



## Diseño térmico de un intercambiador de calor de tubo y coraza para el enfriamiento de metanol

### Thermal design of a shell-and-tube heat exchanger for methanol cooling

Amaury Pérez Sánchez<sup>1,\*</sup>, Elizabeth Ranero González<sup>1</sup>, Eddy Pérez Sánchez<sup>2</sup>, Norlem Liaño Abascal<sup>1</sup>, Cosette Gastamiza Sicilia<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Universidad de Camagüey “Ignacio Agramonte Loynaz”, Facultad de Ciencias Aplicadas, Departamento de Ingeniería Química, Camagüey, Cuba.

<sup>2</sup> Empresa Servicios Automotores S.A., Dirección Comercial, Ciego de Ávila, Cuba.

<sup>3</sup> Fábrica de Cervezas Tílima, Área de Envasado, Camagüey, Cuba.

\*[amaury.perez84@gmail.com](mailto:amaury.perez84@gmail.com)

(*recibido/received: 01-May-2020; aceptado/accepted: 15-November-2020*)

#### RESUMEN

La transferencia de calor entre fluidos es una parte esencial de la mayoría de los procesos químicos. En el presente trabajo se efectuó el diseño térmico de un intercambiador de calor de tubo y coraza para realizar el enfriamiento de una corriente de metanol desde 60 hasta 30 °C, utilizando agua a 5 °C como agente de enfriamiento. El equipo diseñado tendrá un diámetro de la coraza de 0,39 m, un paso de los tubos de 0,0254 m, un número de deflectores de 26, un espaciado de los deflectores de 0,186 m, un número de tubos de 124, una superficie de sobrediseño (SSD) de 26,25 % y una longitud calculada ( $L_C$ ) de 3,71 m. Las caídas de presión calculadas fueron de 3972,93 Pa y 3099,59 Pa para el agua y el metanol, respectivamente. El intercambiador de calor de tubo y coraza diseñado es adecuado para el servicio demandado, debido a que la SSD no supera el 40%; se cumple que  $L_C < L_T$ ; y los valores calculados de las caídas de presión no son superiores a la caída de presión máxima permisible para ambas corrientes. Por último, el equipo diseñado tendrá un costo preliminar de USD \$ 41 800.

**Palabras claves:** Costo; Diseño; Evaluación; Intercambiador de calor de tubo y coraza.

#### ABSTRACT

The heat transfer between fluids is an essential part of most chemical processes. In this work the thermal design of a shell-and-tube heat exchanger was carried out to cool a methanol stream from 60 to 30 °C, using water at 5 °C as a cooling agent. The designed equipment will have a shell diameter of 0.39 m, a tube pitch of 0.0254 m, a baffle number of 26, a baffle spacing of 0.186 m, a number of tubes of 124, a surface over design (OS) of 26.25% and a calculated length ( $L_C$ ) of 3.71 m. The calculated pressure drops were 3,972.93 Pa and 3,099.59 Pa for water and methanol, respectively. The designed shell and tube heat exchanger is suitable for the service required, since the OS does not exceed 40%; it is true that  $L_C < L_T$ ; and the calculated values of the pressure drops are not greater than the maximum allowable pressure drop for both streams. Finally, the designed equipment will have a preliminary cost of USD \$ 41,800.

**Keywords:** Cost; Design; Evaluation, Shell-and-tube heat exchanger.

## NOMENCLATURA

a	Constante de costo	-
A	Área	m <sup>2</sup>
A <sub>E</sub>	Área de transferencia de calor bajo condiciones de ensuciamiento	m <sup>2</sup>
A <sub>L</sub>	Área de transferencia de calor sin incluir ensuciamiento	m <sup>2</sup>
A <sub>T</sub>	Área total de los tubos	m <sup>2</sup>
b	Constante de costo	-
B	Espaciado de los deflectores	m
C	Espaciado entre tubos	m
C <sub>CT</sub>	Constante de cálculo del conteo de tubos	-
C <sub>p</sub>	Calor específico	J/kg.K
C <sub>T</sub>	Constante del arreglo de los tubos	-
d <sub>e</sub>	Diámetro externo	m
d <sub>i</sub>	Diámetro interno	m
D <sub>e<sub>s</sub></sub>	Diámetro equivalente de la coraza	,
D <sub>i</sub>	Diámetro interno de la coraza	m
DN <sub>T</sub>	Diámetro nominal de los tubos	pulg
f	Coefficiente de fricción	-
F <sub>T</sub>	Factor de corrección de temperatura	-
G	Velocidad másica superficial	kg/s.m <sup>2</sup>
h	Coefficiente pelicular de transferencia de calor	W/m <sup>2</sup> .K
h' <sub>s</sub>	Coefficiente pelicular de transferencia de calor asumido del fluido que circula por la coraza	W/m <sup>2</sup> .K
h' <sub>t</sub>	Coefficiente pelicular de transferencia de calor asumido del fluido que circula por los tubos	W/m <sup>2</sup> .K
h <sub>to</sub>	Coefficiente pelicular de transferencia de calor del fluido que circula por los tubos corregido con respecto a la superficie externa del tubo interior	W/m <sup>2</sup> .K
k	Conductividad térmica	W/m.K
k <sub>T</sub>	Conductividad térmica de los tubos	W/m.K
L <sub>C</sub>	Longitud calculada del intercambiador	m
L <sub>T</sub>	Longitud total de los tubos	m
m	Caudal másico	kg/h
MLDT	Media Logarítmica de la Diferencia de Temperatura	°C
n	Número de pases por los tubos	-
N <sub>d</sub>	Número de deflectores	-
N <sub>S</sub>	Número de pases por la coraza	-
N <sub>T</sub>	Número total de tubos	-
Δp	Caída de presión	Pa
ΔP <sub>(p)</sub>	Caída de presión máxima permisible	Pa
Pr	Número de Prandtl	-
P <sub>T</sub>	Paso de los tubos	m
P <sub>x</sub>	Coefficiente	-
Q	Calor intercambiado	W
r <sub>e</sub>	Radio exterior	m
r <sub>i</sub>	Radio interior	m
R	Coefficiente de ensuciamiento	m <sup>2</sup> .K/W
R	Coefficiente	-
Re	Numero de Reynolds	-
R <sub>PT</sub>	Relación de paso de los tubos	-

S	Coficiente	-
SSD	Superficie de sobrediseño	%
t	Temperatura del fluido frío	°C
T	Temperatura del fluido caliente	°C
T <sub>p</sub>	Temperatura de la pared del tubo-	°C
$\bar{t}$	Temperatura media del fluido frío	°C
$\bar{T}$	Temperatura media del fluido caliente	°C
$\Delta T_m$	Diferencia verdadera de temperatura	°C
U <sub>E</sub>	Coficiente global de transferencia de calor global bajo condiciones de ensuciamiento	W/m <sup>2</sup> .K
U <sub>L</sub>	Coficiente global de transferencia de calor global sin considerar ensuciamiento	W/m <sup>2</sup> .K
v	Velocidad	m/s
x	Exponente	-
<b>Símbolos griegos</b>		
$\alpha$	Ángulo	°
$\mu$	Viscosidad	Pa.s
$\rho$	Densidad	kg/m <sup>3</sup>
<b>Subíndices</b>		
1	Entrada	
2	Salida	
c	Del fluido caliente	
f	Del fluido frío	
s	Del fluido que circula por la coraza	
t	Del fluido que circula por los tubos	

## 1. INTRODUCCIÓN

Los intercambiadores de calor son dispositivos que suministran la transferencia de calor entre dos o más fluidos a diferentes temperaturas. Se emplean en una amplia gama de aplicaciones tales como la producción de energía, la industria química y alimenticia, ingeniería medioambiental, recuperación de calor, la industria manufacturera, la refrigeración, entre otras (Kakaç *et al.*, 2012).

