



## Diseño térmico de un intercambiador de calor de doble tubo aleteado para el enfriamiento de metanol

### Thermal design of a finned double pipe heat exchanger for methanol cooling

Amaury Pérez Sánchez<sup>1,\*</sup>, Greisy Ivety Valero Almanza<sup>2</sup>, Elizabeth Ranero González<sup>1</sup>, Eddy Javier Pérez Sánchez<sup>3</sup>,

<sup>1</sup> Universidad de Camagüey, Facultad de Ciencias Aplicadas, Camagüey, Cuba.

<sup>2</sup> Centro de Ingeniería Ambiental de Camagüey, Departamento de Gestión Ambiental, Camagüey, Cuba.

<sup>3</sup> Empresa de Servicios Automotores S.A., Dirección Comercial, Ciego de Ávila, Cuba.

\*amauryps@nauta.cu

(recibido/received: 14-octubre-2020; aceptado/accepted: 11-diciembre-2020)

#### RESUMEN

En el presente trabajo se efectuó el diseño térmico de un intercambiador de calor de doble tubo con tubos aleteados para efectuar el enfriamiento de metanol. Se realizaron además dos estudios de sensibilidad para determinar la influencia que presenta un incremento de tanto el caudal de alimentación ( $m_c$ ) como la temperatura de entrada del metanol ( $T_1$ ) sobre cuatro parámetros de diseño del intercambiador. El intercambiador de calor diseñado tendrá una eficiencia de la aleta de 0,236, un factor de limpieza de 0,60, un área de transferencia de calor bajo condiciones de ensuciamiento de 20,53 m<sup>2</sup> y un número total de horquillas igual a tres para cumplir con la demanda térmica del sistema. Tanto la caída de presión calculada del agua de enfriamiento (5 880,39 Pa) como la del metanol (70 711,91 Pa) se encuentran por debajo de los límites máximos fijados por el proceso. Se necesita una potencia de bombeo de 17,52 W y 160,62 W para impulsar el agua de enfriamiento y el metanol respectivamente. Se recomienda que  $m_c$  no supere los 5 800 kg/h, mientras que  $T_1$  puede incrementarse hasta 80 °C sin que esto afecte negativamente la caída de presión del agua de enfriamiento, aunque esto incrementa la potencia de bombeo del agua de enfriamiento.

**Palabras claves:** Caída de presión; Diseño térmico; Horquillas; Intercambiador de calor, Potencia de bombeo.

#### ABSTRACT

In the present work, the thermal design of a double tube heat exchanger with finned tubes for methanol cooling was performed. Two sensitivity studies were also carried out to determine the influence of an increase in both the feed rate ( $m_c$ ) and the methanol inlet temperature ( $T_1$ ) on four exchanger design parameters. The designed heat exchanger will have a fin efficiency of 0.236, a cleaning factor of 0.60, a heat transfer area under fouling conditions of 20.53 m<sup>2</sup>, and a total number of hairpins equal to three to meet the thermal duty of the system. Both the calculated pressure drop of the cooling water (5,880.39 Pa) and the methanol (70,711.91 Pa) are below the maximum limits established by the process. A pumping power of 17.52 W and 160.62 W is required to pump the cooling water and methanol respectively. It is recommended that  $m_c$  does not exceed 5,800 kg/h, while  $T_1$  can be increased up to 80 °C without

negatively affecting the pressure drop of the cooling water, although this increases the pumping power of the cooling water.

