi d_i^2}{4} \times 98\ m^2}\ \frac{1}{3600}\ \frac{h}{seg} = \frac{7000 \times \frac{1}{996{,}7}}{\frac{\pi \times 0{,}0071^2}{4} \times 98}\ \frac{1}{3600} = 0{,}5028\ \frac{m}{seg}$$

$$Re = \frac{u\, d_i}{\nu} = \frac{0{,}5028 \times 0{,}0071\ m}{0{,}919.10^{-6}} = 3885$$

Polley: $St = \exp\{(-3{,}796 - 0{,}205 \ln Re - 0{,}505 \ln Pr - 0{,}0225 \ln Pr^2\} = 1{,}49.10^3 = \frac{Nu}{Re\ Pr}$; $\begin{cases} Nu = 36{,}89 \\ h_{cF} = 3150\ \frac{W}{m^2\ ºC} \end{cases}$

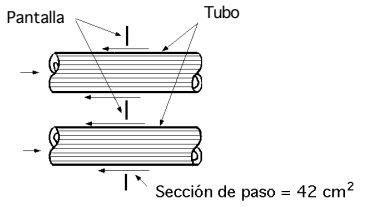
- Petukhov: $Nu = \frac{Re_d\ Pr}{X} (\frac{\lambda}{8}) (\frac{\eta_F}{\eta_{pF}})^n =$

$$= \left| \begin{array}{l} \text{Propiedades a } T_F = \frac{17 + 33}{2} = 25ºC \\ Re < 2.10^4 \quad ; \quad \lambda = 0{,}316\ Re^{-0{,}25} = 0{,}316 \times 3885^{-0{,}25} = 0{,}040025 \\ n = 0{,}11 \quad ; \quad (\frac{\eta_F}{\eta_{pF}})^{0{,}11} \cong 1 \text{ (El agua prácticamente no modifica su viscosidad en el intervalo de temperaturas)} \\ X = 1{,}07 + 12{,}7\ (Pr^{2/3} - 1) \sqrt{\frac{\lambda}{8}} = 1{,}07 + 12{,}7\ (6{,}375^{2/3} - 1) \sqrt{\frac{0{,}04}{8}} = 3{,}223 \end{array} \right| =$$

$$= \frac{3885 \times 6{,}375}{3{,}2223} \times \frac{0{,}04}{8} \times 1 = 38{,}43 \quad \Rightarrow \quad h_{cF} = \frac{38{,}43 \times 0{,}606}{0{,}0071} = 3280\ \frac{W}{m^2\ ºC}$$

observándose que los valores obtenidos con diferente formulación son muy aproximados, pudiendo tomar como valor de h_{cF} la media entre los dos = 3215 (W/m²ºC).

Coeficiente de convección para el fluido que circula por el exterior de los tubos, de diámetro d_e = 9,5 mm



$$u_{máx} = \frac{Q}{\Omega_{mín}} = \frac{11000\ (kg/h) \times \frac{1}{989{,}95}\ \frac{m^3}{kg}}{42.10^{-4}\ m^2}\ \frac{1}{3600}\ \frac{h}{seg} = 0{,}7348\ \frac{m}{seg}$$

$$Re_{máx} = \frac{u_{máx}\ d_e}{\nu_e} = \frac{0{,}7348 \times 0{,}0095}{0{,}613.10^{-6}} = 11390$$

$$Nu = 0{,}26\ Re^{0{,}6}\ Pr^{0{,}3}\ \eta_c = \left| \begin{array}{c} \text{Válida para } 10^3 < Re < 10^5 \\ \eta_c = (\frac{\eta_F}{\eta_{pF}})^{0{,}14} \simeq 1 \end{array} \right| = 0{,}26 \times 11390^{0{,}6} \times 4{,}125^{0{,}3} = 108 \ \Rightarrow \ h_{ce} = \frac{108 \times 0{,}63925}{0{,}0095} = 7267\ \frac{W}{m^2\ ºC}$$

b) El coeficiente global de transmisión de calor referido a la superficie exterior U_e

$$U_e = \frac{1}{\frac{r_e}{r_i\ h_{ci}} + \frac{r_e}{k}\ln\frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{h_{ci}}} = \frac{1}{\frac{0{,}00475}{0{,}00355\ x\ 3215} + \frac{0{,}00475}{300}\ln\frac{0{,}00475}{0{,}00355} + \frac{1}{7267}} = 1790{,}8\ \frac{W}{m^2\ ºC}$$

c) Eficiencia del intercambiador

$$\varepsilon = \frac{Q}{C_{mín}\,(T_{C_1} - T_{F_1})} = \left| \begin{array}{l} Q = 7000\ \frac{kg}{h}\ x\ 4{,}18\ \frac{kJ}{kgºC}\ (33 - 17)ºC = 468188\ \frac{kJ}{hora} \\ C_F = 7000\ \frac{kg}{h}\ x\ 4{,}18\ \frac{kJ}{kgºC} = 29261{,}7\ \frac{kJ}{hºC} \ \Rightarrow\ C_{mín} \\ C_C = 11000\ \frac{kg}{h}\ x\ 4{,}1765\ \frac{kJ}{kgºC} = 45941{,}5\ \frac{kJ}{hºC} \ \Rightarrow\ C_{máx} \end{array} \right| = \frac{468188}{29261{,}7\ (52 - 17)} = 0{,}4571 = 45{,}71\%$$

ó también:

$$\varepsilon = \frac{C_C\ (T_{C1} - T_{C2})}{C_{mín}\ (T_{C1} - T_{F1})} = |\,C_C = C_{mín}\,| = \frac{33 - 17}{52 - 17} = 0{,}4571 = 45{,}71\%$$

Pérdidas térmicas =

$$Q_C - Q_F = \left| \begin{array}{l} Q_C = 11000\ x\ 4{,}1765\ x\ (52 - 38) = 643.181\ \frac{kJ}{hora} \\ Q_F = 468.188\ \frac{kJ}{hora} \end{array} \right| = 643.181 - 468.188 = 174.993\ \frac{kJ}{hora}$$

d) Superficie de intercambio externa de los tubos y longitud de cada tubo

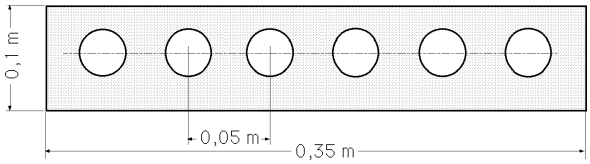
$$(LMTD) = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = \left| \begin{array}{l} \Delta T_2 = 52 - 33 = 19ºC \\ \Delta T_1 = 38 - 17 = 21ºC \end{array} \right| = \frac{19 - 21}{\ln\frac{19}{21}} = 19{,}98ºC$$

$$A_e = \frac{Q}{U_e\ (LMTD)} = \frac{130.052\ W}{1790{,}8\ \frac{W}{m^2\ ºC}\ x\ 19{,}98ºC} = 3{,}6347\ m^2$$

$$\text{Longitud de cada tubo: } L = \frac{3{,}6347\ m^2}{\pi\ d_e N} = \frac{3{,}6347\ m^2}{\pi\ x\ 0{,}0095\ x\ 92} = 1{,}242\ m$$

****

VI.23.- Determinar el calor intercambiado en el intercambiador de calor que se presenta, compuesto por 6 tubos y una carcasa rectangular, tal como se indica en la figura. Por los tubos de acero (de diámetro interior 22 mm y diámetro exterior 25 mm circula amoníaco líquido, que penetra a la temperatura de 20°C y velocidad 3 m/seg, mientras que por la carcasa circula en contracorriente agua caliente que penetra a 80°C y velocidad 1,5 m/seg.