Los intercambiadores de calor se tubo y coraza (ICTC) son los tipos de intercambiadores de calor más versátiles que existen en la actualidad (Kakaç *et al.*, 2012). Proporcionan una relación área de transferencia de calor/volumen y peso relativamente elevada, mientras que pueden ser fácilmente limpiados. Ofrecen una gran flexibilidad para cumplir con casi cualquier requerimiento de servicio, mientras que en la actualidad se disponen de métodos de diseño confiables y factibles, así como también de talleres e instalaciones para efectuar su diseño y construcción con éxito. Pueden ser diseñados para manejar corrientes de fluidos a elevadas presiones con relación al medioambiente, así como también fluidos con diferentes presiones entre sí (Kakaç *et al.*, 2012).

Debido a que los ICTC pueden ser construidos con un área de transferencia de calor muy elevada en un volumen relativamente pequeño, fabricado de aceros aleados para resistir la corrosión y ser empleados para calentamiento, enfriamiento y para la condensación/ebullición de un rango muy amplio de fluidos, constituyen el tipo de equipo de transferencia de calor más ampliamente usado en la industria actual (Chhabra y Shankar, 2018).

Los requerimientos esenciales que se necesitan tomar en cuenta en el diseño de un intercambiador de calor son, primeramente, la provisión de una unidad que sea técnicamente factible y presente la capacidad deseada, y en segundo lugar, la necesidad de proveer un equipo con el mínimo costo permisible. En

general esto involucra emplear componentes y accesorios estándar y hacer del diseño tan simple como sea posible (Chhabra y Shankar, 2018).

La tarea que involucra el diseño de un intercambiador de calor consiste en la definición de un gran número de parámetros geométricos tales como longitud, diámetro y espesor de los tubos; patrón y paso de los tubos; espaciado de los deflectores, diámetro de la coraza y número de tubos; así como también número de pases por los tubos y la coraza. Algunos de estos parámetros pudieran ser previamente definidos mediante las especificaciones del proyecto o las preferencias y experiencia del diseñador (típicamente tipo y patrón de los tubos). Una vez que se hayan definido estos parámetros, las restantes características geométricas (p. ej. número de tubos, número de pases, espaciado de los deflectores, etc.) se definen por el método de diseño térmico que se emplee, seguido de una ruta de optimización que resulte en el costo mínimo o el área mínima (Cao, 2010).

El diseño térmico de un intercambiador de calor resulta siempre de un compromiso entre obtener elevados coeficientes de transferencia de calor y bajas caídas de presión en los fluidos (Cao, 2010).

Para diseñar un ICTC, primeramente se necesita identificar el problema de forma completa, es decir, no es solamente conocer aspectos tales como los caudales y la composición, temperaturas de entrada y salida, y presiones de ambas corrientes, tipo de intercambio de calor (sensible, condensación o ebullición), sino que también deben de discutirse en detalle cualquier información adicional necesaria e imprescindible para el ingeniero de diseño. En este punto del proceso de diseño, deberá seleccionarse de forma tentativa la configuración básica del intercambiador de calor. El próximo paso consiste en seleccionar un conjunto tentativo de parámetros de diseño del intercambiador, es decir, efectuar un estimado preliminar de las dimensiones de intercambiador. Por último, el diseño inicial efectuado será evaluado, esto es, el rendimiento térmico y las caídas de presión de ambas corrientes serán calculadas para este diseño (Kakaç *et al.*, 2012). El ICTC diseñado y seleccionado tiene que satisfacer los requerimientos del proceso con las caídas de presión permisibles hasta la próxima limpieza programa del equipo.

Los ICTC han sido diseñados y/o evaluados por varios autores, que van desde el diseño y evaluación del rendimiento utilizando ANSYS (Dinámica Computacional de Fluido) (Singh y Pal, 2016); la fabricación de ICTC utilizando deflectores helicoidales basados en la metodología de Kern (Harika *et al.*, 2017); el análisis del rendimiento por medio de un método analítico empleado para desarrollar las correlaciones, las cuales fueron insertadas en MATLAB para comprobar luego la idoneidad térmica e hidráulica del equipo diseñado (Ebieto y Eke, 2012); el análisis experimental conteniendo deflectores segmentados a diferentes orientaciones, operando el equipo bajo flujo laminar (Singh y Sehgal, 2013); la evaluación de la influencia de varios parámetros geométricos y de operación sobre el diseño térmico de un ICTC (Sigimon *et al.*, 2015); el análisis térmico extensivo relacionado con la evaluación de la influencia de condiciones severas de carga sobre el rendimiento de un ICTC, utilizando para ello el software ANSYS 14.0 (Dubey *et al.*, 2014); el diseño patentado de un ICTC equipado con minijets y con construcción cilíndrica (Wajs *et al.*, 2019); el estudio del incremento de la transferencia de calor a partir de la mejora de la configuración de un ICTC considerando tanto el espaciado como el corte de los deflectores (Yousufuddin, 2018); y por último el diseño tanto térmico como mecánico de un ICTC para la industria de bebidas por medio de un método simplificado (Gawande *et al.*, 2012).

En el presente trabajo se lleva a cabo el diseño térmico de un ICTC para llevar a cabo el enfriamiento de metanol, empleando para ello correlaciones, ecuaciones y datos publicados en (TEMA, 2007; Cao, 2010; Kakaç *et al.*, 2012), con el fin de determinar parámetros claves tales la superficie de sobrediseño (SSD), longitud total calculada ( $L_c$ ) y las caídas de presión de ambos fluidos. También se efectúa el cálculo del costo preliminar del ICTC diseñado.

## 2. MATERIALES Y MÉTODOS

### 2.1. Definición del problema

Se desea diseñar un intercambiador de calor de tubo y coraza para enfriar 12000 kg/h de una corriente de metanol desde 60 °C hasta 30 °C utilizando agua de enfriamiento a una temperatura de entrada de 5 °C. La temperatura de salida del agua no debe superar los 20 °C, mientras que se necesita una longitud máxima de los tubos de 5 m debido a limitaciones de espacio. Los tubos tendrán un diámetro nominal de ¾ pulg con calibre 14 según norma BWG, espaciados con un arreglo cuadrado de 90° de ángulo y una relación de paso de 1,25. El espaciado de los deflectores será de 0,6 del diámetro de la coraza, y tendrán un corte de 25 %. El material de los tubos es de acero al carbono, la caída de presión máxima permisible no deberá exceder los 5000 Pa tanto para el agua de enfriamiento como el metanol, y la superficie de sobre diseño no deberá superar el 40 %. Se prefiere emplear un intercambiador de calor con un pase por la coraza y dos pases por los tubos, esto es, del tipo 1-2.

### 2.2. Metodología de cálculo a utilizar

Para llevar a cabo el diseño térmico del intercambiador de calor de tubo y coraza se emplearán correlaciones, ecuaciones y datos publicados en (TEMA, 2007; Cao, 2010; Kakaç et al., 2012), mediante las cuales se realiza primeramente un diseño preliminar del equipo o propuesta de diseño, para luego evaluar el diseño propuesto mediante la determinación de parámetros claves tales como porcentaje de sobrediseño, longitud calculada del intercambiador y las caídas de presión de ambos fluidos que circulan por el equipo. A continuación se describen cada una de las etapas a seguir para efectuar el diseño de un equipo de este tipo.