**Keywords:** Pressure drop; Thermal Design; Hairpins; Heat Exchanger; Pumping Power.

## NOMENCLATURA

$a_t$	Área de flujo del tubo interior	$m^2$
$A_{al}$	Área de transferencia de calor aleteada	$m^2$
$A_h$	Área total de una horquilla	$m^2$
$A_i$	Área interna	$m^2$
$A_L$	Área total de transferencia de calor sin considerar ensuciamiento	$m^2$
$A_n$	Área de transferencia de calor no aleteada	$m^2$
$A_{nt}$	Área neta transversal del ánulo con tubos aleteados longitudinales	$m^2$
$A_S$	Área total de transferencia de calor bajo condiciones de ensuciamiento	$m^2$
$C_p$	Calor específico	J/kg.K
$d_e$	Diámetro exterior del tubo interior	m
$d_i$	Diámetro interior del tubo interior	m
$d_n$	Diámetro nominal del tubo interior	pulg
$D_{eq}$	Diámetro equivalente para la transferencia de calor	m
$D_h$	Diámetro hidráulico	m
$D_i$	Diámetro interior del ánulo	m
$D_n$	Diámetro nominal del ánulo	pulg
$e_{al}$	Espesor de la aleta	m
$f$	Factor de fricción de Fanning	-
$f'$	Factor de fricción de Fanning corregido	-
$F_L$	Factor de limpieza	-
$h$	Coefficiente pelicular de transferencia de calor	W/m <sup>2</sup> .K
$H_{al}$	Altura de la aleta	m
$k$	Conductividad térmica	W/m.K
$k_t$	Conductividad térmica material del tubo interior	W/m.K
$L_t$	Longitud del tubo	m
$m$	Parámetro	-
$m$	Caudal másico	kg/s
MLDT	Media Logarítmica de la Diferencia de Temperatura	°C
$N_{al}$	Número de aletas por tubo	-
$N_h$	Número de horquillas	-
$N_t$	Numero de tubos	-
$Nu$	Número de Nusselt	-
$P_b$	Potencia de bombeo	W
$P_h$	Perímetro húmedo total del ánulo con tubos interiores aleteados de forma longitudinal	m
$P_{hc}$	Perímetro húmedo para la transferencia de calor	m
$Pr$	Número de Prandtl	-
$\Delta p$	Caída de presión	Pa
$\Delta P_{(p)}$	Caída de presión máxima permisible	Pa
$Q$	Carga de calor o calor intercambiado	W
$R$	Factor de ensuciamiento	m <sup>2</sup> .K/W
$Re$	Número de Reynolds	-
$t$	Temperatura del fluido frío	°C

T	Temperatura del fluido caliente	°C
$T_p$	Temperatura de la pared del tubo	°C
$\bar{t}$	Temperatura media del fluido frío	°C
$\bar{T}$	Temperatura media del fluido caliente	°C
$U_L$	Coefficiente global de transferencia de calor limpio	W/m <sup>2</sup> .K
$U_S$	Coefficiente global de transferencia de calor sucio	W/m <sup>2</sup> .K
v	Velocidad	m/s

### Símbolos griegos

$\rho$	Densidad	kg/m <sup>3</sup>
$\mu$	Viscosidad	Pa.s
$\eta_{al}$	Eficiencia de la aleta	-
$\eta_b$	Eficiencia isoentrópica de la bomba	-
$\eta_s$	Eficiencia global superficial	-

### Subíndices

1	Entrada
2	Salida
a	Del fluido que circula por el ánulo
c	Del fluido caliente
f	Del fluido frío
lam	Bajo régimen laminar
p	A la temperatura de la pared del tubo interior
t	Del fluido que circula por el tubo interior
turb	Bajo régimen turbulento

## 1. INTRODUCCIÓN

La mejora de la transferencia de calor en un intercambiador de calor está adquiriendo importancia industrial debido a que suministra la oportunidad de reducir el área de transferencia de calor para el intercambiador de calor. El incremento del rendimiento del intercambiador de calor puede ayudar a obtener ahorros de material, energía y costo relacionados con el proceso de intercambio de calor (Kumar et al., 2015).

Un intercambiador de calor es un dispositivo de transferencia de calor que posibilita el intercambio de calor entre dos o más fluidos de proceso. Presenta un extenso uso en aplicaciones industriales y domésticas. Se han desarrollado varios tipos de intercambiadores de calor para su empleo en plantas termoenergéticas, plantas químicas, sistemas de acondicionamiento de aire, unidades de refrigeración, entre otras (Zohuri, 2017).