La longitud del intercambiador es de 5 metros. La conductividad térmica del acero es de 40 W/m°C. Se supondrá no existen pérdidas térmicas.

Datos NH_3 : $k = 0{,}5\ (W / m^oC)$; $\rho = 580\ (kg / m^3)$; $\nu = 0{,}34.10^{-6}\ (m^2 / seg)$; $c_p = 5\ (kJ / kg^oC)$; $Pr = 2$

Datos H_2O : $k = 0{,}66\ (W / m^oC)$; $\rho = 985\ (kg / m^3)$; $\nu = 0{,}48.10^{-6}\ (m^2 / seg)$; $c_p = 4{,}186\ (kJ / kg^oC)$; $Pr = 3$

RESOLUCIÓN

- El NH_3 se calienta en el interior de los tubos.- Para 1 tubo se tiene:

$$G = V\rho = \frac{\pi d_i^2}{4}\ u_F\ \rho = \frac{\pi x 0{,}022^2 m^2}{4}\ x\ 3\ \frac{m}{seg}\ x 580\ \frac{kg}{m^3} = 0{,}6614\ \frac{kg}{seg} = 2381\ \frac{kg}{hora}$$

$$Re_{NH_3} = \frac{u_F\ d_i}{\nu} = \frac{3\ (m/seg)\ x\ 0{,}022\ m}{0{,}34.10^{-6}\ (m^2/seg)} = 194.117$$

$$Nu_{NH_3} = 0{,}023\ Re^{0,8} Pr^{0,4} = 0{,}023\ x\ 194117^{0,8}\ x\ 2^{0,4} = 515{,}93 \ \Rightarrow\ h_{C_{NH_3}} = \frac{0{,}5\ x\ 515{,}93}{0{,}022} = 11725\ \frac{W}{m^2\ ºC}$$

- El H_2O se enfría en la carcasa:

$$G = V\,\rho = \Omega\, u_{agua}\, \rho_{agua} = \{(0,35 \text{ x } 0,1) - 6\,\frac{\pi \text{ x } 0,025^2}{4}\}\ m^2 \text{ x } 1,5\ \frac{m}{seg} \text{ x } 985\ \frac{kg}{m^3} = 47,36\ \frac{kg}{seg} = 170500\ \frac{kg}{hora}$$

$$Re_{agua} = \frac{u\, d_h}{\nu}\rangle_{agua} = \left| d_{h(agua)} = 4\,\frac{(0,35 \text{ x } 0,1) - (6 \text{ x } \frac{\pi \text{ x } 0,025^2}{4})}{2 \text{ x } (0,35 + 0,1) + (6\,\pi \text{ x } 0,025)} = 0,095 \right| = \frac{1,5 \text{ x } 0,0935}{0,48.10^{-6}} = 292200$$

$$Nu_{agua} = 0,023\, Re^{0,8} Pr^{0,3} = 0,023 \text{ x } 292800^{0,8} \text{ x } 3^{0,3} = 754,07 \quad \Rightarrow \quad h_{Cagua} = \frac{0,66 \text{ x } 754,07}{0,0935} = 5323\ \frac{W}{m^2\,ºC}$$

Coeficiente global de transmisión de calor:

$$U_e = \frac{1}{\frac{r_e}{r_i\ h_{NH_3}} + \frac{r_e}{k}\ln\frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{H_2O}} = \frac{1}{\frac{0,025}{0,022 \text{ x } 11725} + \frac{0,025}{40}\ln\frac{0,025}{0,022} + \frac{1}{5323}} = 3080\ \frac{W}{m^2\,ºC}$$

- Para conocer las temperaturas finales de ambas corrientes es necesario conocer

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{NTU\,\{\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1\}}}{1 - \frac{C_{mín}}{C_{máx}}\, e^{NTU\,\{\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1\}}}$$

$$C_{NH_3} = 6 \text{ x } (G\, c_p)_{NH_3} = 6 \text{ x } 2381\ \frac{kg}{hora} \text{ x } 5\ \frac{kJ}{kgºC} = 71430\ \frac{kJ}{ºC\ hora} = 19,84\ \frac{kJ}{ºC\ seg}$$

$$C_{H_2O} = (G\, c_p)_{H_2O} = 170.500\ \frac{kg}{hora} \text{ x } 4,186\ \frac{kJ}{kgºC} = 713713\ \frac{kJ}{ºC\ hora} = 198,25\ \frac{kJ}{ºC\ seg}$$

Superficie de intercambio térmico:

$$A_e = 6\,\pi\, d_e L = 6\,\pi \text{ x } 0,025 \text{ x } 5 = 2,356\ m^2$$

$$NTU = \frac{(A\,U)_e}{C_{mín}} = \frac{2,356\ m^2 \text{ x } 3080\ (W/m^2\,ºC)}{19840\ (J/seg\,ºC)} = 0,36575 \quad ; \quad \frac{C_{mín}}{C_{máx}} = \frac{19,84}{198,25} = 0,1$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\{NTU\,(\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1)\}}{1 - \frac{C_{mín}}{C_{máx}}\exp\{NTU\,(\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1)\}} = \frac{1 - e^{0,365\,(0,1\,-\,1)}}{1 - 0,1 \text{ x } e^{0,365\,(0,1\,-\,1)}} = 0,3017$$

$$T_{C_{2(agua)}} = T_{C_1} - (T_{C_1} - T_{F_1})\,\frac{\varepsilon\ C_{mín}}{C_C} = 80 - (80 - 20) \text{ x } \frac{0,3017 \text{ x } 19,84}{198,25} = 78,2ºC$$

$$T_{F_{2(amoníaco)}} = T_{F_1} + (T_{C_1} - T_{F_1})\,\frac{\varepsilon\ C_{mín}}{C_F} = 20 + (80 - 20) \text{ x } 0,3017 = 38,1ºC$$

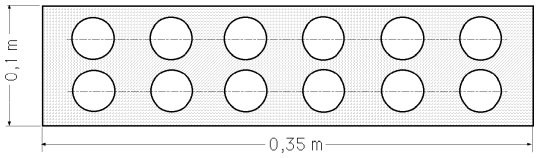
Calor intercambiado:

$$Q = U\,A\,\frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2\,/\Delta T_1)} = \left| \begin{array}{l} \Delta T_2 = 80 - 38,1 = 41,9ºC \\ \Delta T_1 = 78,2 - 20 = 58,2ºC \end{array} \right| = 3080\ \frac{W}{m^2\,ºC} \text{ x } 2356\ m^2 \text{ x } \frac{41,9 - 58,2}{\ln(41,9/58,2)}\ ºC = 360\ kW$$

$$Q = \varepsilon\ C_{min}\,(T_{C1} - T_{F1}) = 0,3017 \text{ x } 19,84\ \frac{kJ}{seg\,ºC} \text{ x } (80 - 20)ºC = 360\ kW$$

****

VI.24.- Se presenta el intercambiador de la figura, compuesto por 12 tubos y una carcasa rectangular. Por los tubos de acero (de diámetro interior 20 mm y diámetro exterior 25 mm circula agua líquida, que penetra a la tem-



peratura de 10°C y velocidad 1 m/seg, mientras que por la carcasa circula en contracorriente sodio líquido que penetra a 100°C y velocidad 0,15 m/seg. La longitud del intercambiador es de 3 metros. La conductividad térmica del acero es de 40 W/m°C. Se supondrá no existen pérdidas térmicas.