#### *Diseño preliminar:*

Paso 1. Definición de los datos iniciales para las corrientes involucradas:

Parámetro	Unidades	Fluido frío (Agua)	Fluido caliente (Metanol)
Caudal másico	Kg/h	$m_f$	$m_c$
Temperatura de entrada	°C	$t_1$	$T_1$
Temperatura de salida	°C	$t_2$	$T_2$
Caída de presión máxima permisible	Pa	$\Delta P_{f(p)}$	$\Delta P_{c(p)}$
Factor de ensuciamiento	$m^2.K/W$	$R_f$	$R_c$

Paso 2. Definición de los datos iniciales para el intercambiador de calor:

Parámetro	Unidades	Símbolo
Diámetro nominal de los tubos con calibre 14 según norma BWG	pulg	$DN_T$
Arreglo de los tubos	-	$\square/\Delta$
Relación de paso de los tubos	-	$R_{PT}$
Espaciado de los deflectores	m	$B = 0,6 \cdot D_i$
Angulo de los tubos	-	$\alpha_T$
Conductividad térmica del material de los tubos	W/m.K	$k_T$
Longitud de los tubos	m	$L_T$

Paso 3. Cálculo de la temperatura media de cada corriente:

Fluido caliente:

$$\bar{T} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (1)$$

Fluido frío:

$$\bar{t} = \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (2)$$

Paso 4. Búsqueda de las propiedades físicas de ambos fluidos a la temperatura media determinada en el paso anterior:

Propiedad	Unidades	Fluido frío	Fluido caliente
Calor específico	J/kg.K	C <sub>p</sub> f	C <sub>p</sub> c
Viscosidad	Pa.s	μ <sub>f</sub>	μ <sub>c</sub>
Conductividad térmica	W/m.K	k <sub>f</sub>	k <sub>c</sub>
Densidad	kg/m <sup>3</sup>	ρ <sub>f</sub>	ρ <sub>c</sub>

Paso 5. Cálculo de la carga de calor (Q):

Fluido caliente:

$$Q = m_c \cdot C p_c \cdot (T_1 - T_2) \quad (3)$$

Fluido frío:

$$Q = m_f \cdot C p_f \cdot (t_2 - t_1) \quad (4)$$

Paso 6. Definición de los diámetros externo e interno de los tubos para un tubo de ¾ pulg de diámetro nominal con calibre 14 según norma BWG:

Parámetro	Unidades	Símbolo
Diámetro externo	m	d <sub>e</sub>
Diámetro interno	m	d <sub>i</sub>

Paso 7. Ubicación de los fluidos dentro del intercambiador de calor y definición del tipo de flujo de ambas corrientes (a contracorriente o en paralelo).

Paso 8. Suposición de los coeficientes peliculares de transferencia de calor para cada corriente:

Parámetro	Unidades	Símbolo
Coficiente pelicular de transferencia de calor del fluido que circula por la coraza	W/m <sup>2</sup> .K	h' <sub>s</sub>
Coficiente pelicular de transferencia de calor del fluido que circula por los tubos	W/m <sup>2</sup> .K	h' <sub>t</sub>

Paso 9. Determinación del coeficiente global de transferencia de calor global bajo condiciones de ensuciamiento (U<sub>E</sub>):

$$U_E = \frac{1}{\frac{1}{h'_s} + \left( \frac{r_e}{r_i} \cdot \frac{1}{h'_t} \right) + R_f + R_c + \left[ \frac{d_e}{2} \cdot \frac{\ln(r_e/r_i)}{k_T} \right]} \quad (5)$$

Paso 10. Determinación del coeficiente global de transferencia de calor global sin considerar ensuciamiento ( $U_L$ ):

$$U_L = \frac{1}{\frac{1}{h'_s} + \left( \frac{r_e}{r_i} \cdot \frac{1}{h'_t} \right) + \left[ \frac{d_e}{2} \cdot \frac{\ln(r_e/r_i)}{k_T} \right]} \quad (6)$$

Paso 11. Determinación de la Media Logarítmica de la Diferencia de Temperatura (MLDT) según el tipo de flujo seleccionado:

Flujo a contracorriente:

$$MLDT = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \quad (7)$$

Flujo en paralelo:

$$MLDT = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \frac{(T_1 - t_1)}{(T_2 - t_2)}} \quad (8)$$

Paso 12. Suposición del factor de corrección de temperatura ( $F_T$ ):

Paso 13. Determinación de la diferencia verdadera de temperatura ( $\Delta T_m$ ):

$$\Delta T_m = MLDT \cdot F_T \quad (9)$$

Paso 14. Determinación del área total de transferencia de calor bajo condiciones de ensuciamiento ( $A_E$ ):

$$A_E = \frac{Q}{U_E \cdot \Delta T_m} \quad (10)$$

Paso 15. Determinación del área total de transferencia de calor sin incluir ensuciamiento ( $A_L$ ):

$$A_L = \frac{Q}{U_L \cdot \Delta T_m} \quad (11)$$

Paso 16. Determinación de la superficie de sobrediseño (SSD):

$$SSD = \left( \frac{A_E}{A_L} - 1 \right) \cdot 100 \quad (12)$$

Paso 17. Cálculo del diámetro interno de la coraza ( $D_i$ ):

$$D_i = 0,637 \cdot \sqrt{\frac{C_T}{C_{CT}}} \cdot \left[ \frac{A_E \cdot (R_{PT})^2 \cdot d_e}{L_T} \right]^{0,5} \quad (13)$$

Dónde:

$C_T$  – Constante del arreglo de los tubos (Kakaç *et al.*, 2012):

- $C_T = 1,0$  para  $\alpha_T$  igual a  $90^\circ$  y  $45^\circ$
- $C_T = 0,87$  para  $\alpha_T$  igual a  $30^\circ$  y  $60^\circ$

$C_{CT}$  – Constante de cálculo del conteo de tubos (Kakaç *et al.*, 2012):

- $C_{CT} = 0,93$  para un pase por los tubos ( $n = 1$ )
- $C_{CT} = 0,90$  para dos pases por los tubos ( $n = 2$ )
- $C_{CT} = 0,85$  para tres pases por los tubos ( $n = 3$ )

Paso 18. Cálculo del número preliminar de tubos ( $N_T$ ):

$$N_T = 0,785 \cdot \left( \frac{C_{CT}}{C_T} \right) \cdot \frac{D_i^2}{(R_p)^2 \cdot d_e^2} \quad (14)$$

Paso 19. Determinación del espaciado de los deflectores (B):

$$B = 0,6 \cdot D_i \quad (15)$$

Paso 20. Resumen del estimado preliminar de las dimensiones del intercambiador:

- Diámetro de la coraza ( $D_i$ )
- Longitud de los tubos ( $L_T$ )
- Diámetro de los tubos ( $d_e$  y  $d_i$ )
- Espaciado de los deflectores (B)
- Número total de tubos ( $N_T$ )
- Tipo de arreglo de los tubos
- Relación de paso de los tubos ( $R_{PT}$ ).

Hasta aquí se determinan las dimensiones preliminares del intercambiador de calor de tubo y coraza. A continuación se selecciona un intercambiador de calor según (Kakaç *et al.*, 2012), en dependencia del número de tubos más cercano que exceda el número de tubos ( $N_T$ ) determinado durante el análisis preliminar efectuado con anterioridad. Durante esta selección también se toma en cuenta el diámetro nominal de los tubos ( $DN_T$ ), el número de pases por la coraza y los tubos, y el tipo de arreglo de los tubos (triangular o cuadrado).