Uno de los intercambiadores de calor más empleados en la industria química actual es el de doble tubo, también denominados de horquilla. Un intercambiador de calor de doble tubo típico consiste de una tubería ubicada de forma concéntrica por dentro de otra tubería de mayor diámetro con aditamentos apropiados para dirigir el flujo de una sección hacia otra (Fig. 1). Un fluido fluye por la tubería interior (lado del tubo), y el otro fluye a través del espacio anular (ánulo). El empleo principal que presentan los intercambiadores de calor de doble tubo radica en el calentamiento o enfriamiento de fluidos de proceso donde se requieran área de transferencia de calor pequeñas (hasta 50 m<sup>2</sup>). Este intercambiador es muy

adecuado de emplear para manejar fluidos a alta presión debido a los diámetros pequeños de las tuberías, y también bajo condiciones severas de ensuciamiento a causa de su facilidad de limpieza y mantenimiento. La principal desventaja que presentan es que son voluminosos y caros por unidad de área superficial de transferencia de calor (Kakaç et al., 2012).

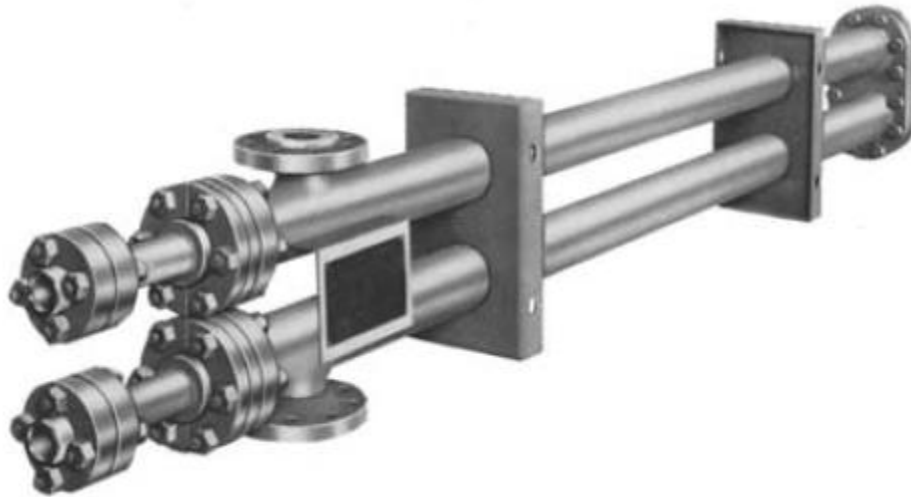


Figura 1. Intercambiador de calor de doble tubo típico (1 horquilla)

Fuente: Adaptado de (Kakaç et al., 2012)

Una forma de incrementar la capacidad de transferencia de calor de los tubos de un intercambiador de calor consiste en adjuntarle piezas de metal llamadas aletas, las cuales extienden la superficie de transferencia de calor. Esto hace posible tener una mayor superficie externa para una misma superficie interna. En aquellos casos donde el coeficiente de transferencia de calor controlante sea el externo, esto puede traer consigo un incremento significativo de la densidad de flujo de calor por unidad de área interna (Cao, 2010).

El intercambiador de calor de doble tubo con tubos aleteados constituye una alternativa muy atractiva para incrementar el rango de aplicación de estos equipos. Las aletas incrementan la superficie de transferencia de calor por unidad de longitud y reducen el tamaño y, por tanto, el número de horquillas requeridas para una determinada demanda de calor. Integralmente, las aletas longitudinales han demostrado ser las más eficientes para los intercambiadores de calor de doble tubo. Las aletas son más efectivas cuando el coeficiente pelicular es bajo. Cuando la carga de calor varía, pueden agregarse más horquillas para satisfacer la nueva demanda (Kakaç et al., 2012; Thulukkanam, 2013).

Son varios los autores que han evaluado la transferencia de calor en tubos aleteados de intercambiadores de calor de doble tubo. En este sentido (Syed et al., 2011) llevaron a cabo la optimización de un doble tubo aleteado con aletas trapezoidales utilizando un algoritmo genético y el método de Región de Confianza, con el objetivo de optimizar la configuración del ánulo aleteado determinado por el número de aletas, altura de la aleta, espesor de la aleta, y la relación de radios del tubo interno y externo, para el mejoramiento del coeficiente de transferencia de calor. También (Hameed & Essa, 2015) desarrollaron investigaciones experimentales y numéricas para evaluar el rendimiento de un intercambiador de calor con aletas triangulares, empleando para ello el software COMSOL. Por otro lado (Kumar et al., 2015), compararon las características de transferencia de calor utilizando tres diferentes configuraciones de aletas (rectangular, triangular y parabólica cóncava) en un intercambiador de calor de doble tubo, aplicando varias condiciones de operación para obtener la mejor configuración posible. Además, (Omkar et al., 2014) estudiaron la transferencia de calor de un intercambiador de calor de doble tubo con aletas

