

1. Objetivos

- Obtener teóricamente los coeficientes de transferencia de calor en un intercambiador de calor de tubos concéntricos y otro de tubos y coraza.
- Analizar el efecto de las variables de operación en el comportamiento por el diseño de ambos equipos.

2. Fundamento teórico

➤ Balances de energía

El tratamiento cuantitativo de los problemas de transmisión de calor se fundamenta en los balances de energía. La mayoría de los equipos de transmisión de calor operan en un régimen estacionario, y este tipo de operación será el considerado en las siguientes ecuaciones: De la ecuación de balance de energía total para fluidos se plantea la ecuación:

Aplicando la ecuación (1) a un intercambiador de calor y considerando:

$$Q = E_2 - E_1 = \Delta E \quad (2)$$

Por definición de Entalpía

$$H = E + P \cdot V \quad (3)$$

Sustituyendo en la ecuación (2) en (3):

$$Q = (H_2 - P_2V_2) - (H_1 - P_1V_1) \quad (4)$$

Si $P_2V_2 \approx P_1V_1$ (5)

Entonces:

$$Q = (H_2 - H_1) \quad (6)$$

Para la cantidad de masa (w) por unidad de tiempo, que emplea el fluido:

$$Q = w \cdot (H_2 - H_1) \quad (7)$$

Dónde:

$w =$ Gasto, (kg/hr)

H_2 = Entalpía en el punto 2, (kJ/kg)

H_1 = Entalpía en el punto 1, (kJ/kg)

La ecuación (7) puede escribirse para cada una de las corrientes que circulan a través de un intercambiador de calor, suponiendo que el equipo está aislado convenientemente.

Para el fluido caliente:

$$Q_c = w_c (H_2 - H_1)_c \quad (8)$$

Para el fluido frío:

$$Q_f = w_f (H_1 - H_2)_f \quad (9)$$

Dónde:

Q_c = Calor transferido por el fluido caliente, J

Q_f = Calor transferido por el fluido frío, J

w_c = Gasto masa del fluido caliente, (kg/hr)

w_f = Gasto masa del fluido frío, (kg/hr)

H_c = Entalpía del fluido caliente, (kJ/kg)

H_f = Entalpía del fluido frío. (kJ/kg),

Ahora bien, el calor perdido por el fluido caliente lo gana el fluido frío, por lo tanto:

$$Q_c = Q_f \quad (10)$$

o

$$w_c (H_2 - H_1)_c = w_f (H_1 - H_2)_f \quad (11)$$

Suponiendo que los calores específicos del fluido caliente y frío son constantes, la ecuación (11) se presenta en la forma siguiente:

$$w_c \cdot C_{p_c} \cdot (T_2 - T_1)_c = w_f \cdot C_{p_f} \cdot (T_1 - T_2)_f \quad (12)$$

Dónde:

C_{p_c} y C_{p_f} ; son los calores específicos del fluido caliente y frío, respectivamente. $kJ/kg \cdot K$

Si uno de los fluidos se condensa, la ecuación (12) se escribe como:

$$Q = w_v \cdot \lambda = w_f \cdot C_{p_f} \cdot (T_1 - T_2)_f \quad (13)$$

Donde:

w_f = Gasto de vapor que condensa, (kg/hr)

λ = Calor latente de vaporización a la temperatura de condensación, $kJ/mol \cdot kg$

En la ecuación (13) se supone que el vapor llega al condensador como vapor saturado y que el condensado sale a la temperatura de saturación.

Si el condensado sale a una (T_b) menor que la temperatura (T_a) de saturación, la ecuación (13) se expresa en la forma siguiente:

$$w_v (\lambda + C_{pc}(T_a - T_b)) = w_f \cdot C_{pf} \cdot (T_{1f} - T_{2f}) \quad (14)$$

Donde:

C_{pc} = Calor específico del condensado, $kJ/kg \cdot K$

λ = Calor latente de vaporización a la temperatura de condensación, $kJ/mol \cdot kg$

Coefficiente total de transferencia de calor

Los cálculos para el diseño de un intercambiador de calor se basan en la ecuación de Fourier, esta es:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (15)$$

Donde:

Q = Calor transferido, J ; ($1J = 1 N \cdot m = 1 kg \cdot m^2/s^2$; calor en termoquímica, $1 cal = 4.184 J$)

U = Coeficiente Total de Transferencia de Calor, W/m^2K ; (Energía interna, J/kg)

A = Área Total de Transferencia de Calor, m^2 ,

ΔT = Diferencia de Temperaturas, K , $^{\circ}C$.