*Selección y evaluación del intercambiador de calor para las especificaciones de proceso:*

Paso 21. Selección de intercambiador de calor que más se asemeje al diseño preliminar:

Según (Kakaç *et al.*, 2012), se selecciona un intercambiador de calor de tubo y coraza con los siguientes parámetros geométricos, de acuerdo además con las normas publicadas en (TEMA, 2007):



- Diámetro interno de la coraza ( $D_i$ )
- Número total de tubos ( $N_T$ )
- Diámetro exterior de los tubos ( $d_e$ )
- Diámetro interior de los tubos ( $d_i$ )
- Espaciado de los deflectores ( $B$ )
- Paso de los tubos ( $P_T$ )

Paso 22. Cálculo del diámetro equivalente de la coraza ( $De_s$ ) para arreglo cuadrado de los tubos:

$$De_s = \frac{4 \cdot \left( P_t^2 - \frac{\pi \cdot d_e^2}{4} \right)}{\pi \cdot d_e} \quad (16)$$

Paso 23. Cálculo del espaciado entre tubos ( $C$ ):

$$C = P_T - d_e \quad (17)$$

Paso 24. Cálculo del área de la coraza ( $A_s$ ):

$$A_s = \frac{D_i \cdot C \cdot B}{P_T} \quad (18)$$

Paso 25. Cálculo de la velocidad másica superficial del fluido que circula por la coraza ( $G_s$ ):

$$G_s = \frac{m_s}{\frac{3600}{A_s}} \quad (19)$$

Paso 26. Cálculo del número de Reynolds del fluido que circula por la coraza ( $Re_s$ ):

$$Re_s = \frac{G_s \cdot De_s}{\mu_s} \quad (20)$$

Paso 27. Determinación del número de Prandtl del fluido que circula por la coraza ( $Pr_s$ ):

$$Pr_s = \frac{Cp_s \cdot \mu_s}{k_s} \quad (21)$$

Paso 28. Determinación de la temperatura de la pared del tubo ( $T_p$ ):

$$T_p = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{t_1 + t_2}{2} + \frac{T_1 + T_2}{2} \right) \quad (22)$$

Paso 29. Búsqueda de la viscosidad del fluido que circula por la coraza a la temperatura de la pared del tubo determinada en el paso anterior:

- Buscar  $\mu_{s(p)}$  a  $T_p$

Paso 30. Determinación del coeficiente pelicular de transferencia de calor para el fluido que circula por la coraza ( $h_s$ ):

Según (Cao, 2010; Kakaç *et al.*, 2012), el coeficiente pelicular de transferencia de calor de un fluido que circula por el interior de la coraza se determina mediante la siguiente expresión, siempre y cuando se cumpla que  $2 \times 10^3 < Re_s < 1 \times 10^6$ .

$$h_s = 0,36 \cdot \frac{k_s}{De_s} \cdot Re_s^{0,55} \cdot Pr_s^{0,33} \cdot \left( \frac{\mu_s}{\mu_{s(p)}} \right)^{0,14} \quad (23)$$

Paso 31. Cálculo del área total de los tubos ( $A_T$ ):

$$A_T = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \cdot \frac{N_T}{2} \quad (24)$$

Paso 32. Cálculo de la velocidad lineal del fluido que circula por el interior de los tubos ( $v_t$ ):

$$v_t = \frac{\frac{m_t}{3600}}{\rho_t \cdot A_t} \quad (25)$$

Paso 33. Determinación del número de Reynolds del fluido que circula por el interior de los tubos ( $Re_t$ ):

$$Re_t = \frac{\rho_t \cdot v_t \cdot d_i}{\mu_t} \quad (26)$$

Paso 34. Determinación del número de Prandtl para el fluido que circula por dentro de los tubos ( $Pr_t$ ):

$$Pr_t = \frac{Cp_t \cdot \mu_t}{k_t} \quad (27)$$

Paso 35. Búsqueda de la viscosidad del fluido que circula por los tubos a la temperatura de la pared del tubo determinada en el paso 28:

- Buscar  $\mu_{t(p)}$  a  $T_p$

Paso 36. Cálculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor del fluido que circula por dentro de los tubos ( $h_i$ ):

De acuerdo con (Cao, 2010), el coeficiente pelicular de transferencia de calor de un fluido que circula por el interior de los tubos de un intercambiador de calor depende del régimen de flujo en el cual se encuentren, esto es, su número de Reynolds. De esta manera:

Régimen laminar ( $Re_t < 2100$ ):

$$h_i = 1,86 \cdot \frac{k_t}{d_i} \cdot \left( Re_t \cdot Pr_t \cdot \frac{d_i}{L_T} \right)^{0,33} \cdot \left( \frac{\mu_t}{\mu_{t(p)}} \right)^{0,14} \quad (28)$$

Régimen de transición ( $2100 \leq Re_t \leq 10000$ ):

$$h_i = 0,116 \cdot Cp_t \cdot G_t \cdot \left( \frac{Re_t^{0,66} - 125}{Re_t} \right) \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d_i}{L_T} \right)^{0,66} \right] \cdot Pr^{-0,66} \cdot \left( \frac{\mu_t}{\mu_{t(p)}} \right)^{0,14} \quad (29)$$

Régimen turbulento ( $Re_t > 10000$ ):

$$h_i = \frac{k_t}{d_i} \cdot C \cdot Re_t^{0,8} \cdot Pr_t^{0,33} \cdot \left( \frac{\mu_t}{\mu_{t(p)}} \right)^{0,14} \quad (30)$$

Dónde:

$C = 0,021$  para gases

$= 0,023$  para líquidos no viscosos

$= 0,027$  para líquidos viscosos

Paso 37. Corrección del coeficiente pelicular de transferencia de calor del fluido que circula por los tubos con respecto a la superficie externa del tubo interior:

$$h_{io} = h_i \cdot \frac{d_i}{d_e} \quad (31)$$

Paso 38. Determinación del coeficiente global de transferencia de calor considerando ensuciamiento ( $U_E$ ):

$$U_E = \frac{1}{\frac{d_e}{d_i \cdot h_{io}} + \frac{d_e \cdot R_t}{d_i} + \frac{d_e \cdot \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2 \cdot k_T} + R_s + \frac{1}{h_s}} \quad (32)$$

Paso 39. Determinación del coeficiente global de transferencia de calor sin tomar en cuenta ensuciamiento ( $U_L$ ):

$$U_L = \frac{1}{\frac{d_e}{d_i \cdot h_{to}} + \frac{d_e \cdot \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2 \cdot k_T} + \frac{1}{h_s}} \quad (33)$$

Paso 40. Estimación de los coeficientes R y S:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (34)$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (35)$$

Paso 41. Estimación del coeficiente  $P_x$ :

$$P_x = \frac{1 - \left(\frac{R \cdot S - 1}{S - 1}\right)^{\frac{1}{N_s}}}{R - \left(\frac{R \cdot S - 1}{S - 1}\right)^{\frac{1}{N_s}}} \quad (36)$$

Dónde  $N_s$  es el número de pases por la coraza.

Paso 42. Cálculo del factor de corrección de temperatura ( $F_T$ ):

$$F_T = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \cdot \frac{\ln\left[\frac{(1 - P_x)}{(1 - R \cdot P_x)}\right]}{\ln\left[\frac{\left(\frac{2}{P_x} - 1 - R + \sqrt{R^2 + 1}\right)}{\left(\frac{2}{P_x} - 1 - R - \sqrt{R^2 + 1}\right)}\right]} \quad (37)$$

Paso 43. Determinación de la diferencia verdadera de temperatura:

$$\Delta T_m = F_T \cdot MLDT \quad (38)$$

Paso 44. Determinación del área total de transferencia de calor bajo condiciones de ensuciamiento ( $A_E$ ):

$$A_E = \frac{Q}{U_E \cdot \Delta T_m} \quad (39)$$

Paso 45. Cálculo del área total de transferencia de calor sin considerar ensuciamiento ( $A_L$ ):

$$A_L = \frac{Q}{U_L \cdot \Delta T_m} \quad (40)$$

Paso 46. Determinación de la superficie de sobrediseño (SSD):

$$SSD = \left( \frac{A_E}{A_L} - 1 \right) \cdot 100 \quad (41)$$

La superficie de sobrediseño calculada (SSD) deberá ser menor o igual que 40 %.