helicoidales instaladas en la superficie externa del tubo interior, mientras que se incrementó el nivel de turbulencia del proceso de intercambio de calor a partir de la rotación del tubo interior. Por último, (Iqbal et al., 2011) investigaron las configuraciones óptimas de un anulo aleteado con aletas parabólicas para obtener la convección máxima mediante el empleo de algoritmos genéticos y de Región de Confianza. En este trabajo se consideró el flujo estacionario, laminar, incompresible y totalmente desarrollado sujeto a condiciones de flujo de calor constantes.

Esta temática ha sido tratada igualmente de una forma u otra por diversos investigadores (Mir et al., 2004; Mon & Gross, 2004; Rao & Levy, 2008; Zhang et al., 2012; Ramu et al., 2017; Dalkılıç et al., 2020).

En el presente trabajo se realiza el diseño térmico de un intercambiador de calor de doble tubo con tubos aleteados longitudinales, con el fin de conocer parámetros de importancia tales como el número de horquillas, la caída de presión y la potencia de bombeo requerida para ambos fluidos. También se efectúan dos estudios de sensibilidad para evaluar cómo influye el incremento de tanto el caudal de alimentación como la temperatura de entrada del metanol sobre cuatro parámetros de diseño del intercambiador de calor de doble tubo, los cuales son: 1) Caída de presión del agua de enfriamiento; 2) Caída de presión del metanol; 3) Potencia de bombeo del agua de enfriamiento y 4) Potencia de bombeo del metanol.

## 2. MATERIALES Y MÉTODOS

### 2.1. Definición del problema

Se desea diseñar un intercambiador de calor de doble tubo con tubos aleteados para enfriar 5 000 kg/h (1,39 kg/s) de una corriente de metanol desde 70 °C hasta 30 °C utilizando agua de enfriamiento a 5 °C. Se desea que la temperatura de salida del agua no supere los 20 °C. Se disponen de tubos de 4 m de longitud, con un diámetro nominal de 2 pulg, mientras que el diámetro nominal del anulo es de 3 pulg. Las aletas tienen una altura de 0,0127 m, un espesor de 0,0009 m, se dispone de un número de aletas por tubo igual a 30, y existe solo un tubo por el interior del anulo (Fig. 2). El material de construcción del tubo interior es de acero al carbono, y los fluidos circulan a través del intercambiador bajo flujo a contracorriente. La caída de presión máxima permisible para el metanol y el agua de enfriamiento no deberán exceder los 100 000 y 10 000 Pa respectivamente, y se considera una eficiencia isoentrópica de ambas bombas igual a 80 %.