Si la ecuación (15) se aplica a un elemento diferencial del intercambiador, la transferencia de este se expresa como:

$$dQ = U \cdot \Delta T \cdot dA \quad (16)$$

Tomando en cuenta ciertas suposiciones (ver inciso 15) e integrando la ecuación (16), el resultado es el siguiente:

$$Q = U \cdot A \cdot [(\Delta T_2 - \Delta T_1) / \ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)] = U \cdot A \cdot (MLDT) \quad (17)$$

Donde:

$MLDT$: Es la media logarítmica de la diferencia de temperaturas, K o $^{\circ}C$

Ahora bien, para un flujo en paralelo:

$$\Delta T_2 = T_1 - t_1 \quad (18)$$

$$\Delta T_1 = T_2 - t_2 \quad (19)$$

Para un flujo a contracorriente:

$$\Delta T_2 = T_1 - t_2 \quad (20)$$

$$\Delta T_1 = T_2 - t_1 \quad (21)$$

Donde:

T_1 = Temperatura de entrada del fluido caliente, K o $^{\circ}C$

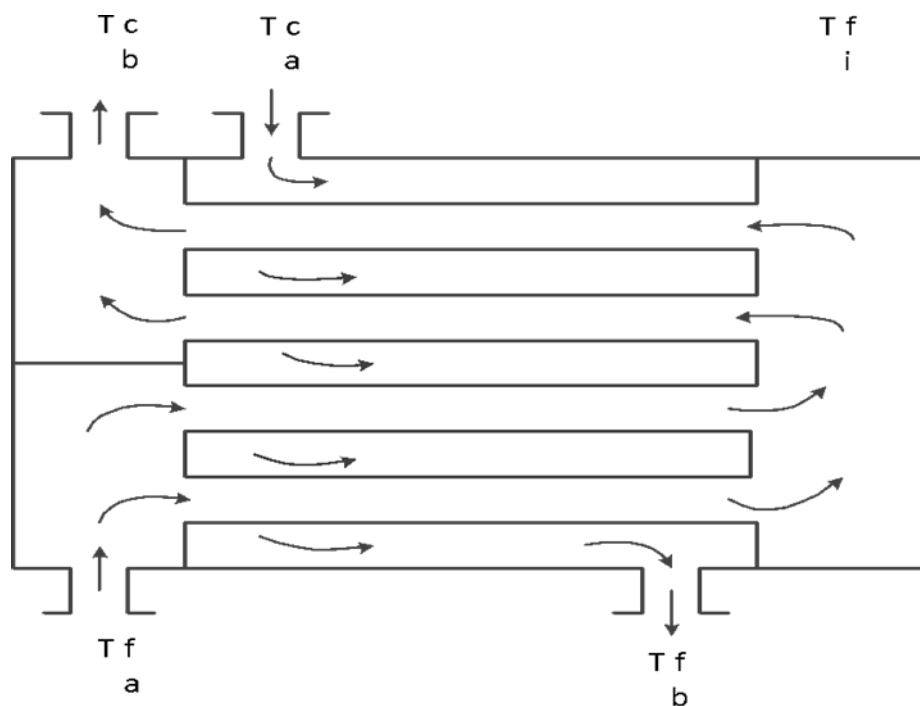
T_2 = Temperatura de salida del fluido caliente, K o $^{\circ}C$.

t_1 = Temperatura de entrada del fluido frío, K o $^{\circ}C$.

t_2 = Temperatura de salida del fluido frío. K o $^{\circ}C$.

Correcciones a la media logarítmica de la diferencia de temperaturas en intercambiadores de múltiples pasos.

En la Figura 1 se muestra un esquema típico de un intercambiador de calor de dos pasos por los tubos y uno por el anulo, o coraza y en la Figura 2 se muestran los perfiles de temperaturas desarrolladas a lo largo de los tubos y de la coraza, con los fluidos respectivos.



	b = salida	a = entrada	
T ^c _a	Temperatura entrada vapor . caliente	T ^f _a	Temperatura entrada agua , fría
T ^f _b	Temperatura salida agua, condensada, templada	T ^c _b	Temperatura salida agua, caliente