Paso 47. Determinación de la longitud calculada del intercambiador ( $L_C$ ):

$$L_C = \frac{A_E}{\pi \cdot d_e \cdot N_T} \quad (42)$$

Para que el diseño sea aceptable, se debe cumplir que  $L_C < L_T$

*Caídas de presión:*

Paso 48. Determinación del coeficiente de fricción para el fluido que circula por la coraza ( $f_s$ ):

$$f_s = \exp(0,576 - 0,19 \cdot \ln Re_s) \quad (43)$$

Válida si se cumple que  $400 < Re_s \leq 1 \times 10^6$

Paso 49. Determinación del número de deflectores ( $N_d$ ):

$$N_d = \frac{L_T}{B} - 1 \quad (44)$$

Paso 50. Cálculo de la caída de presión del fluido que circula por la coraza ( $\Delta p_s$ ):

$$\Delta p_s = \frac{f_s \cdot G_s^2 \cdot (N_d + 1) \cdot D_i}{2 \cdot \rho_s \cdot De_s \cdot \left( \frac{\mu_s}{\mu_{s(p)}} \right)^{0,14}} \quad (45)$$

Paso 51. Determinación del factor de fricción del fluido que circula por el interior de los tubos ( $f_t$ ):

Flujo laminar ( $Re_t < 2100$ ):

$$f_t = \frac{16}{Re_t} \quad (46)$$

Flujo turbulento ( $Re_t \geq 2100$ ):

$$f_t = 0,014 + 0,125 \cdot \text{Re}_t^{-0,32} \quad (47)$$

Paso 52. Cálculo de la caída de presión del fluido que circula por el interior de los tubos ( $\Delta p_t$ ):

$$\Delta p_t = \left( 4 \cdot f_t \cdot \frac{L_c \cdot n}{d_i} + 4 \cdot n \right) \cdot \frac{\rho_t \cdot v_t^2}{2} \quad (48)$$

La caída de presión calculada para ambas corrientes no deberá exceder la caída de presión máxima permisible establecida en la descripción del problema.

### 2.3. Costo de adquisición preliminar del intercambiador de calor

Según (Towler & Sinnott, 2013) el costo de adquisición preliminar de un ICTC, en USD \$, se determina de acuerdo con la siguiente correlación, tomando como base de costo el mes de enero del año 2010:

$$C_{(2010)} = a + b \cdot A_L^x \quad (49)$$

Dónde:

a – Constante de costo

b – Constante de costo

x – Exponente

Luego, el valor de costo obtenido debe actualizarse para el año actual, es decir, el 2019, lo cual se puede efectuar mediante la siguiente ecuación:

$$C_{(2019)} = C_{(2010)} \cdot \frac{Ic_{(2019)}}{Ic_{(2010)}} \quad (50)$$

Dónde:

$Ic_{(2010)}$  – Índice de costo para el año 2010

$Ic_{(2019)}$  – Índice de costo para el año 2019

$C_{(2010)}$  – Costo del ICTC en el año 2010

## 3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

### 3.1. Diseño preliminar

A continuación se exponen los resultados obtenidos durante la realización del diseño preliminar del ICTC.

Paso 1. Definición de los datos iniciales para las corrientes involucradas:

La Tabla 1 muestra los valores de los datos iniciales de cada una de las corrientes utilizadas en el proceso de intercambio de calor.

Tabla 1. Datos iniciales de cada una de las corrientes involucradas en el proceso

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
Temperatura de entrada del metanol	$T_1$	60	°C
Temperatura de salida del metanol	$T_2$	30	°C

Caudal másico del metanol	$m_c$	12 000	Kg/h
Factor de ensuciamiento del metanol§	$R_c$	0,000352	$m^2.K/W$
Caída de presión máxima permisible para el metanol	$\Delta P_{c(p)}$	5 000	Pa
Temperatura de entrada del agua	$t_1$	5	$^{\circ}C$
Temperatura de salida del agua	$t_2$	20	$^{\circ}C$
Factor de ensuciamiento del agua§	$R_f$	0,000176	$m^2.K/W$
Caída de presión máxima permisible para el agua	$\Delta P_{f(p)}$	5 000	Pa

§Tomado de (Kakaç et al., 2012)

Fuente: Elaboración propia

Paso 2. Definición de los datos iniciales para el intercambiador de calor:

Tabla 2. Datos iniciales del intercambiador de calor

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
Diámetro nominal de los tubos con calibre 14 según norma BWG	$DN_T$	$\frac{3}{4}$	pulg
Arreglo de los tubos	-	Cuadrado	-
Relación de paso de los tubos	$R_{PT}$	1,25	-
Espaciado de los deflectores	B	$0,6 \cdot D_i$	m
Angulo de los tubos	$\alpha_T$	$90^{\circ}$	-
Conductividad térmica del material de los tubos§	$k_T$	60	$W/m.K$
Longitud de los tubos	$L_T$	5	m

§Tomado de (Perry, 2008)

Fuente: Elaboración propia

Paso 3. Temperatura media de cada corriente:

Fluido caliente:

$$\bar{T} = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{60 + 30}{2} = 45^{\circ}C \quad (1)$$

Fluido frío:

$$\bar{t} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{5 + 20}{2} = 12,5^{\circ}C \quad (2)$$

Paso 4. Propiedades físicas de ambos fluidos a la temperatura media determinada en el paso 3:

Según (Perry, 2008), las propiedades físicas de tanto el agua de enfriamiento como el metanol tendrán los valores que se muestran en la Tabla 3.

Tabla 3. Propiedades físicas de ambos fluidos a la temperatura media determinada en el paso 3.

Propiedad	Unidades	Agua	Metanol
Calor específico	J/kg.K	4 200,44	2 668,07
Viscosidad	Pa.s	0,00122	0,00042
Conductividad térmica	W/m.K	0,5877	0,1943
Densidad	kg/m <sup>3</sup>	1 002,92	769,97

Fuente: Elaboración propia

Paso 5. Carga de calor o calor intercambiado (Q):

Se utilizarán la corriente de metanol por ser la que presenta los datos completos. De esta manera, empleando la ecuación (3):

$$Q = m_c \cdot Cp_c \cdot (T_1 - T_2) = \frac{12\,000}{3\,600} \cdot 2\,668,07 \cdot (60 - 30) \quad (3)$$

$$Q = 266\,807\,W$$

A continuación se determinará el caudal de agua necesario para satisfacer la demanda térmica del proceso de intercambio de calor:

Partiendo de:

$$Q = m_f \cdot Cp_f \cdot (t_2 - t_1) \quad (4)$$

Se despeja  $m_f$ , quedando:

$$m_f = \frac{Q}{Cp_f \cdot (t_2 - t_1)} = \frac{266\,807}{4\,200,44 \cdot (20 - 5)}$$

$$m_f = 4,23\,kg/s = 15\,244,49\,kg/h$$

Paso 6. Diámetros externo e interno:

Según (Cao, 2010), un tubo de  $\frac{3}{4}$  pulg de diámetro nominal con calibre 14 según norma BWG tendrá los siguientes diámetros externo e interno:

- Diámetro externo ( $d_e$ ): 0,0190 m
- Diámetro interno ( $d_i$ ): 0,0148 m

Paso 7. Ubicación de los fluidos en el interior del intercambiador de calor y definición del tipo de flujo de ambas corrientes:

De acuerdo con recomendaciones publicadas en (Kern, 1965) (Sinnott, 2005) y (Chhabra & Shankar, 2018), se ubicará el fluido caliente (metanol) por los tubos, mientras que el fluido frío (agua de enfriamiento) fluirá por la coraza. Se escogerá además un tipo de flujo a contracorriente verdadero para ambos fluidos que circulan por el interior del intercambiador de calor.