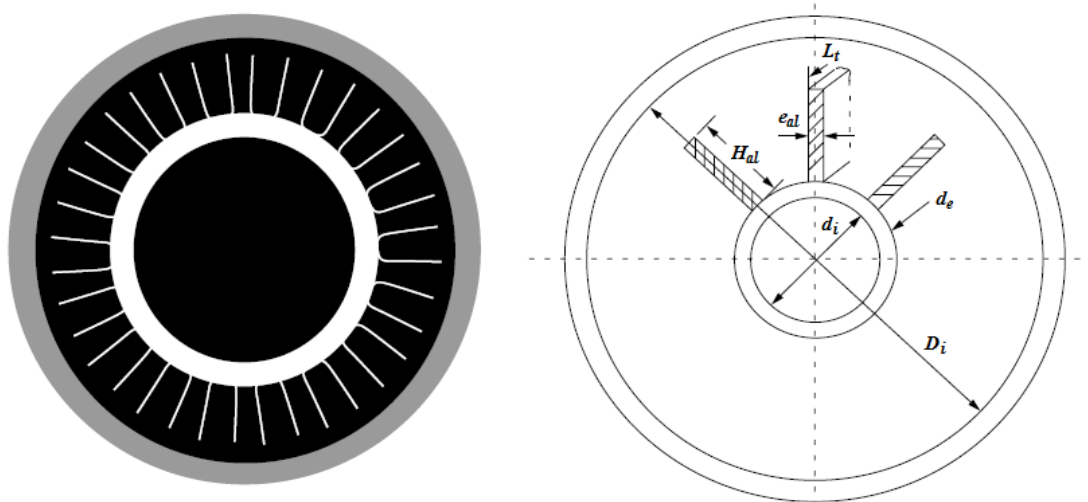


Figura 2. Sección transversal de un tubo interior con aletas longitudinales.

Fuente: Adaptado de (Kakaç et al., 2012).

## 2.2. Metodología de cálculo a emplear

Para realizar el diseño del intercambiador de doble tubo se emplearon correlaciones y ecuaciones publicadas fundamentalmente en (Kakaç et al., 2012), en donde se determina primeramente la cantidad de horquillas necesarias, para luego calcular las caídas de presión y por último la potencia de bombeo de ambos fluidos. Seguidamente se describen las etapas o pasos a seguir para efectuar el diseño del equipo.

### 2.2.1. Numero de horquillas

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

Tabla 1. Datos iniciales requeridos para ambos fluidos involucrados en el sistema.

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

Fuente: Elaboración propia

Paso 2. Definición de los datos iniciales para el tubo interior, el ánulo y las aletas:

Tabla 2. Datos iniciales requeridos para el tubo interior, el ánulo y las aletas.

Parámetro	Símbolo	Unidades
Diámetro nominal del tubo interior	$d_n$	pulg
Diámetro nominal del ánulo	$D_n$	pulg
Altura de la aleta	$H_{al}$	m
Espesor de la aleta	$e_{al}$	m
Número de aletas por tubo	$N_{al}$	-
Numero de tubos	$N_t$	-
Longitud del tubo	$L_t$	m
Conductividad térmica material del tubo interior	$k_t$	W/m.K

Fuente: Elaboración propia

Paso 3. Definición de los diámetros interiores y exteriores de ambas tuberías, según los diámetros nominales establecidos en el Paso 2.

Definir diámetro interior ( $d_i$ ) y exterior ( $d_e$ ) de la tubería interior, así como el diámetro interior ( $D_i$ ) de la tubería exterior o ánulo.

Paso 3. Determinación de la temperatura media de ambas corrientes:

- Metanol:

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

- Agua de enfriamiento:

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

Paso 4. Búsqueda de las propiedades físicas de cada fluido a la temperatura media determinada en el Paso 3.

Tabla 3. Propiedades físicas requeridas de cada fluido a la temperatura media calculada en el Paso 3.

Propiedad	Fluido frío	Fluido caliente	Unidades
Densidad	$\rho_f$	$\rho_c$	kg/m <sup>3</sup>
Calor específico	$Cp_f$	$Cp_c$	J/kg.K
Viscosidad	$\mu_f$	$\mu_c$	Pa.s
Conductividad térmica	$k_f$	$k_c$	W/m.K

Fuente: Elaboración propia

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

La carga de calor o calor intercambiado se determina según los datos que se dispongan. De esta manera, si se tienen todos los datos de la corriente caliente, la carga de calor se determina según la siguiente ecuación:

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

Por otro lado, si se disponen de los datos de la corriente fría, entonces Q será:

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

Paso 6. Determinación del área neta transversal del ánulo con tubos aleteados longitudinales ( $A_{nt}$ ):

$$A_{nt} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_i^2 - d_e^2 \cdot N_t) - (e_{al} \cdot H_{al} \cdot N_{al} \cdot N_t) \quad (5)$$

Paso 7. Determinación del perímetro húmedo total del ánulo con tubos interiores aleteados de forma longitudinal ( $P_h$ ):

$$P_h = \pi(D_i + d_e \cdot N_t) + 2 \cdot H_{al} \cdot N_{al} \cdot N_t \quad (6)$$