Figura 1. Intercambiador de calor de múltiples pasos

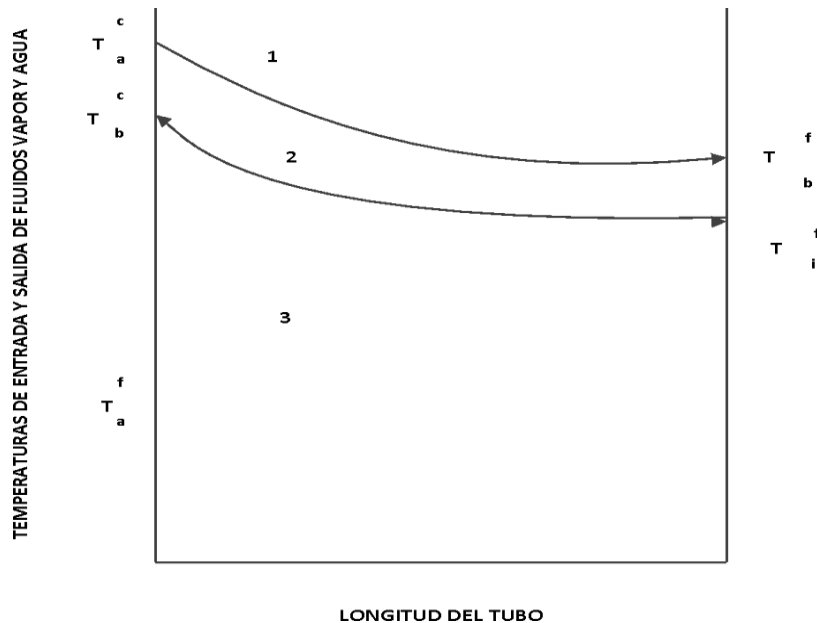


Figura 2. Perfiles de temperatura desarrollados a lo largo o área de los tubos y por la coraza o el anulo para un flujo a contracorriente.

La curva (1) $t_a^c \rightarrow t_b^c$, se aplica para el fluido del lado de la coraza, que es del fluido caliente, como vapor. La curva (3) $t_a^f \rightarrow t_i^f$, es el primer paso del fluido por el lado de los tubos, como agua y la curva (2) $t_i^f \rightarrow t_b^c$ corresponde al segundo paso. Las curvas (1) y (2) corresponden a las de un intercambiador a contracorriente. La media logarítmica de las temperaturas se aplica a un flujo en paralelo o a un flujo a contracorriente simple, pero no a una combinación. Cuando aparecen tipos de flujo diferentes a los paralelos o contracorrientes simples, es costumbre definir un factor de corrección F, que, al multiplicarse por la LMDT, determina la LMDT Correcta. El factor de F siempre es menor que la unidad. El factor de F es función de dos números adimensionales definidos por:

$$X = (t_a^c - t_a^f) / (t_a^c - t_b^f) . \text{ También se define } X \text{ como: } X = t_2 - t_1 / T_1 - t_1 \quad (22)$$

$$Z = (t_a^c - t_b^f) / (t_a^c - t_a^f) . \text{ También se define } Z \text{ como: } Z = T_1 - T_2 / t_2 - t_1 \quad (23)$$

En donde “c” y “f”, se refieren al fluido caliente y frío respectivamente, “a” y “b” a la entrada y salida de flujo. Así como T_1, T_2 , son las temperaturas de entrada y salida del anulo o coraza y t_1, t_2 , son las temperaturas de entrada y salida de la tubería. El factor Z es la relación de la

caída de temperatura del fluido caliente al aumento de temperatura del fluido frío. El factor X es la eficiencia de calentamiento o la relación del aumento de temperatura del fluido frío o al aumento de temperatura máxima posible.

En el Anexo 3.6.1, se muestra un esquema de un Intercambiador de calor de tubos concéntricos.

Cambiador de calor de tubos concéntricos.

Coefficientes de película para fluidos en tuberías

Flujo turbulento.

$$hi \cdot D/k = 0.023 (Dv\rho/\mu)^{0.8} (cp\mu/k)^{0.33} \quad (24)$$

Fluidos muy viscosos con $Re < 8\ 000$:

$$hiD/k = 0.027 (Dv/\mu)^{0.8} (Cp\mu/k)^{0.33} (\mu/\mu_s)^{0.14} \quad (25)$$

Flujo laminar

$$hiD/k = 2 (w Cp/k L)^{0.33} (\mu/\mu_p)^{0.14} \quad (26)$$

Donde:

hi = Coeficiente de transferencia de calor para el fluido en el interior del tubo, W/m²K

D = Diámetro del tubo, m

k = Conductividad térmica del fluido, W/mK

v = Velocidad lineal del fluido, m/s

ρ = Densidad del fluido, kg/m³

μ = Viscosidad del fluido, Pa. s

Cp = Calor específico del fluido, J/kg

μ_p = Viscosidad a la temperatura de pared, Pa. s

w = Gasto másico del fluido, kg/s

L = Longitud del tubo, m

Fluidos que se desplazan en un ángulo. Diámetro equivalente

Cuando un fluido se desplaza en el interior de un conducto que tienen una sección transversal diferente a la circular, como en un ángulo, es conveniente expresar los coeficientes de transferencia de calor y factores de fricción mediante los mismos tipos de ecuaciones para tuberías. Para realizar este tipo de representación se ha encontrado ventajoso utilizar un diámetro equivalente (De), que es igual a:

$$De = 4 \times \text{área de flujo} / \text{perímetro húmedo} = 4(D_2^2 - D_1^2) / 4D_1 = (D_2^2 - D_1^2) / D_1 \quad (27)$$