Paso 8. Suposición de los coeficientes peliculares de transferencia de calor para cada corriente:

Según (Kakaç et al., 2012), se escogerán los siguientes valores del coeficiente pelicular de transferencia de calor para ambos fluidos de trabajo:

- Metanol:  $h'_s = 900\,W/m^2.K$
- Agua:  $h'_t = 4000\,W/m^2.K$

Paso 9. Coeficiente global de transferencia de calor bajo condiciones de ensuciamiento ( $U_E$ ):



$$U_E = \frac{1}{\frac{1}{h'_s} + \left(\frac{r_e}{r_i} \cdot \frac{1}{h'_t}\right) + R_f + R_c + \left[\frac{d_e}{2} \cdot \frac{\ln(r_e/r_i)}{k_T}\right]} \quad (5)$$

$$U_E = 445,64 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

Paso 10. Coeficiente global de transferencia de calor sin considerar ensuciamiento ( $U_L$ ):

$$U_L = \frac{1}{\frac{1}{h'_s} + \left(\frac{r_e}{r_i} \cdot \frac{1}{h'_t}\right) + \left[\frac{d_e}{2} \cdot \frac{\ln(r_e/r_i)}{k_T}\right]} \quad (6)$$

$$U_L = 582,76 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

Paso 11. Media Logarítmica de la Diferencia de Temperatura (MLDT):

Para flujo a contracorriente verdadero, la MLDT se determina según la siguiente ecuación:

$$MLDT = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \quad (7)$$

$$MLDT = 31,91 \text{ }^\circ\text{C}$$

Paso 12. Suposición del factor de corrección de temperatura ( $F_T$ ):

Se asume un valor de  $F_T$  de 0,9, según recomendaciones de (Kakaç et al., 2012).

Paso 13. Diferencia verdadera de temperatura ( $\Delta T_m$ ):

$$\Delta T_m = MLDT \cdot F_T \quad (9)$$

$$\Delta T_m = 28,72 \text{ }^\circ\text{C}$$

Paso 14. Área de transferencia de calor bajo condiciones de ensuciamiento ( $A_E$ ):

$$A_E = \frac{Q}{U_E \cdot \Delta T_m} \quad (10)$$

$$A_E = 20,84 \text{ m}^2$$

Paso 15. Área de transferencia de calor sin incluir ensuciamiento ( $A_L$ ):

$$A_L = \frac{Q}{U_L \cdot \Delta T_m} \quad (11)$$

$$A_L = 15,94 \text{ m}^2$$

Paso 16. Superficie de sobrediseño (SSD):

$$SSD = \left( \frac{A_E}{A_L} - 1 \right) \cdot 100 \quad (12)$$

$$SSD = 30,74 \%$$

La SSD calculada se considera aceptable ya que es menor que el 40% fijado en la definición del problema.

Paso 17. Diámetro interno de la coraza ( $D_i$ ):

$$D_i = 0,637 \cdot \sqrt{\frac{C_T}{C_{CT}}} \cdot \left[ \frac{A_E \cdot (R_{PT})^2 \cdot d_e}{L_T} \right]^{0,5} \quad (13)$$

Dónde:

- $C_T = 1,0$  pues  $\alpha_T = 90^\circ$
- $C_{CT} = 0,90$  pues  $n = 2$
- $R_{PT} = 1,25$  según datos

Entonces:

$$D_i = 0,31 \text{ m}$$

Paso 18. Número preliminar de tubos ( $N_T$ ):

$$N_T = 0,785 \cdot \left( \frac{C_{CT}}{C_T} \right) \cdot \frac{D_i^2}{(R_{PT})^2 \cdot d_e^2} \quad (14)$$

$$N_T = 121$$

Paso 19. Espaciado de los deflectores (B):

$$B = 0,6 \cdot D_i \quad (15)$$

$$B = 0,186 \text{ m}$$

Paso 20. Resumen de los principales parámetros determinados durante el diseño preliminar del intercambiador de calor de tubo y coraza:

- Diámetro de la coraza ( $D_i$ ) = 0,31 m.
- Longitud de los tubos ( $L_T$ ) = 5 m.

- Diámetro exterior de los tubos ( $d_e$ ) = 0,0190 m.
- Diámetro interior de los tubos ( $d_i$ ) = 0,0148 m.
- Espaciado de los deflectores ( $B$ ) = 0,186 m.
- Número preliminar de tubos ( $N_T$ ) = 121.
- Tipo de arreglo de los tubos: cuadrado con  $\alpha_T = 90^\circ$
- Relación de paso de los tubos ( $R_{PT}$ ) = 1,25.

### 3.2. Selección y posterior evaluación del intercambiador de calor

#### Paso 21. Selección del intercambiador de calor

De acuerdo con (TEMA, 2007; Kakaç *et al.*, 2012), se selecciona un intercambiador de calor de tubo y coraza del tipo 1-2 con las siguientes parámetros geométricos:

- Diámetro interno de la coraza ( $D_i$ ) = 15,25 pulg = 0,39 m.
- Número de tubos ( $N_T$ ) = 124.
- Espaciado de los deflectores ( $B$ ) = 0,126 m.
- Paso de los tubos ( $P_T$ ) = 1 pulg = 0,0254 m.

La Tabla 4 muestra los resultados de los parámetros determinados en los pasos 22-35

Tabla 4. Resultados de los parámetros incluidos en los pasos 22-35.

Paso	Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
22	Diámetro equivalente de la coraza	$De_s$	0,0243	m
23	Espaciado entre tubos	$C$	0,0064	m
24	Área de la coraza	$A_s$	0,0182	m <sup>2</sup>
25	Velocidad másica superficial del agua	$G_s$	233,26	kg/s.m <sup>2</sup>
26	Numero de Reynolds del agua	$Re_s$	4 627,11	-
27	Número de Prandtl del agua	$Pr_s$	8,74	-
28	Temperatura de la pared del tubo	$T_p$	28,75	°C
29	Viscosidad del agua a la temperatura de la pared del tubo	$\mu_{s(p)}$	0,000842	Pa.s
30	Coefficiente pelicular de transferencia de calor del agua	$h_s$	1 949,66	W/m <sup>2</sup> .K
31	Área total de los tubos	$A_T$	0,0107	m <sup>2</sup>
32	Velocidad lineal del metanol	$v_t$	0,406	m/s
33	Número de Reynolds del metanol	$Re_t$	10 966,67	-
34	Número de Prandtl del metanol	$Pr_t$	5,79	-
35	Viscosidad del metanol a la temperatura de la pared del tubo	$\mu_{t(p)}$	0,00051	Pa.s

Fuente: Elaboración propia

#### Paso 36. Coeficiente pelicular de transferencia de calor del metanol ( $h_t$ ):

De acuerdo con el paso 33, el metanol circula por el interior de los tubos bajo régimen de flujo turbulento ( $Re_t > 10000$ ), por lo que se hará uso de la ecuación (30) para determinar el coeficiente pelicular de transferencia de calor de este fluido. De esta manera:

$$h_t = \frac{k_t}{d_i} \cdot 0,023 \cdot \text{Re}_t^{0,8} \cdot \text{Pr}_t^{0,33} \cdot \left( \frac{\mu_t}{\mu_{t(p)}} \right)^{0,14} \quad (30)$$

$$h_t = 895,92 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

La Tabla 5 presenta los resultados obtenidos de los parámetros incluidos en los pasos 37-47.

Tabla 5. Resultados obtenidos para los parámetros incluidos en los pasos 37-47.

Paso	Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
37	Coefficiente pelicular de transferencia de calor del metanol corregido con respecto a la superficie externa del tubo interior	$h_{to}$	697,88	W/m <sup>2</sup> .K
38	Coefficiente global de transferencia de calor considerando ensuciamiento	$U_E$	331,13	W/m <sup>2</sup> .K
39	Coefficiente global de transferencia de calor sin considerar ensuciamiento (limpio)	$U_L$	418,06	W/m <sup>2</sup> .K
40	Coefficiente R	R	2,00	-
	Coefficiente S	S	0,27	-
41	Coefficiente P <sub>x</sub>	P <sub>x</sub>	0,27	-
42	Factor de corrección de temperatura	F <sub>T</sub>	0,92	-
43	Diferencia verdadera de temperatura	$\Delta T_m$	29,38	°C
44	Área total de transferencia de calor bajo condiciones de ensuciamiento	A <sub>E</sub>	27,43	m <sup>2</sup>
45	Área total de transferencia de calor sin ensuciamiento	A <sub>L</sub>	21,73	m <sup>2</sup>
46	Superficie de sobrediseño	SSD	26,23	%
47	Longitud calculada del intercambiador	L <sub>C</sub>	3,71	m

Fuente: Elaboración propia

### 3.3. Caída de presión

La Tabla 6 muestra los resultados de los parámetros comprendidos en los pasos 48-52.