Determinar, el calor intercambiado y la temperatura de salida de los fluidos

Datos Na: $k = 86\ \frac{W}{m\,ºC}$; $\rho = 925\ \frac{kg}{m^3}$; $\nu = 7{,}25.10^{-7}\ \frac{m^2}{seg}$; $c_p = 1{,}37\ \frac{kJ}{kg\,ºC}$

Datos H_2O: $k = 0{,}66\ \frac{W}{m\,ºC}$; $\rho = 985\ \frac{kg}{m^3}$; $\nu = 0{,}48.10^{-6}\ \frac{m^2}{seg}$; $c_p = 4{,}186\ \frac{kJ}{kg\,ºC}$; $Pr = 3$

__*RESOLUCIÓN*

- El agua se calienta en el interior de los tubos .

Para 1 tubo se tiene:

$$Re_{H_2O} = \frac{u_{agua}\ d_i}{\nu_{agua}} = \frac{1\ (m/seg) \times 0{,}02\ m}{0{,}48.10^{-6}\ (m^2/seg)} = 41667$$

$$Nu_{agua} = 0{,}023\ Re^{0,8} Pr^{0,4} = 0{,}023 \times 41667^{0,8} \times 3^{0,4} = 177{,}18 \quad \Rightarrow \quad h_{C_{agua}} = \frac{0{,}66 \times 177{,}18}{0{,}02} = 5847\ \frac{W}{m^2\,ºC}$$

- El Na se enfría en la carcasa (exterior de los tubos)

$$G_{Na} = (V\rho)_{Na} = \Omega\,(u\,\rho)_{Na} = \{(0{,}35 \times 0{,}1) - 12\ \frac{\pi \times 0{,}025^2}{4}\}\ m^2 \times 0{,}15\ \frac{m}{seg} \times 925\ \frac{kg}{m^3} = 4{,}037\ \frac{kg}{seg} = 14535{,}4\ \frac{kg}{hora}$$

$$Re_{Na} = \frac{u\,d_h}{\nu}\rangle_{Na} = \left| d_{h(Na)} = 4\ \frac{(0{,}35 \times 0{,}1) - (12 \times \frac{\pi \times 0{,}025^2}{4})}{2 \times (0{,}35 + 0{,}1) + (12\ \pi \times 0{,}025)} = 0{,}0631 \right| = \frac{0{,}15 \times 0{,}0631}{7{,}25.10^{-7}} = 13067$$

$$Pr_{Na} = \frac{\rho\ \nu\ c_p}{k}\rangle_{Na} = \frac{925 \times 7{,}25.10^{-7} \times 1370}{86} = 0{,}01068$$

$$Pe_{Na} = (Re\ Pr)_{Na} = 13067 \times 0{,}01068 = 139{,}6$$

$$Nu_{Na} = 4{,}82 + 0{,}0185\ Pe^{0,827} = 4{,}82 + 0{,}0185 \times 139{,}6^{0,827} = 5{,}92 \quad \Rightarrow \quad h_{C_{Na}} = \frac{86 \times 5{,}92}{0{,}06316} = 8059{,}4\ \frac{W}{m^2\,ºC}$$

Coeficiente global de transmisión de calor:

$$U_e = \frac{1}{\frac{r_e}{r_i\ h_{C_{agua}}} + \frac{r_e}{k}\ln\frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{h_{C_{sodio}}}} = \frac{1}{\frac{0{,}025}{0{,}02 \times 5847} + \frac{0{,}0125}{40}\ln\frac{0{,}025}{0{,}020} + \frac{1}{8059{,}4}} = 2184\ \frac{W}{m^2\,ºC}$$

- *Para conocer las temperaturas finales de ambas corrientes es necesario conocer* ε

$$C_{agua} = 12\ (G\,c_p)_{agua} = \left| G_{agua} = \frac{\pi\,d_i^2}{4}\ u_{agua}\ \rho_{agua} = \frac{\pi \times 0{,}02^2}{4}\ m^2 \times 1\ \frac{m}{seg} \times 985\ \frac{kg}{m^3} = 0{,}3094\ \frac{kg}{seg} = 1114\ \frac{kg}{hora} \right| =$$

$$= 12 \times 0{,}3094 \times 4186 = 15541\ (W/ºC) = C_{máx}$$

$C_{Na} = (G\,c_p)_{agua} = 4{,}037\ (kg/seg) \times 1370\ (J/kgºC) = 5530{,}7\ (W/ºC)$, que es el $C_{mín}$

Superficie de intercambio térmico: $A_e = 12\ \pi\ d_e\ L = 12\ \pi \times 0{,}025 \times 3 = 2{,}827\ m^2$

$$NTU = \frac{(A\,U)_e}{C_{mín}} = \frac{2{,}827\ m^2 \times 2184\ (W/m^2\,ºC)}{5530{,}7\ (J/seg\,ºC)} = 1{,}1163 \quad ; \quad \frac{C_{mín}}{C_{máx}} = \frac{5530{,}7}{15541} = 0{,}356$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\{NTU\,(\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1)\}}{1 - \frac{C_{mín}}{C_{máx}} \exp\{NTU\,(\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1)\}} = \frac{1 - e^{1,116\,(0,356 - 1)}}{1 - 0,356 \times e^{1,116\,(0,356 - 1)}} = 0,62$$

$$T_{F_{2(agua)}} = T_{F_1} + (T_{C_1} - T_{F_1})\,\frac{\varepsilon\, C_{mín}}{C_F} = 10 + (100 - 10) \times 0,62 \times 0,356 = 29,86ºC$$

$$T_{C_{2(Na)}} = T_{C_1} - (T_{C_1} - T_{F_1})\,\frac{\varepsilon\, C_{mín}}{C_C} = 100 - (100 - 10) \times 0,62 = 44,2ºC$$

Calor intercambiado:

$$Q = \varepsilon\, C_{min}\,(T_{C1} - T_{F1}) = 0,62 \times 5530,7\ \frac{W}{ºC} \times (100 - 10)ºC = 308,6ºC$$

****

VI.25.- Por un tubo de acero de 0,1 m de diámetro interior y 10 mm de espesor, circula vapor de agua recalentado, a la presión de 10 atm abs, y se desea incrementar su temperatura desde 200ºC hasta 400ºC. En este intervalo de temperaturas tiene una velocidad media de 10 m/seg.

Para proceder al recalentamiento se hace uso del calor cedido por los humos procedentes de un hogar, a la temperatura de entrada de 1000ºC, siendo la temperatura de evacuación a la chimenea de 500ºC. La velocidad media de los humos es de 5 m/seg, y el gasto de humos de 10 kg/seg. Composición química media de los tubos de acero: C = 0,50 ; Si = 0,45 ; Mn = 0,45 ; Ni = 10 ; Cr = 5 ; Co = 1,25

Determinar la longitud del tubo necesaria para este recalentamiento y el nº de kg de vapor de agua recalentados por kg de humos.

RESOLUCIÓN

La formulación que se propone para los humos sólo sirve para el aire y chapas planas.