Paso 8. Cálculo del diámetro hidráulico ( $D_h$ ):

$$D_h = \frac{4 \cdot A_{nt}}{P_h} \quad (7)$$

Paso 9. Cálculo del perímetro húmedo para la transferencia de calor ( $P_{hc}$ ):

$$P_{hc} = \pi \cdot d_e \cdot N_t + 2 \cdot N_{al} \cdot H_{al} \cdot N_t \quad (8)$$

Paso 10. Cálculo del diámetro equivalente para la transferencia de calor ( $D_{eq}$ ):

$$D_{eq} = \frac{4 \cdot A_{nt}}{P_{hc}} \quad (9)$$

Paso 11. Cálculo del área de flujo del tubo interior ( $a_t$ ):

$$a_t = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \quad (10)$$

Paso 12. Ubicación de los fluidos en el intercambiador de calor

Paso 13. Determinación de la velocidad del fluido que circula por el tubo interior ( $v_t$ ):

$$v_t = \frac{m}{\rho \cdot a_t} \quad (11)$$

Paso 14. Cálculo del número de Reynolds del fluido que circula por el tubo interior ( $Re_t$ ):

$$Re_t = \frac{\rho \cdot v_t \cdot d_i}{\mu} \quad (12)$$

Paso 15. Determinación del número de Prandtl del fluido que circula por el tubo interior ( $Pr_t$ ):

$$Pr_t = \frac{Cp \cdot \mu}{k} \quad (13)$$

Paso 16. Determinación del número de Nusselt del fluido que circula por el tubo interior ( $Nu_t$ ):

- **Flujo laminar ( $Re_t \leq 2300$ ):**

Paso 16.1. Determinación de la temperatura de la pared del tubo:

$$T_p = \frac{\bar{T} + \bar{t}}{2} \quad (14)$$

Paso 16.2. Búsqueda de la viscosidad del fluido que circula por el tubo interior a la temperatura de la pared el tubo calculada en el paso 16.1.

Buscar  $\mu_p$  a  $T_p$ .

Paso 16.3. Cálculo del número de Nusselt del fluido que circula por el tubo interior bajo régimen laminar:



$$Nu_t = 1,86 \cdot \left( Re_t \cdot Pr_t \cdot \frac{d_i}{L_t} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (15)$$

Válida para:  
 $0,48 < Pr_t < 16\ 700$

- **Flujo de transición ( $2\ 300 < Re_t < 10\ 000$ ):**

16.4. Determinación del factor de fricción de Fanning ( $f_t$ ):

$$f_t = (1,58 \cdot \ln Re_t - 3,28)^{-2} \quad (16)$$

Válida para:  
 $2300 < Re_t < 5 \times 10^6$   
 $0,5 < Pr_t < 2\ 000$

16.5. Cálculo del número de Nusselt para el fluido que circula por el tubo interior bajo régimen de transición:

$$Nu_t = \frac{\left( \frac{f_t}{2} \right) \cdot (Re_t - 1000) \cdot Pr_t}{1 + 12,7 \cdot \left( \frac{f_t}{2} \right)^{0,5} \cdot (Pr_t^{2/3} - 1)} \quad (17)$$

Válida para:  
 $2300 < Re_t < 10^4$

- **Flujo turbulento ( $Re_t \geq 10\ 000$ ):**

Paso 16.6. Determinación del factor de fricción de Fanning ( $f_t$ ):

$$f_t = (1,58 \cdot \ln Re_t - 3,28)^{-2} \quad (16)$$

Válida para:  
 $2300 < Re_t < 5 \times 10^6$   
 $0,5 < Pr_t < 2\ 000$

16.7. Cálculo del número de Nusselt para el fluido que circula por el tubo interior bajo régimen turbulento:

$$Nu_t = \frac{\left( \frac{f_t}{2} \right) \cdot Re_t \cdot Pr_t}{1,07 + 12,7 \cdot \left( \frac{f_t}{2} \right)^{0,5} \cdot (Pr_t^{2/3} - 1)} \quad (18)$$