Tabla 6. Resultados de los parámetros comprendidos en los pasos 48-52.

Paso	Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
48	Coefficiente de fricción para el agua	f <sub>s</sub>	0,358	-
49	Número de deflectores	N <sub>d</sub>	26	-
50	Caída de presión del agua	$\Delta p_s$	3 972,93	Pa
51	Factor de fricción para el metanol	f <sub>t</sub>	0,02037	-
52	Caída de presión del metanol	$\Delta p_t$	3 099,59	Pa

Fuente: Elaboración propia

De acuerdo con los resultados obtenidos durante el diseño preliminar del ICTC, el coeficiente global de transferencia de calor sin considerar ensuciamiento ( $U_L$ ) es 1,19 veces superior que el coeficiente global de transferencia de calor considerando ensuciamiento ( $U_E$ ), se obtuvo una MLDT de 31,91 °C para flujo a contracorriente verdadero, una diferencia verdadera de temperatura de 28,72 °C asumiendo un factor de corrección F<sub>T</sub> de 0,9, mientras que la superficie de sobrediseño calculada (30,74 %) puede considerarse de aceptable, ya que no sobrepasa el 40 % establecido durante la definición del problema. Por último, se obtuvo un diámetro interno de la coraza ( $D_i$ ) de 0,31 m, un número total de tubos ( $N_T$ ) igual a 121 y un espaciado de los deflectores (B) de 0,186 m.

Para la selección del intercambiador de calor se tomaron en cuenta cuatro parámetros: 1) número total de tubos determinado durante el análisis preliminar (121 tubos), 2) diámetro nominal de los tubos (3/4 pulg), 3) tipo de arreglo de los tubos (cuadrado) y 4) el número de pases por los tubos (2), lo cual permitió seleccionar un equipo con las siguientes dimensiones según (Kakaç et al., 2012), las cuales son las que más se aproximan al diseño preliminar realizado:

- Diámetro interno de la coraza ( $D_i$ ) = 15,25 pulg = 0,39 m.
- Número de tubos ( $N_T$ ) = 124.
- Paso de los tubos ( $P_T$ ) = 1 pulg = 0,0254 m.

Tomando en cuenta los resultados mostrados en la Tabla 4, se obtuvo un diámetro equivalente de la coraza ( $D_{es}$ ) de 0,0243 m, un espaciado entre tubos ( $C$ ) de 0,0064 m (6,4 mm), un área de la coraza ( $A_S$ ) de 0,0182 m<sup>2</sup> y un número de Reynolds del agua ( $Re_S$ ) de 4627,11, lo cual indica que este fluido circula bajo flujo de transición por la coraza. La correlación establecida para determinar el coeficiente pelicular de transferencia de calor de un fluido que circula por la coraza ( $h_S$ ) puede ser empleada satisfactoriamente en este caso ya que el número de Reynolds calculado para el agua se encuentra dentro del rango fijado por esta ecuación para ser aplicada convenientemente ( $2 \times 10^3 < Re_S < 1 \times 10^6$ ). De esta manera se obtuvo un valor de  $h_S$  de 1949,66 W/m<sup>2</sup>.K.

Por otro lado se obtuvo un área total de los tubos ( $A_T$ ) de 0,0107 m<sup>2</sup>, una velocidad lineal del metanol ( $v_t$ ) de 0,406 m/s y un número de Reynolds del metanol ( $Re_t$ ) de 10 966,67, lo cual indica que este fluido circula bajo flujo turbulento por los tubos ya que se cumple que  $Re_t > 10 000$ . El coeficiente pelicular de transferencia de calor del metanol, corregido con respecto a la superficie externa del tubo interior, tuvo un valor de 697,88 W/m<sup>2</sup>.K (Tabla 5), el cual es 2,79 veces menor que el coeficiente pelicular determinado para el agua. Vale destacar además que el número de Prandtl determinado para el agua es 1,5 veces mayor que el número de Prandtl calculado para el metanol, lo cual influye a su vez en los valores obtenidos de los coeficiente peliculares de transferencia de calor.

Examinando los resultados expuestos en la Tabla 5, se obtuvo un coeficiente global de transferencia de calor considerando ensuciamiento de 331,13 W/m<sup>2</sup>.K, el cual es 1,26 veces inferior que el coeficiente global de transferencia de calor limpio ( $U_L$ ), con un valor de 418,06 W/m<sup>2</sup>.K. El factor de corrección de temperatura calculado tuvo un valor de 0,92, el cual puede considerarse de adecuado (Kakaç et al., 2012), obteniéndose entonces una diferencia verdadera de temperatura de 29,38 °C. El área total de transferencia de calor bajo ensuciamiento ( $A_E = 27,43$  m<sup>2</sup>) es 1,26 veces superior que el área total de transferencia de calor sin considerar ensuciamiento ( $A_L = 21,73$  m<sup>2</sup>), por lo que se obtuvo una superficie de sobrediseño de 26,23 %, la cual puede calificarse de aceptable ya que es inferior al 40 % establecido en la definición del problema. Por último, se obtuvo una longitud calculada del intercambiador ( $L_C$ ) de 3,71 m, inferior a la longitud máxima permisible definida en el problema ( $L_T = 5$ ).

Finalmente, según los resultados descritos en la Tabla 6, la caída de presión calculada para el agua (3 972,93 Pa) es inferior a la máxima permisible para esta corriente (5 000 Pa), mientras que esto también se cumple para la corriente de metanol, donde la caída de presión calculada (3 099,59 Pa) es menor que la máxima permisible (5 000 Pa). El factor de fricción para el agua es 17,57 veces superior que aquel determinado para el metanol, mientras que el intercambiador necesita 26 deflectores.

De esta manera se establece que el ICTC diseñado es adecuado para el servicio requerido ya que la SSD no supera el 40%, se cumple que  $L_C < L_T$ , y que los valores de las caídas de presión calculados no superan a la caída de presión máxima permisible para ambas corrientes.

### 3.4. Costo de adquisición preliminar del ICTC

Por medio de (49) se determinó el costo de adquisición preliminar del ICTC, tomando en cuenta los siguientes datos iniciales (Towler y Sinnott, 2013):

- $a = 32\ 000$
- $b = 70$
- $x = 1,2$

Así como también un área ( $A_L$ ) de  $21,73\text{ m}^2$ .

Luego, sustituyendo estos valores en la referida ecuación se tiene el costo preliminar para el mes de enero del año 2010:

$$C_{(2010)} = a + b \cdot A_L^x = 32\ 000 + 70 \cdot 21,73^{1,2} \quad (49)$$
$$C_{(2010)} = \text{USD } \$ 34\ 815$$

De esta manera, el costo preliminar del ICTC actualizado para el año 2019 será:

$$C_{(2019)} = C_{(2010)} \cdot \frac{Ic_{(2019)}}{Ic_{(2010)}} \quad (50)$$

Dónde:

- $Ic_{(2010)} = 532,9$  (Towler y Sinnott, 2013)
- $Ic_{(2019)} = 639,8$  (Agosto 2019) (CEPCI, 2019)
- $C_{(2010)} = \text{USD } \$ 34\ 185$

$$C_{(2019)} = 34\ 185 \cdot \frac{639,8}{532,9}$$
$$C_{(2019)} \approx \text{USD } \$ 41\ 800$$

Tomando en cuenta el valor determinado en (50), se establece que el ICTC diseñado tendrá un costo preliminar de USD \$ 41 800 para el año 2019.