Equiparando los humos a aire caliente, y los tubos a chapas se tiene:

$$h_{C_{humos}}\,(Schack) = 6,122\ u_{humos}^{0,775} + 4,41\ e^{-\,0,6\ u_{humos}} = (6,122 \times 5^{0,775}) + (4,41 \times e^{-\,0,6 \times 5} = 21,53\ \frac{Kcal}{h.m^2\,ºC}$$

$$h_{C(vapor\ recalentado)}\,(Schack) = (3,62 + 0,30\ \frac{t}{100})\ \frac{u_0^{0,75}}{d^{0,25}} = \left| u_0 = u_{vapor}\ \frac{264\ p}{273 + t} = 10 \times \frac{264 \times 10}{273 + 300} = 46,07\ \frac{m}{seg} \right| =$$

$$= \{3,62 + 0,30 \times \frac{300}{100}\} \times \frac{46,07^{\,0,75}}{0,1^{\,0,25}} = 142,14\ \frac{Kcal}{m^2.h.ºC}$$

Como flujos cruzados se tendría:

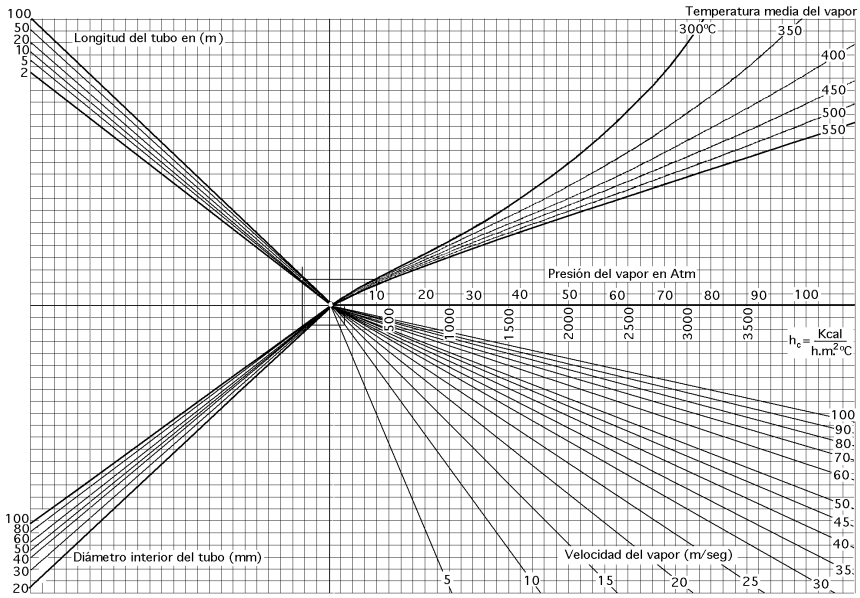
Propiedades de los humos a 750ºC (Se equiparan a aire caliente a 750ºC)

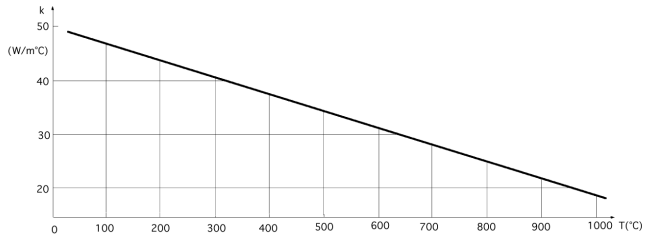
$$\rho = 0,3524\ \frac{Kg}{m^3}\ ;\ c_p = 1,1417\ \frac{kJ}{Kg°C}\ ;\ k = 0,06752\ \frac{W}{m°K}\ ;\ \nu = 117,8 \times 10^{-6}\ \frac{m^2}{seg}\ ;\ Pr = 0,7$$

$$Nu = C\ (Re)^n\ (Pr)^{1/3} = \left| \begin{array}{c} Re = \frac{u\ d}{\nu} = \frac{5 \times 0,12}{117,8 \times 10^{-6}} = 5093,4 \\ C = 0,193\ ;\ n = 0,618 \end{array} \right| = 0,193 \times 5093,4^{0,618} \times 0,7^{1/3} = 33,48$$

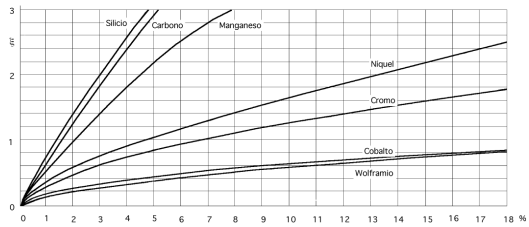
$$h_{C(humos)} = \frac{(Nu)\ k_{humos}}{d_e} = \frac{33,48 \times 0,06772}{0,12} = 18,84\ \frac{kJ}{m^2.ºC} = 16,2\ \frac{Kcal}{h.m^2.ºC}$$

Para el vapor de agua recalentado se puede hacer uso del ábaco correspondiente, del cual se obtiene un coeficiente de convección del orden de 140 Kcal/h m²ºC.





Conductividad térmica del hierro puro



Factores de corrección de la conductividad térmica de los aceros aleados

Cálculo de la conductividad térmica de los tubos, k_{tubos}:

$k_{Fe} = - 0,03125\ T + 50$, (con T en ºC = 300ºC)

$$k_{tubos} = \frac{k_{Fe}}{1 + \xi_1 + \xi_2 + ...} = \frac{- 0,03125\ T(ºC) + 50}{1 + 0,32 + 0,2 + 0,16 + 0,2 + 0,84 + 1,62} = 9,36\ \frac{Kcal}{m.h.ºC}$$

Coeficiente global de transmisión de calor U (Schack):

$$U_e = \frac{1}{\frac{r_e}{r_i\ h_{C_{humos}}} + \frac{r_e}{k} \ln \frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{h_{C_{vapor}}}} = \frac{1}{\frac{0,06}{0,05 \times 142,14} + \frac{0,06}{9,36} \ln \frac{0,06}{0,05} + \frac{1}{21,53}} = 17,83\ \frac{Kcal}{hm^2\ ºC}$$

Flujos cruzados:

$$U_e = \frac{1}{\frac{r_e}{r_i\ h_{C_{humos}}} + \frac{r_e}{k} \ln \frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{h_{C_{vapor}}}} = \frac{1}{\frac{0,06}{0,05 \times 140} + \frac{0,06}{9,36} \ln \frac{0,06}{0,05} + \frac{1}{16,2}} = 14\ \frac{Kcal}{hm^2\ ºC}$$

por lo que se podría tomar el valor medio:

$U_e = (17,83 + 14)/2 = 15,91$ Kcal/h.m^2.ºC = 18,5 kW/m^2.ºC

$$Q_{humos} = 10\ \frac{kg}{seg} \times 1,1417\ \frac{kJ}{kgºC}\ (1000 - 500)ºC = 5708\ kW = (UA)_e\ \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln (\Delta T_2 / \Delta T_1)}$$

$$A_e = \frac{Q\ \ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}{U_e\ (\Delta T_2 - \Delta T_1)} = \left| \begin{array}{l} \Delta T_2 = 1000 - 400 = 600ºC \\ \Delta T_1 = 500 - 200 = 300ºC \end{array} \right| = \frac{5708\ kW \times \ln \frac{600}{300}}{18,5\ \frac{kW}{m^2.ºC} \times (600 - 300)} = 0,7128\ m^2$$

Longitud del tubo: $\frac{0,7128\ m^2}{d_e\ \pi} = \frac{0,7128\ m^2}{0,12 \times \pi} = 1,89$ m

Cantidad de agua:

Para p = 10 atm $\Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} i_{final\ (400ºC)} = 3052\ kJ/Kg \\ i_{inicial\ (200ºC)} = 2829\ kJ/Kg \end{array} \right\} \Rightarrow \Delta i = 3052 - 2829 = 435\ \frac{kJ}{Kg_{(agua)}}$

Número de kW por 1 Kg de humos: $\frac{5708}{10} = 570,8\ \frac{kW}{Kg_{(humos)}}$, luego:

$$G\ (kg_{vapor\ de\ agua}) = \frac{570,8\ (kW/kg_{(humos)})}{435\ (kJ/kg_{(agua)})} = \frac{490,8\ (Kcal/kg_{(humos)})}{103,9\ (Kcal/kg_{(agua)})} = 4,72\ \frac{kg_{(agua)}}{kg_{(humos)}}$$