Válida para:  
 $0,5 < Pr_t < 2000$

$$10^4 < \text{Re}_t < 5 \times 10^6$$

Paso 17. Determinación del coeficiente pelicular de transferencia de calor del fluido que circula por el tubo interior ( $h_t$ ):

$$h_t = \frac{Nu_t \cdot k}{d_i} \quad (19)$$

Paso 18. Determinación de la velocidad del fluido que circula por el ánulo ( $v_a$ ):

$$v_a = \frac{m}{\rho \cdot A_{nt}} \quad (20)$$

Paso 19. Determinación del número de Reynolds del fluido que circula por el ánulo ( $\text{Re}_a$ ):

$$\text{Re}_a = \frac{\rho \cdot v_a \cdot D_h}{\mu} \quad (21)$$

Paso 20. Determinación del número de Prandtl del fluido que circula por el ánulo ( $\text{Pr}_a$ ):

$$\text{Pr}_a = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad (22)$$

Paso 21. Determinación del número de Nusselt del fluido que circula por el ánulo ( $\text{Nu}_a$ ):

- **Flujo laminar ( $\text{Re}_a \leq 2\,300$ )**

Paso 21.1. Búsqueda de la viscosidad del fluido que circula por el ánulo a la temperatura de la pared el tubo calculada en el paso 16.1.

Buscar  $\mu_p$  a  $T_p$ .

Paso 21.2. Cálculo del número de Nusselt del fluido que circula por el ánulo bajo régimen laminar:

$$Nu_t = 1,86 \cdot \left( \text{Re}_a \cdot \text{Pr}_a \cdot \frac{D_h}{L_t} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (23)$$

Válida para:

$$0,48 < \text{Pr}_a < 16\,700$$

- **Flujo de transición ( $2\,300 < \text{Re}_a < 10\,000$ ):**

21.3. Determinación del factor de fricción de Fanning ( $f_a$ ):

$$f_a = (1,58 \cdot \ln Re_a - 3,28)^{-2} \quad (24)$$

Válida para:

$$2300 < Re_a < 5 \times 10^6$$

$$0,5 < Pr_a < 2000$$

21.4. Cálculo del número de Nusselt para el fluido que circula por el ánulo bajo régimen de transición:

$$Nu_a = \frac{\left(\frac{f_a}{2}\right) \cdot (Re_a - 1000) \cdot Pr_a}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f_a}{2}\right)^{0,5} \cdot (Pr_a^{2/3} - 1)} \quad (25)$$

Válida para:

$$2300 < Re_a < 10^4$$

- **Flujo turbulento ( $Re_a \geq 10000$ ):**

Paso 21.5. Determinación del factor de fricción de Fanning ( $f_a$ ):

$$f_a = (1,58 \cdot \ln Re_a - 3,28)^{-2} \quad (24)$$

Válida para:

$$2300 < Re_a < 5 \times 10^6$$

$$0,5 < Pr_a < 2000$$

Paso 21.6. Cálculo del número de Nusselt para el fluido que circula por el ánulo bajo régimen turbulento:

$$Nu_a = \frac{\left(\frac{f_a}{2}\right) \cdot Re_a \cdot Pr_a}{1,07 + 12,7 \cdot \left(\frac{f_a}{2}\right)^{0,5} \cdot (Pr_a^{2/3} - 1)} \quad (26)$$

Válida para:

$$0,5 < Pr_a < 2000$$

$$10^4 < Re_a < 5 \times 10^6$$

Paso 22. Determinación del coeficiente pelicular de transferencia de calor del fluido que circula por el ánulo ( $h_a$ ):

$$h_a = \frac{Nu_a \cdot k}{D_{eq}} \quad (27)$$

Paso 23. Cálculo del área de transferencia de calor aleteada ( $A_{al}$ ):

$$A_{al} = 2 \cdot N_t \cdot N_{al} \cdot L_t \cdot (2 \cdot H_{al} + e_{al}) \quad (28)$$

Paso 24. Cálculo del área de transferencia de calor no aleteada ( $A_n$ ):

$$A_n = 2 \cdot N_t \cdot (\pi \cdot d_e \cdot L_t - N_{al} \cdot L_t \cdot e_{al}) \quad (29)$$

Paso 25. Determinación del área total de una horquilla ( $A_h$ ):

$$A_h = A_n + A_{al} \quad (30)$$

Paso 26. Determinación del parámetro m:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h_a}{e_{al} \cdot k_t}} \quad (31)$$