Donde:

De = Diámetro equivalente

D_2 = Diámetro interior del tubo exterior

D_1 = Diámetro exterior del tubo interior

Coefficientes de película para fluidos en ámulos

Cuando el diámetro equivalente de la ecuación (27) se sustituye a D , en las ecuaciones 26, 25 y 24, el coeficiente que se determina es el exterior o del ánulo (h_o). Aun cuando D difiera de De , h_o es efectivo en el diámetro exterior del tubo interior. En intercambiadores de doble tubo es costumbre usar la superficie exterior del tubo interior como la superficie de referencia y puesto que h_i se ha determinado para A_i y no para A , el coeficiente debe ser corregido, esto es:

$$h_{io} = h_i(A_i/A) = h_i(DI/DE) \quad (28)$$

Intercambiador de tubos y coraza

Coefficiente de película del lado de los tubos

a.- Flujo turbulento

$$h_i \cdot D/k = 0.023 \cdot (DG/\mu)^{0.8} \cdot (Cp \cdot \mu/k)^{0.33} \quad (29)$$

$$G = w_t/a_t = w_t/(N_t \cdot a_t'/n) \quad (30)$$

Dónde:

G : Masa velocidad

a_t : Área total de paso

w_t : Gasto másico total

N_t : Número de tubos

a_t' : Área de flujo por tubo

n : Número de pasos

D : Diámetro de un tubo

b.- Flujo laminar

$$hiD/k = 2 \cdot (w \cdot Cp/k \cdot L)^{1/3} \cdot (\mu/\mu_0)^{0.14} \quad (31)$$

Dónde: w : Gasto másico por tubo.

El coeficiente obtenido por estas ecuaciones también debe ser corregido por la ecuación (31).

$$h_{i0} = h_i \cdot A_i/A = h_i \cdot DI/DE \quad (32)$$

Coeficiente de película del lado de la coraza

La ecuación utilizada para el cálculo del vapor que condensa del lado de la coraza es la siguiente:

$$h (\mu_f^2/k_f^3 \rho_f^2 g)^{1/3} = 1.5 (4G''/\mu_f)^{-1/3} \quad (33)$$

$$G'' = wt/LN_t^{2/3} \quad (34)$$

Dónde:

μ_f = Viscosidad del fluido a la temperatura de la película

k_f = Conductividad térmica a la temperatura de la película

ρ_f = Densidad a la temperatura de la película

g = Aceleración gravitacional

Evaluación de las propiedades

Las propiedades del fluido son las correspondientes a la temperatura media de la película condensada, la cual se determina con la siguiente ecuación:

$$t_f = t_v - 3(t_v - t_w)/4 \quad (35)$$

Dónde:

t_f = Temperatura media de película

t_v = Temperatura de vapor saturado

t_w = Temperatura de pared

Como la temperatura de la superficie externa del tubo t_w la mayoría de las veces se desconoce, se supone una muy cercana a la temperatura del vapor y se resuelve mediante iteración. Para corroborar se utiliza la ecuación siguiente:

$$h_o (t_v - t_w) = h_i (t_w - t_m) \quad (36)$$

y

$$t_m = (t_e + t_s)/2 \quad (37)$$

Dónde:

t_m = Temperatura media

t_e = Temperatura de entrada del fluido frío

t_s = Temperatura de salida del fluido frío

Coefficiente total limpio

Cuando se usan los coeficientes individuales para la obtención del coeficiente total, se denomina coeficiente total limpio y se expresa por:

$$U_c = (h_i h_o) / (h_i + h_o) \quad (38)$$

3. MATERIAL Y EQUIPO

3.1 MATERIAL

- 1 flexómetro
- 1 vernier
- 1 probeta de 1 litro (de plástico)

3.2 EQUIPO

- Un Intercambiador de Calor de Metal, de Tubos y Coraza, Ver figura 1.

3.3 SERVICIOS

- Agua de la red, o de la Torre de Enfriamiento,
- Vapor de Generador de Vapor del Cuarto de Máquinas.