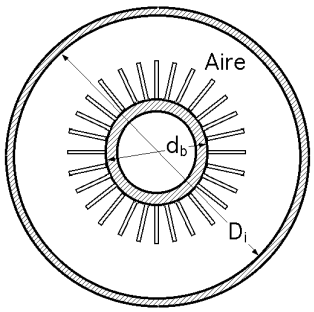
****

VI.26.- En un intercambiador de calor se calienta aire que circula por el espacio comprendido entre un tubo exterior (carcasa) y otro tubo interior aleteado exteriormente. El tubo interior aleteado es de acero (k_{acero} = 39 Kcal/hmºC), tiene un diámetro exterior d_b = 0,05 m y un espesor de 0,004 m; está provisto de 28 aletas longitudinales de perfil rectangular de 1,25 cm de altura y 0,09 cm de espesor. La carcasa es un tubo de acero de diámetro interior D_i = 0,08 m. Por el interior del tubo aleteado condensa vapor de agua a la presión de 2 atm y 120,3ºC, con un coeficiente de convección de 7.300 Kcal/h.m².ºC.

La temperatura media del aire es de 54ºC

La velocidad másica del aire es de 24.400 kg/m².hora

Las propiedades térmicas del aire en todo el proceso son: $\left\{ \begin{array}{l} c_{p\ aire} = 0,25\ (Kcal/kg^oC) \\ k_{aire} = 0,0241\ (Kcal/hm^2\ ^oC) \\ \eta_{aire} = 0,068\ (kg/h.m) \end{array} \right.$



Determinar:

a) El coeficiente de película para el aire

b) El coeficiente global de transmisión de calor referido a la sección interior del tubo aleteado A_i

c) El calor intercambiado entre los dos fluidos, por unidad de longitud de tubo, valor del (LMTD)

d) La cantidad de vapor de agua que condensa

e) La eficiencia del intercambiador

f) La temperatura en la base y en el extremo de la aleta

g) La longitud que debería tener el dispositivo si el aire entrase en el mismo a 20ºC

RESOLUCIÓN

a) Coeficiente de película para el aire; flujo por el interior de la tubería exterior

Diámetro hidráulico: $d_h = 4\ \frac{\Omega_{mojada}}{P_{mojado}}$

Sección transversal en contacto con el aire: $\frac{\pi}{4}\ (D_i^2 - d_b^2) - 28\ (1,25 \times 0,09).\ 10^{-4}\ m^2 =$

$$= \frac{\pi}{4}\ (0,08^2 - 0,05^2) - 28\ (1,25 \times 0,09).\ 10^{-4}\ m^2 = 2,748.10^{-3}\ m^2$$

Perímetro en contacto con el aire: $(D_i + d_b)\ \pi + 28 \times (1,25 \times 2).10^{-2} = 1,1084$ m

$$d_h = 4\ \frac{2,748.10^{-3}\ m^2}{1,1084\ m} = 9,92.10^{-3}\ m$$

$$Re_{aire} = \frac{u\ d_h}{\nu} = \left| \begin{array}{c} G = \Omega\ u\ \rho\ ;\ u = \frac{G}{\Omega\ \rho}\ ;\ \nu = \frac{\eta}{\rho} \end{array} \right| = \frac{(G/\Omega\ \rho)\ d_h}{\eta/\rho} = \frac{(G/\Omega)\ d_h}{\eta} = \frac{24400\ (kg/m^2h) \times 9,92.10^{-3}\ m}{0,068\ (kg/m\ h)} = 3560$$

$$Pr_{aire} = \frac{\eta\ c_p}{k} = \frac{0,068 \times 0,25}{0,0241} = 0,705$$

Utilizamos la ecuación de Polley por ser Re < 10000

$$St = \exp\{-3,796 - 0,205\ \ln Re - 0,505\ \ln Pr - 0,0225\ (\ln Pr)^2\} = \frac{Nu}{Re\ Pr}$$

$$St = \exp\{-3{,}796 - 0{,}205 \ln 3560 - 0{,}505 \ln 0{,}705 - 0{,}0225 (\ln 0{,}705)^2\} = \frac{Nu}{3560 \times 0{,}705} \quad \Rightarrow \quad Nu = 13{,}3$$

$$h_{c(aire)} = \frac{Nu\, k_{aire}}{d_h} = \frac{13{,}3 \times 0{,}0241 \text{ (Kcal/h m ºC)}}{9{,}92.10^{-3} \text{m}} = 32{,}31 \ \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 \text{ºC}}$$

b) Coeficiente global de transmisión de calor referido a la sección interior del tubo aleteado A_i

$$Q = (U\,A)_i\ \Delta T = \frac{T_{agua} - T_{aire}}{\frac{1}{A_i h_{ci}} + \frac{1}{2\pi k\, a} \ln \frac{r_b}{r_l} + \frac{1}{(m\, A_{aletas} + A_{tubo})\, h_{c(aire)}}}$$

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_{ci}} + \frac{A_i}{2\pi k\, a} \ln \frac{r_b}{r_l} + \frac{A_i}{(m\, A_{aletas} + A_{tubo})\, h_{c(aire)}}}$$

Rendimiento de la aleta rectangular (se desprecia el efecto de borde):

$$m = \frac{Th\sqrt{Bi}}{\sqrt{Bi}} = \left| Bi = \frac{h_c p L^2}{k S} = \left(\begin{array}{c} p \approx 2\, a \\ S = a\, e \end{array} \right) = \frac{2\, h_c L^2}{k\, e} = \frac{2 \times 32{,}31 \times 0{,}0125^2}{39 \times 0{,}0009} = 0{,}2876 \right| = \frac{Th\sqrt{0{,}2876}}{\sqrt{0{,}2876}} = 0{,}914$$

Cálculo de las secciones de intercambio térmico:

$A_i = \pi\, d_i\ a = \left|\right.$ Diámetro interior del tubo aleteado: $d_i = 0{,}05 - (0{,}004 \times 2) = 0{,}042$ m $\left|\right. = \pi\, 0{,}042\, a = 0{,}13195\, a\ \ (m^2)$

$A_{aletas} = (28 \times 2 \times 0{,}0125)\, a = 0{,}7\, a\ \ m^2$

$A_{tubo} = (\pi\, d_b - 28\, e)\, a = \{0{,}05\, \pi - (28 \times 0{,}0009)\} a = 0{,}13188\, a\ m^2$

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{7300} + \frac{0{,}13195\, a}{2\pi \times 39\, a} \ln \frac{0{,}05}{0{,}042} + \frac{0{,}13195\, a}{(0{,}914 \times 0{,}7 + 0{,}13188)\, a\, 32{,}31}} = \frac{1}{1{,}3698.10^{-4} + 9{,}3884.10^{-5} + 5{,}29.10^{-3}} = 181{,}05 \ \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 \text{ºC}}$$

c) Calor intercambiado entre los dos fluidos:

$$Q = (U\,A)_i \Delta T = (181{,}05 \ \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 \text{ºC}}\ 0{,}13195\, a\ m^2)\ (120{,}3 - 54)\text{ºC} = 1583{,}7\, a\ \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

y por unidad de longitud de tubo, (a = 1 m) , Q = 1583,7 (Kcal/h.m)