## 4. CONCLUSIONES

1. Se llevó a cabo el diseño térmico de un ICTC para efectuar el enfriamiento de  $12\ 000\text{ kg/h}$  de metanol desde  $60\text{ }^\circ\text{C}$  hasta  $30\text{ }^\circ\text{C}$ , empleando para ello agua de enfriamiento a  $5\text{ }^\circ\text{C}$ .
2. La superficie de sobrediseño del ICTC tuvo un valor de  $26,25\%$ , la cual no supera el valor máximo permisible establecido por el proceso ( $40\%$ ).
3. La longitud calculada del ICTC ( $3,71\text{ m}$ ) no supera el valor máximo permitido fijado ( $5\text{ m}$ ).
4. El agua de enfriamiento presentó una caída de presión de  $3\ 972,93\text{ Pa}$ , mientras que la caída de presión de la corriente de metanol fue de  $3\ 099,59\text{ Pa}$ , ambos valores no superaron el límite máximo permisible establecido para el proceso ( $5000\text{ Pa}$ ).

5. El ICTC diseñado tendrá un número total de tubos de 124, un diámetro de la coraza de 0,39 m, un paso de los tubos de 0,0254 m, un espaciado de los deflectores de 0,186 m, y un número de deflectores igual a 26.
6. El ICTC diseñado es adecuado para el servicio demandado, debido a que la SSD no supera el 40%; se cumple que  $L_C < L_T$ ; y los valores calculados de las caídas de presión para ambas corrientes no son superiores a la caída de presión máxima permisible.
7. EL ICTC diseñado tendrá un costo preliminar de USD \$ 41 800.

## REFERENCIAS

- Cao, E. (2010). Heat transfer in process engineering. New York, U.S.A: McGraw-Hill.
- CEPCI. (2019). Economic Indicators. Chemical Engineering, 126 (12), 152.
- Chhabra, R., Shankar, V. (2018). Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications (7th ed. Vol. 1B). Oxford, United Kingdom: Butterworth-Heinemann.
- Dubey, V. V. P., Verma, R. R., Verma, P. S., and A.K.Srivastava. (2014). Performance Analysis of Shell & Tube Type Heat Exchanger under the Effect of Varied Operating Conditions. IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering, 11 (3), 8-17.
- Ebioto, C. E., and Eke, G. B. (2012). Performance Analysis of Shell and Tube Heat Exchangers: A case study. Journal of Emerging Trends in Engineering and Applied Sciences, 3 (5), 899-903.
- Gawande, S. H., Wankhede, S. D., Yerrawar, R. N., Sonawane, V. J., and Ubarhande, U. B. (2012). Design and Development of Shell & Tube Heat Exchanger for Beverage. Modern Mechanical Engineering, 2, 121-125.
- Harika, K., Likhitha, T., Hema, K., & Pavani, P. (2017). Fabrication of Shell and Tube Heat Exchanger using Helical Baffles based on Kern's Principle. International Journal of Current Engineering and Technology, 7 (3), 821-826.
- Kakaç, S., Liu, H., and Pramuanjaroenkij, A. (2012). Heat Exchangers. Selection, Rating, and Thermal Design (3rd ed.). Boca Raton, U.S.A: CRC Press.
- Kern, D. Q. (1965). Process Heat Transfer. New York, U.S.A: McGraw-Hill.
- Perry, R. H. (2008). Chemical Engineers' Handbook (8th ed.). New York, U.S.A: McGraw-Hill.
- Ramakanth, R., Harika, K., Varsha, P., and Likhitha, T. (2017). Review on Shell and Tube Heat Exchangers using Helical Baffles and Nanofluids. International Journal of Scientific Research in Science, Engineering and Technology, 3 (1), 339-346.
- Sigimon, N. B., Jacob, J. K., and Surendran, A. (2015). Thermal designing of shell & tube heat exchanger: a review. Elixir Mech. Engg., 78, 29563-29569.
- Singh, A., and Sehgal, S. S. (2013). Thermohydraulic Analysis of Shell-and-Tube Heat Exchanger with Segmental Baffles. ISRN Chemical Engineering, 2013, 1-5.
- Singh, D., and Pal, N. D. (2016). Designing and Performance Evaluation of a Shell and Tube Heat Exchanger using Ansys (Computational Fluid Dynamics). International Journal of Scientific Engineering and Applied Science, 2 (3), 427-446.

Sinnott, R. K. (2005). Chemical Engineering Design (4th ed. Vol. 6). Oxford, United Kingdom: Elsevier Butterworth-Heinemann.

TEMA. (2007). Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association (Vol. 9). Tarrytown, New York: Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc.

Towler, G., and Sinnott, R. (2013). Chemical engineering design: Principles, practice, and economics of plant and process design (2nd ed.). Oxford, United Kingdom: Butterworth-Heinemann.

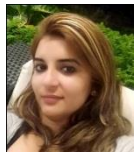
Wajs, J., Bajor, M., and Mikielwicz, D. (2019). Thermal-Hydraulic Studies on the Shell-and-Tube Heat Exchanger with Minijets. *Energies*, 12, 1-12.

Yousufuddin, S. (2018). Heat Transfer Enhancement of a Shell and Tube Heat Exchanger with Different Baffle Spacing Arrangements. *Scholar Journal of Applied Sciences and Research*, 1 (6), 50-56.

## SEMBLANZA DE LOS AUTORES



**Amaury Pérez Sánchez:** Obtuvo el grado de Ingeniero Químico en la Universidad de Camagüey, Cuba en el año 2009, donde actualmente es profesor instructor e investigador auxiliar. En estos momentos se encuentra estudiando un Máster en Biotecnología en el centro de Ingeniería Genética y Biotecnología de Camagüey. Trabaja en líneas de investigación vinculadas fundamentalmente con el diseño de equipos de transferencia de calor y masa, simulación y optimización de procesos y operaciones de la industria química mediante el empleo de simuladores, y la evaluación técnico-económica de procesos y plantas biotecnológicas.



**Elizabeth Ranero González.** Obtuvo el grado de Ingeniero Químico en la Universidad de Camagüey, Cuba en el año 2016. Se desempeña profesionalmente como Profesor Instructor en la Universidad de Camagüey, Cuba. Su área de investigación abarca el diseño y evaluación de equipos y procesos de transferencia de calor y masa, evaluación termodinámica de procesos químicos, y la simulación de procesos y sistemas biotecnológicos.



**Eddy Javier Pérez Sánchez:** Obtuvo el grado de Ingeniero Químico en la Universidad de Camagüey, Cuba en el año 2016. Se desempeña profesionalmente en la Empresa de Servicios Automotores S.A., en el Departamento de Dirección Comercial. Trabaja en líneas de investigación relacionadas con el diseño, evaluación y/o operación de equipos de transferencia de calor y masa, así como también la simulación de procesos petroquímicos y biotecnológicos.



**Norlem Liaño Abascal:** Obtuvo el grado de Ingeniero Químico en la Universidad de Camagüey, Cuba en el año 2007. Se desempeña profesionalmente como Profesor Asistente en la Universidad de Camagüey, Cuba. Su área de investigación abarca la evaluación termodinámica técnica de procesos y operaciones de la industria química y energética, el diseño de equipos de transferencia de calor y masa, y el empleo de simuladores para la evaluación técnico-económica de plantas químicas. Es Máster en Análisis de Procesos en la Industria Química desde el año 2012.



**Cosette Nicetas Gastamiza Sicilia:** Obtuvo el grado de Ingeniero Químico en la Universidad de Camagüey, Cuba, en el año 2004. Se desempeña profesionalmente como Especialista Principal de Calidad en el área de Envasado de la Fábrica de Cerveza Tínima, de la ciudad de Camagüey, Cuba. Su área de investigación abarca el diseño y evaluación de equipos de transferencia de calor y de masa, así como también sistemas de refrigeración industrial, con especial énfasis en compresores. En la actualidad se encuentra cursando un Máster en Análisis de Procesos en la Industria Química.