3.4 EQUIPO DE SEGURIDAD DEL PROFESOR Y ALUMNOS QUE OPERAN EL EQUIPO.

- Bata, casco y zapato cerrado,
- Un par de guantes de carnaza

3.5 MATERIAL BÁSICO

- El especificado por el profesor

4. PROCEDIMIENTO

A.- ARRANQUE

- 1.- Familiarizarse con el equipo, observando un esquema de este en el Anexo 2 y 3.
- 2.- Cerrar todas las válvulas.
- 3.- Abrir el suministro de agua de la torre de enfriamiento al equipo, con la válvula V-2. Así como alinear las válvulas de la torre de enfriamiento, de salida y su retorno
- 4.- Calibrar el rotámetro, a diferentes aperturas, midiendo el porcentaje de descarga de (0 a 100) %, a diversas vueltas de apertura de la válvula V-2.
- 5.- Con un cronómetro medir el tiempo que tarda en llenar los recipientes de bajo volumen como probetas y los de mayor capacidad como cubetas, lo que indica el flujo o caudal medido con la apertura de la válvula V-2.
- 6.- Abrir la válvula V-59, V-54 y V-56 para el suministro de vapor a la coraza del equipo, ajustando la presión de alimentación de vapor al intercambiador de calor con V-56, leyendo ésta en el manómetro P₁. La temperatura de entrada del vapor se lee en T₁.
- 7.- Abrir la válvula V-53, el vapor pasa por un manómetro y a un termómetro de carátula para después a la salida del condensado descargar a una trampa de vapor, y medir con más exactitud la temperatura de condensado, con un termómetro de mercurio. Medir el flujo másico del vapor, con una probeta de plástico de 1 litro de capacidad.
- 8.- Abrir las válvulas V-42 y V-41, V-40, V-44 y V-49 para regresar el agua calentada a la torre de enfriamiento.
- 9.- Tomar las temperaturas del agua y del vapor a la entrada y salida del intercambiador, así como la presión de entrada de vapor.
- 10.- Variar los gastos de agua de entrada al equipo con el rotámetro a diversas aperturas de la válvula V-2.
- 11.- Variar los gastos de vapor con la válvula V-56, variando de 5-5.5 Kg/cm².
- 12.-Repetir los incisos 5, 6, 7, 8, 9, 10 y, 11. Para obtener los datos experimentales que se presentan en las Tablas de Tratamiento de Datos y Análisis de los Datos, que se verán posteriormente.

B.- PARO

- 1.-Cerrar el suministro de vapor por medio de la válvula V-56 V-58, V-54 y V- 59, observando que el manómetro ya no indique presión de vapor, así que la temperatura del termómetro de carátula sea la ambiental y que deje de salir

vapor por la trampa de vapor. Dejar de circular el agua, hasta que la temperatura en la coraza sea igual a la temperatura ambiente.

2.-Cerrar las válvulas de entrada de agua V-1, o V-2. Así como de salida V- 42, V-41 y V-40. Abrir todas las válvulas de drene de agua y condensados, para que no quede agua en el equipo ni en las tuberías.

5. PRESENTACIÓN Y TRATAMIENTO DE DATOS

● PRESENTACIÓN DE DATOS

Los datos recolectados en la actividad del grupo de trabajo, se presentará la Tabla 1, para cada una de las presiones a las cuales se trabajó.

No Corrida	P1, entrada	t1, de vapor fijado	t2, de salida vapor	T entrada de agua	T salida de agua	T entrada de vapor	T salida de condensado	
1	3	132	110	22	60	132	110	°C
		269.6	230	71.6	140	269.6	230	°F

Tabla 1. Datos de temperaturas para una presión de vapor determinada

La Tabla 1 muestra los datos de una corrida y podemos observar que están dados a una presión determinada (P1, entrada), además se muestran los resultados de las temperaturas (a esa presión) tanto en °C como en °F.

LONGITUD	AGUA	VAPOR
0	60	132
2.2	22	110

Tabla 1.1. Datos de la tabla 1 con respecto a las temperaturas de entrada y salida del agua y vapor.

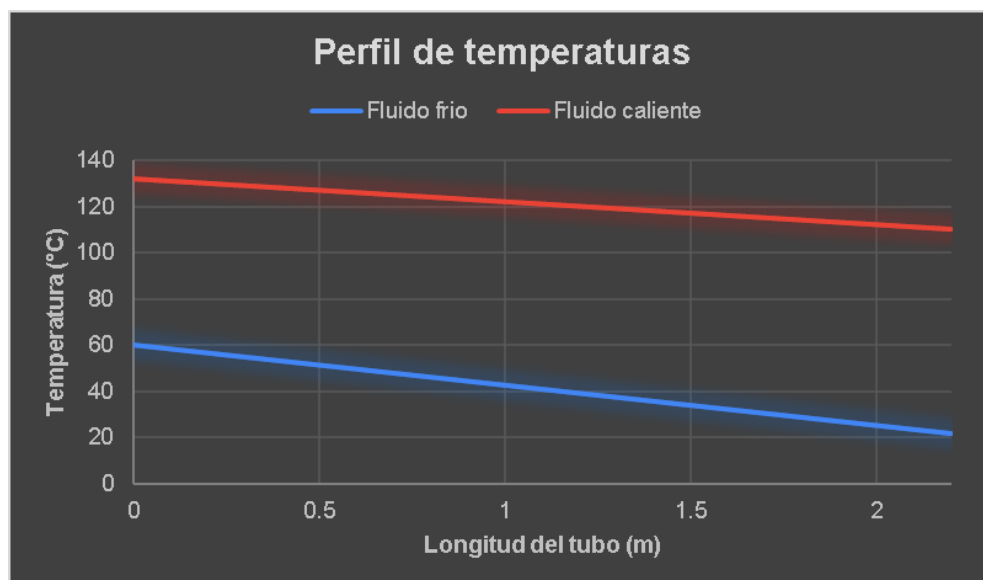


Gráfico 1. Temperaturas de entrada y salida del vapor (fluido caliente) y del agua (fluido frío).