Valor de la LMTD

$$(LMTD) = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \left| \Delta T_2 = \Delta T_1 = 120{,}3 - 54 = 66{,}3\text{ºC} \right| = \frac{0}{0} = \left| \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = x \right| = \frac{\Delta T_1\ (x - 1)}{\ln x} =$$

$$= \left\langle \text{ L'Hôpital } \right\rangle = \frac{\Delta T_1}{1/x} = x\, \Delta T_1 = 66{,}3 = \Delta T$$

d) Cantidad de vapor de agua que condensa:

$$r_{líq\text{-}vap} = 2201{,}9 \ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = \frac{2201{,}9 \text{ (kJ/kg)}}{4{,}186 \text{ (kJ/Kcal)}} = 526 \ \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

1583,7 (Kcal/hm) = $G_{vapor} \times 526$ (Kcal/kg) $\quad \Rightarrow \quad G_{vapor} = 3{,}01$ (kg/h m)

e) Eficiencia del intercambiador (para a = 1 m)

Masa de aire que circula por hora: $G\, A_{aire} = 24400$ (kg/m^{2}h) $\times$ $2{,}748.10^{-3} m^2 = 67{,}05$ kg/hora

$$NTU = \frac{UA}{C_{mín}} = \left| C_{min} = C_{aire} = 67{,}05 \times 0{,}25 = 16{,}76 \ \frac{\text{Kcal}}{\text{hºC}} \right| = \frac{181{,}05 \times 0{,}13195\, a \ \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2 \text{ºC}}\ m^2}{16{,}76 \ \frac{\text{Kcal}}{\text{hºC}}} = 1{,}4254\, a$$

Para un fluido que condensa: $\varepsilon = 1 - e^{-NTU} = 1 - e^{-1{,}4254\, a} = \left| a = 1 \text{ m} \right| = 0{,}7595 = 75{,}95\%$

f) Temperatura en la base y en el extremo de la aleta

$$Q = (U\,A)_i\;\Delta T = \frac{T_{agua} - T_{base}}{\dfrac{1}{A_i h_{ci}} + \dfrac{1}{2\,\pi\,k\,a}\ln\dfrac{r_b}{r_l}} = 1583{,}7\;\frac{Kcal}{h\;m} = \frac{120{,}3 - T_{base}}{1{,}37.10^{-4} + 9{,}39.10^{-5}} \quad \Rightarrow \quad T_b = 119{,}93nC$$

Se podía haber considerado también que, al estar el vapor de agua condensando y ser el tubo metálico, la temperatura de éste sería ligeramente inferior que la de condensación

$$T_L = T_F + \frac{T_b - T_F}{Ch\sqrt{Bi}} = 54 + \frac{119{,}93 - 54}{Ch\;\sqrt{0{,}2876}} = 111{,}46ºC$$

g) Longitud que debería tener el dispositivo si el aire entra en el mismo a 20ºC

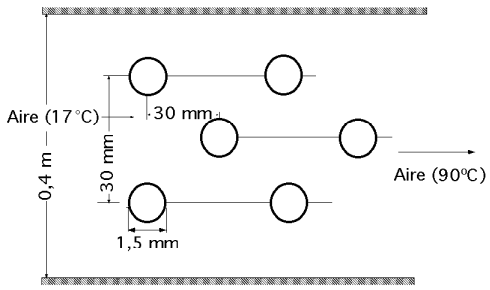
$$\varepsilon = \frac{Q}{C_{mín}\,(T_{agua} - T_{F_{ent}})} \quad ; \quad 1 - e^{-1{,}425\,a} = \frac{1583{,}7\;a\;(Kcal/hora)}{16{,}76\;(Kcal/horaºC)\;(120{,}3 - 20)ºC} = 0{,}942\;a \quad \Rightarrow \quad a = 0{,}625\;m$$

Con este valor de a, la eficiencia del intercambiador con temperatura de entrada 20ºC sería:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} = 1 - e^{-1{,}4254\;x\;0{,}625} = 0{,}5897 = 58{,}97\%$$

****

VI.27.- Una corriente de aire a 17ºC 1 atm de presión penetra en un conducto de sección transversal rectangular de dimensiones (1 m x 0,4 m) por el que fluye. El gasto de aire es de 2 kg/seg. El aire a la salida tiene que estar a 90ºC. El conducto lleva un haz de tubos al tresbolillo de 15 mm de diámetro exterior, 13 mm de diámetro interior y 1 m de longitud, de forma que el flujo de aire es perpendicular a los tubos; en el interior de los tubos condensa vapor de agua a 100ºC y presión atmosférica.



El material de los tubos tiene una conductividad térmica de 20 W/mºC
Se pretende calentar aire desde 17ºC hasta 90ºC
Determinar
a) El coeficiente global de transmisión de calor referido a la sección exterior del tubo
b) El nº de tubos que debe tener el haz y el nº de tubos por fila.

RESOLUCIÓN

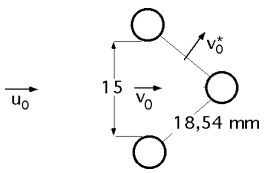
A priori se puede suponer que la temperatura exterior de la pared de los tubos va a estar muy próxima a los 100ºC por cuanto en el interior de los mismos está condensando agua, con un $h_{c\;agua}$ muy elevado.

La temperatura media de película para el aire se calcula a: $T = \dfrac{100 + (17 + 90)/2}{2} = 76{,}75ºC = 349{,}45ºK$

$k = 0{,}03\;(W/mºC)$; $\nu = 20{,}76.10^{-6}\;(m^2/seg)$; $\rho = 0{,}998\;(kg/m^3)$; $Pr = 0{,}697$; $c_p = 1{,}009\;(kJ/kgºC)$

a) Coeficiente global de transmisión de calor referido a la sección exterior del tubo

Dadas las características del problema al estar condensando uno de los fluidos y ser la resistencia térmica del material del tubo relativamente pequeña, se puede admitir que $U_e = h_{c\;aire}$



Velocidad del aire aguas arriba: $u_0 = \dfrac{G}{\rho\;A} = \dfrac{2\;(kg/seg)}{0{,}998\;(kg/m^3)\;(0{,}4\;x\;1)\;m^2} = 5\;\dfrac{m}{seg}$

Para la primera fila de tubos se tiene: $0{,}03\;u_0 = v_0\;(0{,}03 - 0{,}015) \quad \Rightarrow \quad v_0 = 10\;\dfrac{m}{seg}$

La velocidad $v_0 = 10$ m/seg es la velocidad máxima, por cuanto la otra distancia posible es la de 18,54 mm que es mayor que la sección de paso correspondiente a v_0, luego:

$$Re_{máx} = \frac{v_0\;d}{\nu} = \frac{10\;x\;0{,}015}{20{,}76.10^{-6}} = 7225$$

$$Nu_d = C\,Re_{máx}^{n}\,Pr^{1/3}\text{, para } \begin{cases} 2000 < Re_d < 40000 \\ Pr > 0{,}7 \end{cases}$$

Para, Re = 7225 se tiene: $\left\{ \dfrac{\varepsilon_x}{d} = \dfrac{0{,}03}{0{,}015} = 2 \;\; ; \;\; \dfrac{\varepsilon_y}{d} = \dfrac{0{,}03}{0{,}015} = 2 \right. \Rightarrow \begin{cases} C = 0{,}535 \\ n = 0{,}556 \end{cases}$

$Nu_d = C\, Re_{máx}^{n} Pr^{1/3} = 0{,}535 \times 7225^{0{,}556} \times 0{,}697^{1/3} = 66{,}32$