El gráfico 1 representa los datos de la tabla 1.1, en el mismo se puede notar que para el caso del agua (fluido frío) la temperatura va en aumento conforme sale y para el caso del vapor (fluido caliente) la temperatura va disminuyendo conforme sale.

Cálculo de las diferenciales de temperaturas			
No. de corrida	$\Delta T1$ (°C)	$\Delta T2$ (°C)	ΔT_{ml}
1	90	198	136.9763356

Tabla 2. Datos de temperaturas para una presión de vapor determinada

Entalpia de vapor 1	2720.1	KJ/Kg
Entalpia de vapor 2	2691.1	KJ/Kg
Entalpia de agua 1	83.9115	KJ/Kg
Entalpia de agua 2	251.18	KJ/Kg
Densidad	992.21	Kg/m ³
Viscosidad	0.000641	Pa s
Cp	4.179	KJ/ CKg
Velocidad	1.770333776	m/s
k	0.633	W/m C
Pr	4.34	

Tabla 3. Entalpías de vapor y de líquido.

En la tabla 3 se muestran las entalpías para las temperaturas de entrada y salida del vapor y del líquido, estas entalpías fueron seleccionadas de acuerdo a las temperaturas de los fluidos, también se muestran algunas propiedades físicas de estos fluidos, es de especial interés, observar que las temperaturas juegan un papel muy importante en el cálculo de intercambiadores ya que la mayoría de los propiedades son seleccionadas con respecto a las mismas.

Diametro interior	di	0.0166	m
Diametro exterior	do	0.0215	m
Longitud	Lt	2.15	m
Diametro equivalente	De	0.03689759	m
Area tubo interior	at	0.042774309	m ²
masa vel tubo	Gt	243798.6121	
Reynolds	Re	9148.233384	
Prant	Pr	3.282060302	
Coeficiente de pelicula	hi	2457.467908	W/m ² K
Coef. de pelicula interior	hio	1897.393827	W/m ² K
Coef. de pelicula exterior	ho	4289.989385	W/m ² K

Tabla 4. Datos del intercambiador

En la tabla 4 se muestran el diámetro interior (Tubo), el diámetro exterior (anuló), la longitud de los tubos (Lt), el diámetro equivalente (Deq), el área del tubo, la masa velocidad en el tubo (Gt), el número de Reynolds (Re) y número de Prandtl (Pr), para

calcular estos datos se utilizaron las siguientes ecuaciones:

$$Deq = \frac{(Di^2 - do^2)}{do}$$

Figura 1. Ecuación del diámetro equivalente

$$Re_T = \frac{Deq * G}{\mu}$$

Figura 2. Ecuación del número de Reynolds

$$Pr_{aT} = \frac{Cp * \mu}{K}$$

Figura 3. Ecuación del número de prandtl

Con todos estos datos se calcularon los valores de los coeficientes de película interno (h_i) y externo (h_o), sin embargo, para el coeficiente de película interno (h_i), utilizando las ecuaciones:

$$h_i = \frac{(0.027K)}{di} * (Re_T^{0.8}) * (Pr_T^{\frac{1}{3}})$$

Figura 4. Ecuación del coeficiente de película del tubo

$$h_o = \frac{(0.027K)}{Deq} * (Re_A^{0.8}) * (Pr_A^{\frac{1}{3}})$$

Figura 5. Ecuación del coeficiente de película en el ánulo

Se requiere una corrección ya que teóricamente el error está en que el coeficiente de película externo (h_o) y el interno no se pueden sumar al momento de calcular el coeficiente de transferencia global (U) ya que los diámetros utilizados para el cálculo, están referidos para áreas distintas, una vez que es aplicado el factor de corrección el coeficiente de película interior está referido al tubo exterior (h_{io}), la corrección es la siguiente:

$$h_{io} = h_i * \frac{di}{do}$$

Figura 6. Ecuación del coeficiente de película en el tubo con respecto al diámetro exterior.

• ANÁLISIS DE DATOS.

1. Con los datos obtenidos de la Tabla 1 y con las ecuaciones pertinentes, se elaborará la tabla de resultados, para cada una de las presiones a las que se trabajó y los resultados se pondrán en el formato de la Tabla 2.