$h_{c\,aire} = \dfrac{Nu_d k_{aire}}{d} = \dfrac{66{,}32 \times 0{,}03}{0{,}015} = 132{,}65 \; \dfrac{W}{m^2\,ºC}$

$$U_e = \frac{1}{\dfrac{A_e}{h_{c\,vapor} A_i} + \dfrac{A_e}{2\pi k L} \ln \dfrac{r_e}{r_i} + \dfrac{1}{h_{c\,aire}}} = \left| \begin{array}{l} \text{El } h_{c\,vapor} \text{ es muy elevado} \\ A_e = \pi d_e L = 0{,}015\, \pi \times 1 \text{ m} = 0{,}015\, \pi \text{ m}^2 \end{array} \right| =$$

$$= \frac{1}{0 + \dfrac{0{,}015\,\pi}{2\,\pi \times 20 \times 1} \ln \dfrac{15}{13} + \dfrac{1}{132{,}65}} = \frac{1}{5{,}366.10^{-5} + 7{,}54.10^{-3}} = 131{,}7 \; \frac{W}{m^2\,ºC}$$

que confirma la suposición inicial: $U_e = h_{c\,aire}$

b) Nº de tubos que debe tener el haz si se pretende calentar aire de 17ºC hasta 90ºC y el nº de tubos por fila.

$$\text{Efectividad: } \varepsilon = \frac{c_F (T_{F_2} - T_{F_1})}{C_{mín} (T_{C_1} - T_{F_1})} = \left| \begin{array}{l} C_{mín} = C_{p\,aire} = C_F \\ C_{máx} = C_{p\,vapor} \rightarrow \infty \end{array} \right| = \frac{T_{F_2} - T_{F_1}}{T_{C_1} - T_{F_1}} = \frac{90 - 17}{100 - 17} = 0{,}88$$

$$NTU = \ln \frac{1}{1 - \varepsilon} \quad \text{por cuanto} \quad \frac{C_{mín}}{C_{máx}} \rightarrow 0$$

$$NTU = \ln \frac{1}{1 - 0{,}88} = 2{,}12 = \frac{(U\,A)_e}{C_{mín}} = \frac{131{,}7\ (W/m^2\,ºC) \times A_e\ (m^2)}{2\ (kg/seg) \times 1009\ (J/kgºC)} = 0{,}06526\, A_e \quad \Rightarrow \quad A_e = 32{,}48\ m^2$$

Sección de contacto del aire con cada tubo: $\pi d_e L = 0{,}015\, \pi \times 1 = 0{,}047\ m^2$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Número total de tubos} = \dfrac{32{,}48}{0{,}047} = 690 \\ \text{Número de filas} = \dfrac{0{,}4}{0{,}03} = 13{,}3 \approx 13 \end{array} \right\} \Rightarrow \text{Nº de tubos por fila: } \frac{689}{13} = 53$$

****

VI.28.- En un intercambiador de calor se calienta aire que circula por el espacio comprendido entre un tubo exterior (carcasa) y otro tubo interior aleteado exteriormente. El tubo interior va aleteado, es de acero (k_{acero} = 39 Kcal/hmºC), tiene un diámetro exterior d_e = 0,05 m y un espesor de 0,004 m; está provisto de 28 aletas longitudinales de perfil triangular de 1,25 cm de altura y 0,09 cm de espesor en la base.

La carcasa es un tubo de acero de diámetro interior D_e = 0,08 m

En el interior del tubo aleteado condensa vapor de agua a 120ºC, con un coeficiente de convección de 7600 Kcal/hm²ºC

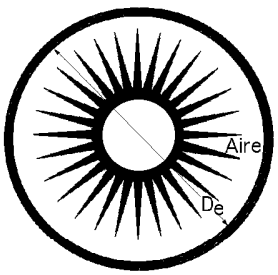
Calor latente del vapor de agua en la condensación: $r_{liq\text{-}vapor}$= 526 Kcal/kg

El gasto másico del aire es de 75 kg/hora.

La temperatura media del aire es de 54ºC, siendo sus propiedades térmicas en todo el proceso:

$c_{p\,aire} = 0{,}25\ (Kcal/kg^oC)$; $k_{aire} = 0{,}0241\ (Kcal/hm^oC)$; $\eta_{aire} = 0{,}068\ (kg/h.m)$; $\rho_{aire} = 1\ kg/m^3$

Determinar:



a) El coeficiente de película para el aire, el coeficiente global de transmisión de calor referido a la sección interior del tubo aleteado y el calor intercambiado entre los dos fluidos por unidad de longitud de tubo

b) La cantidad de vapor de agua que condensa, la eficacia del intercambiador y la potencia de bombeo a aplicar al aire, por unidad de longitud de tubo, sabiendo que el coeficiente de rozamiento es | *= 0,025*

c) La temperatura en la base, en el centro de gravedad y en el extremo de las aletas

d) La temperatura de entrada del aire si el tubo tiene 1 metro de longitud

RESOLUCIÓN

a) Coeficiente de película para el aire; flujo por el interior de la tubería exterior

Sección transversal en contacto con el aire

$$\Omega_{aire} = \frac{\pi}{4}\,(D_i^2 - d_b^2) - 28\,(\frac{a\,e_b}{2}) = \frac{\pi}{4}\,(0{,}08^2 - 0{,}005^2) - 28\,(\frac{1{,}25 \times 0{,}09}{2})\,10^{-4}\,m^2 = 2{,}91.10^{-3}\,m^2$$

Perímetro mojado: $(D_i + d_b)\,\pi + 28 \times \{2\,L - e_b\}.10^{-2} = (0{,}08 + 0{,}05)\,\pi + 28 \times \{(2 \times 1{,}25) - 0{,}09\}.10^{-2} = 1{,}083$ m

Diámetro hidráulico: $d_h = 4\,\dfrac{\Omega_{mojada}}{P_{mojado}} = 4\,\dfrac{2{,}791.10^{-3}\,m^2}{1{,}083\ m} = 0{,}01075$ m

$$Re_{aire} = \frac{u\,d_h}{\nu} = \left| \begin{array}{c} G = \Omega\,u\,\rho \ ;\ u = \dfrac{G}{\Omega\,\rho} \ ;\ \nu = \dfrac{\eta}{\rho} \end{array} \right| = \frac{(G/\Omega\,r)\,d_h}{\eta/\rho} = \frac{G\,d_h}{\Omega\,\rho} = \frac{75\ (kg/h) \times 0{,}01075\ m}{2{,}91.10^{-3}\,m^2 \times 0{,}068\ (kg/m\,h)} = 4075$$

$$Pr_{aire} = \frac{\eta\,c_p}{k} = \frac{0{,}068 \times 0{,}25}{0{,}0241} = 0{,}705$$