No Corrida	Gasto vapor (kg/h)	Gasto agua (Kg/h)	Q	Uexp	Re tubos	hi	ho	hio	U teorico
1	4730.21077	1362.72	216454.445	4735.97266	9148.23338	8846.88447	15443.9618	6830.61778	1323.70038
2									
3									
4									

Tabla 5. Resultados obtenidos para una presión de vapor específica.

En la tabla 5 se muestran los resultados de los gastos de vapor (Kg/h), el gasto de agua (Kg/h), así como otras variables que se calcularon durante la práctica a realizar, por la escasez de datos solo se obtuvieron resultados para 1 corrida y no hay con que más comparar debido a lo mismo.

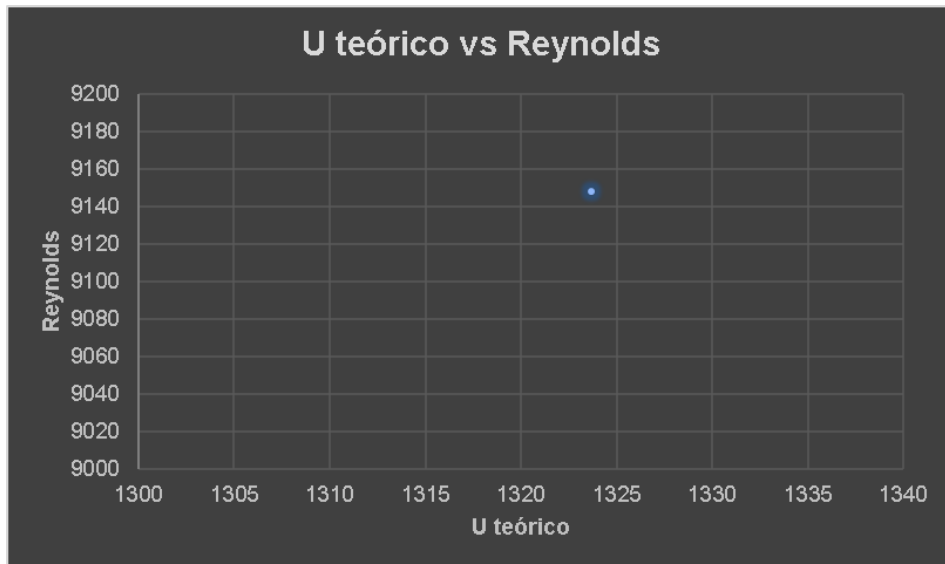


Gráfico 2. Reynolds vs U teórica

El gráfico 2 representa el Reynolds vs la U teórica y podemos observar que nada más está trazado un valor porque solamente se pudo realizar 1 corrida con los datos proporcionados.

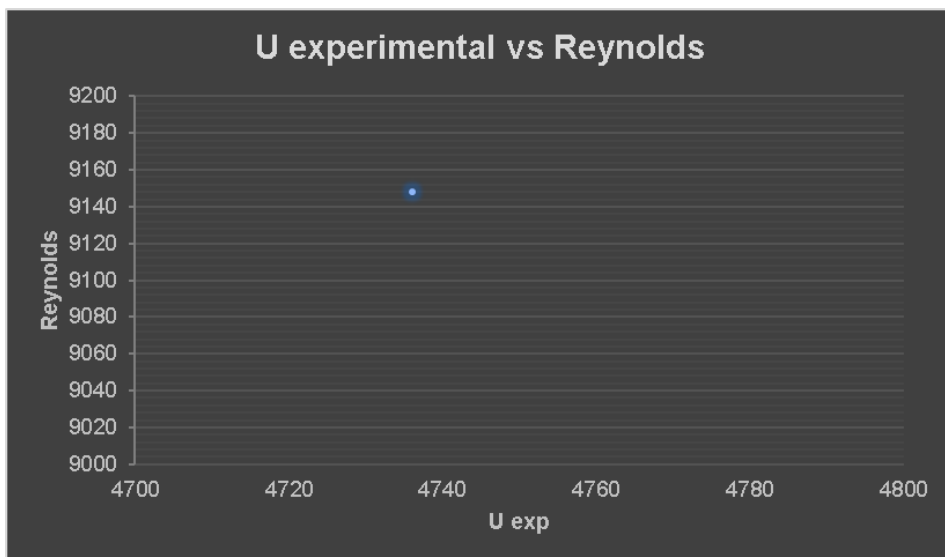


Gráfico 3. Reynolds vs U experimental

El gráfico 3 representa el Reynolds vs la U experimental; Comparando con la U teórica del

gráfico 2 podemos observar que la U_{exp} es más elevada, esto demuestra un cambio significativo que puede haber entre lo esperado vs lo que sucede realmente en los cálculos, o en este caso, de datos brindados que provinieron experimentalmente.