Polley (ya que Re < 10000) $\Rightarrow$ $St = \exp\{-3{,}796 - 0{,}205\,\ln Re - 0{,}505\,\ln Pr - 0{,}0225\,(\ln Pr)^2\} = \dfrac{Nu}{Re\,Pr}$

$$St = \exp\{-3{,}796 - 0{,}205\,\ln 4075 - 0{,}505\,\ln 0{,}705 - 0{,}0225\,(\ln 0{,}705)^2\} = 4{,}86.10^{-3} = \frac{Nu}{4075 \times 0{,}705} \Rightarrow Nu = 13{,}97$$

$$h_{c(aire)} = \frac{Nu\,k_{aire}}{d_h} = \frac{13{,}97 \times 0{,}0241\ (Kcal/h\,m\,ºC)}{0{,}01075\ m} = 31{,}32\ \frac{Kcal}{h\,m^2\,ºC}$$

b) Coeficiente global de transmisión de calor referido a la sección interior del tubo aleteado A_i

$$Q = (U\,A)_i \Delta T = \frac{T_{agua} - T_{aire}}{\dfrac{1}{A_i h_{ci}} + \dfrac{1}{2\,\pi\,k\,a}\,\ln\dfrac{r_b}{r_l} + \dfrac{1}{(\mu\,A_{aletas} + A_{tubo})\,h_{c(aire)}}}$$

en la que el rendimiento de la aleta triangular longitudinal es: $\mu = \dfrac{2\,G_4(\beta_t)}{\beta_t} = \dfrac{2 \times 0{,}44}{1{,}0554} = 0{,}833$

siendo: $\begin{cases} \beta_t = 2\,n\sqrt{L} = \left| n = \sqrt{\dfrac{2\,h_{c\,(aire)}\,L}{k\,b}} = \sqrt{\dfrac{2 \times 31{,}32 \times 1{,}25}{39 \times 0{,}09}} = 4{,}72 \right| = 2 \times 4{,}72\,\sqrt{0{,}0125} = 1{,}0554 \\ G_4(\beta_t) = G_4(1{,}05) = 0{,}44 \end{cases}$

Secciones de intercambio térmico: $\begin{cases} A_i = \pi\,d_i\ a = \left| d_i = 0{,}05 - (0{,}004 \times 2) = 0{,}042\ m \right| = \pi\,0{,}042\ a = 0{,}13195\ a\ (m^2) \\ A_{aletas} = (28 \times 2 \times 0{,}0125)\,a = 0{,}7\ a\ m^2 \\ A_{tubo} = (\pi\,d_b - 28\,e)\,a = \{0{,}05\,\pi - (28 \times 0{,}0009)\}a = 0{,}13188\ a\ m^2 \end{cases}$

$$U_i = \frac{1}{\dfrac{1}{h_{ci}} + \dfrac{A_i}{2\,\pi\,k\,a}\,\ln\dfrac{r_b}{r_l} + \dfrac{A_i}{(\mu\,A_{aletas} + A_{tubo})\,h_{c(aire)}}} =$$

$$= \frac{1}{\dfrac{1}{7600} + \dfrac{0{,}13188a}{2\,\pi \times 39\,a}\,\ln\dfrac{0{,}025}{0{,}021} + \dfrac{0{,}13195a}{\{(0{,}833 \times 0{,}7\,a) + 0{,}13188a)\,31{,}32}} = \frac{1}{0{,}0001316 + 0{,}0000938 + 0{,}00589} = 163{,}4\ \frac{Kcal}{h\,m^2\,ºC}$$

En forma aproximada:

$$A_i\ h_{ci} = (\mu\,A_{aletas} + A_{tubo})\,h_{c(aire)} = \{(0{,}833 \times 0{,}7) + 0{,}13188) \times 31{,}32\} = 22{,}39 \Rightarrow U_i\,@\,h_{ci} = \frac{22{,}39}{0{,}13195} = 169{,}7\ \frac{Kcal}{h.m^2\,ºC}$$

Calor intercambiado entre los fluidos:

$$\frac{Q}{a} = (U\,A)_i \Delta T = (163{,}4\ \frac{Kcal}{h\,m^2\,ºC}\ 0{,}13195\ m^2)\ (120 - 54)ºC = 1423\ \frac{Kcal}{h.m}$$

b) Cantidad de vapor de agua que condensa:

$$1423\ (\frac{Kcal}{h\ m}) = G_{vapor} \times 526\ (\frac{Kcal}{kg}) \quad \Rightarrow \quad G_{vapor} = 2{,}705\ (\frac{kg}{h\ m})$$

Eficiencia del intercambiador (uno de los fluidos condensa):

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} = 1 - e^{-1{,}15\ a} = \left| \ a = 1\ m \ \right| = 0{,}683 = 68{,}3\%$$

$$\text{en la que: } NTU = \frac{UA}{C_{mín}} = \left| \ C_{min} = C_{aire} = 75 \times 0{,}25 = 18{,}75\ \frac{Kcal}{h^oC} \ \right| = \frac{163{,}4 \times 0{,}13195\ a}{18{,}75} = 1{,}15\ a$$

Potencia a aplicar al aire:

$$\text{Pérd. de carga: } \Delta P = \frac{l}{d_h}\ \frac{u_{aire}^2}{2\ g}\ \rho\ a = \left| \ u_{aire} = \frac{G}{\Omega\ \rho} = \frac{75\ kg/h}{2{,}91.10^{-3} m^2 \times 1\ kg/m^3} = 7{,}16\ \frac{m}{seg} \ \right| = \frac{0{,}025}{0{,}01075}\ \frac{7{,}16^2}{2\ g}\ 1 \times a = 6{,}08\ a\ \frac{kg/m^2}{m}$$

$$N = G\ (m^3/kg)\ \Delta P\ (kg/m^2) = \frac{75\ (kg/h)/1(kg/m^3)}{3600\ (seg/h)}\ 6{,}08\ a\ \frac{kg/m^2}{m} = 0{,}126\ a\ \frac{Kgm}{seg.m}$$

c) Temperatura en la base de la aleta

$$Q = (U\ A)_i\ DT = \frac{T_{agua} - T_{base}}{\frac{1}{A_i h_{ci}} + \frac{1}{2\ \pi\ k\ a}\ ln\ \frac{r_b}{r_l}} = \frac{120 - T_{base}}{\frac{1}{0{,}13195a \times 7600} + \frac{1}{2\ \pi \times 39\ a}\ ln\ \frac{25}{21}} = 1423\ a\ \frac{Kcal}{h\ m} \quad \Rightarrow \quad T_b = 117{,}6^oC$$

Temperatura en cualquier sección transversal de la aleta:

$$\frac{\Phi}{\Phi_b} = G_3\ (\beta_t \eta_t) = \frac{T - T_F}{T_b - T_F} \quad \Rightarrow \quad T = T_F + G_3\ (\beta_t \eta_t)\ (T_b - T_F)$$

$$\text{con: } \eta_t = \sqrt{\frac{x}{L}} \quad ; \quad \beta_t = \sqrt{\frac{8\ f\ h_{c(aire)} L^2}{k\ b}} = \sqrt{\frac{8 \times 1 \times 31{,}32 \times (1{,}25.10^{-2})^2}{39 \times 0{,}09.10^{-2}}} = 1{,}056$$

$$\text{T en el extremo de la aleta: } \begin{cases} \eta_t = \sqrt{x/L} = \sqrt{0/L} = 0 \\ \beta_t = 1{,}056 \end{cases} \Rightarrow G_3\ (0) = 0{,}80 \Rightarrow T_L = 54 + 0{,}8\ (117{,}6 - 54) = 104{,}9^oC$$

$$\text{T en el c.d.g. de la aleta: } \begin{cases} \eta_t = \sqrt{\frac{x}{L}} = \sqrt{\frac{2}{3}} = 0{,}816 \\ \beta_t = 1{,}056 \end{cases} \Rightarrow G_3\ (0{,}86) = 0{,}93 \Rightarrow T_L = 54 + 0{,}93\ (117{,}6 - 54) = 113{,}15^oC$$

d) Temperatura de entrada del aire si el tubo tiene 1 metro de longitud

$$\varepsilon = \frac{q}{C_{mín}\ (T_{agua} - T_{F_{ent}})} \quad ; \quad \varepsilon = 1 - e^{-1{,}15} = 0{,}6833 = \frac{1423\ (Kcal/hora)}{18{,}75\ (Kcal/hora^oC)\ (120 - T_{F_1})^oC} \quad \Rightarrow \quad T_{F_1} = 8{,}9^oC$$

****