6. Análisis de resultados

Durante la práctica con apoyo de los datos proporcionados de la tabla 1 se obtuvieron resultados que se muestran en las tablas y gráficas presentadas anteriormente, la gráfica 1 muestra el perfil de temperaturas del vapor y el agua, donde el agua entra por el lado de los tubos a una temperatura de 22°C y el vapor que al ser el fluido caliente se aplica del lado de la coraza, entra a 132°C , debido a esta diferencia de temperaturas hay una transferencia de calor del fluido de mayor temperatura al de menor temperatura, es por ello que el agua tiene una temperatura de salida de 60°C , la cual es mayor a la que temperatura con la que entró. El vapor sale a una temperatura de 110°C , que es menor a su temperatura de entrada.

Con las dimensiones del intercambiador como los diámetros y longitud se calculó el diámetro equivalente, el área del tubo, mismos que sirvieron para el cálculo de la masa velocidad del tubo (Gt)= 243798.6121, Reynolds= 9148.2333, Pr = 3.282, el coeficiente de transferencia de calor para el fluido en el interior del tubo (h_i) = 8846.8844, h_{io} = 6830.6177, h_o = 15443.9617, el coeficiente global se pudo determinar a partir de los coeficientes individuales h_{io} y h_o , la suma del inverso de cada uno es la resistencia, así U es igual al inverso de la resistencia

En la tabla 4 se nos presentan las diferentes propiedades físicas del fluido, en vapor y líquido siendo elegidas conforme la temperatura de las mismas, recordándonos una vez más el papel tan importante que tiene la temperatura sobre las propiedades físicas de los fluidos y cómo esos datos pueden llegar a influir en la selección o diseño de un intercambiador.

Con la única corrida de la tabla 5 podemos observar que el $U_{teórico}$ (coeficiente global de transferencia de calor) está muy alejado de U_{exp} (coeficiente global de transferencia de calor experimental) siendo el $U_{teórico}$ de 1323.700 y el U_{exp} de 4735.97266, se necesitaría un mayor número de corridas para lograr una mejor interpretación de resultados

Debido a que se proporcionaron datos para hacer únicamente una corrida no se pudo visualizar el comportamiento para la gráfica 2 "Re vs $U_{teórico}$ " y para la gráfica 3 "Re vs U_{exp} ", mostrando en ellas sólo datos de la primera corrida. Con las gráficas 2 y 3 podemos hacer la comparación que el coeficiente global de transferencia de calor experimental (U_{exp}) es más grande que el coeficiente global de transferencia de calor ($U_{teórico}$)

Si se tuvieran más datos disponibles sobre más corridas podríamos hacer un análisis más a profundidad, pudiendo de esta forma marcar una mejor diferencia y por ende una mejor expresión en las gráficas.

7. Conclusión

Se puede concluir que, de acuerdo con los datos recolectados en la actividad del grupo de trabajo, para cada una de las presiones a las cuales se trabajó, que la mayoría de los equipos de transmisión de calor operan en un régimen estacionario y que los cálculos para el diseño de un intercambiador de calor se basan en la ecuación de Fourier y la de Reynolds.

Así mismo se pudo obtener teóricamente los coeficientes de transferencia de calor en un intercambiador de calor de tubos concéntricos y otro de tubos y coraza teniendo en cuenta que solo se presentó una corrida de datos.

Las suposiciones y aproximaciones que se tomaron en cuenta para el comportamiento del agua fueron útiles para poder predecir el U teórico y compararlo con el U experimental el cual al hacer falta más corridas es imposible poder predecir y obtener un resultado más certero que asimismo no nos permitió poder realizar una gráfica para un mejor entendimiento.

Al analizar el efecto de las variables de operación en el comportamiento para el diseño de ambos equipos pudimos observar que se requiere una corrección ya que teóricamente el error está en que el coeficiente de película externo (h_o) y el interno no se pueden sumar al momento de calcular el coeficiente de transferencia global (U) ya que los diámetros utilizados para el cálculo, están referidos para áreas distintas, una vez que es aplicado el factor de corrección el coeficiente de película interior está referido al tubo exterior (h_{io}).

8. Bibliografía

- Çengel, Yunus A. (2011) *Transferencia de calor y masa: fundamentos y aplicaciones*. México. McGraw-Hill Interamericana.
- Levenspiel J. Octave.(2002) *Flujo de fluido e intercambio de calor*.
- Kern, Donald. (1998) “Procesos de transferencia de calor”. Editorial continental S. A. México.
- McCabeL. Warren. (2007) *Operaciones Unitarias en Ingeniería Química*. McGraw-Hill. 7ª Edición, D.F. México.