Paso 27. Determinación de la eficiencia de la aleta ( $\eta_{al}$ ):

$$\eta_{al} = \frac{\tanh(m \cdot H_{al})}{m \cdot H_{al}} \quad (32)$$

Paso 28. Determinación de la eficiencia global superficial ( $\eta_s$ ):

$$\eta_s = \left[ 1 - (1 - \eta_{al}) \cdot \frac{A_{al}}{A_h} \right] \quad (33)$$

Paso 29. Determinación del área interna ( $A_i$ ):

$$A_i = 2 \cdot \pi \cdot d_i \cdot L_t \quad (34)$$

Paso 30. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor sucio ( $U_s$ ):

$$U_s = \frac{1}{\frac{A_h}{A_i} \cdot \frac{1}{h_t} + \frac{A_h}{A_i} \cdot R + \frac{A_h \cdot \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_t \cdot 2 \cdot L_t} + \frac{R}{\eta_s} + \frac{1}{\eta_s \cdot h_a}} \quad (35)$$

Paso 31. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor limpio ( $U_L$ ):

$$U_L = \frac{1}{\frac{A_h}{A_i} \cdot \frac{1}{h_t} + \frac{A_h \cdot \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_t \cdot 2 \cdot L_t} + \frac{1}{\eta_s \cdot h_a}} \quad (36)$$

Paso 32. Cálculo del factor de limpieza ( $F_L$ ):

$$F_L = \frac{U_S}{U_L} \quad (37)$$

Paso 33. Cálculo de la Media Logarítmica de la Diferencia de Temperatura (MLDT):

Para flujo a contracorriente:

$$MLDT = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)} \quad (38)$$

Paso 34. Determinación del área total de transferencia de calor sin considerar ensuciamiento ( $A_L$ ):

$$A_L = \frac{Q}{U_L \cdot MLDT} \quad (39)$$

Paso 35. Determinación del área total de transferencia de calor bajo condiciones de ensuciamiento ( $A_S$ ):

$$A_S = \frac{Q}{U_S \cdot MLDT} \quad (40)$$

Paso 36. Cálculo del número de horquillas necesarias ( $N_h$ ):

$$N_h = \frac{A_S}{A_h} \quad (41)$$

### 2.2.2. Caída de presión

Paso 37. Cálculo del factor de fricción del fluido que circula por el tubo interior:

- Flujo laminar ( $Re \leq 2300$ ):

$$f_{lam(t)} = \frac{16}{Re_t} \quad (42)$$

- Flujo turbulento ( $Re > 2300$ ):

$$f_{turb(t)} = (1,58 \cdot \ln Re_t - 3,28)^{-2} \quad (16)$$

Paso 38. Corrección del factor de fricción si se cumple que el fluido que circula por el tubo interior fluye bajo régimen laminar ( $f'_{lam(t)}$ ):

- Calentamiento del fluido que circula por el tubo interior:

$$f'_{lam(t)} = f_{lam(t)} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{-0,58} \quad (43)$$

- Enfriamiento del fluido que circula por el tubo interior:

$$f'_{lam(t)} = f_{lam(t)} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{-0,50} \quad (44)$$

Paso 39. Cálculo de la caída de presión del fluido que circula por el tubo interior:

- Flujo laminar ( $Re \leq 2300$ ):

$$\Delta p_t = 4 \cdot f'_{lam(t)} \cdot \frac{2 \cdot L_t}{d_i} \cdot \rho \cdot \frac{v_t^2}{2} \cdot N_h \quad (45)$$

- Flujo turbulento ( $Re > 2300$ ):

$$\Delta p_t = 4 \cdot f_{turb(t)} \cdot \frac{2 \cdot L_t}{d_i} \cdot \rho \cdot \frac{v_t^2}{2} \cdot N_h \quad (46)$$

Paso 40. Factor de fricción del fluido que circula por el ánulo:

- Flujo laminar ( $Re \leq 2300$ ):

$$f_{lam(a)} = \frac{16}{Re_a} \quad (47)$$

- Flujo turbulento ( $Re > 2300$ ):

$$f_{turb(a)} = (1,58 \cdot \ln Re_a - 3,28)^{-2} \quad (24)$$

Paso 41. Corrección del factor de fricción si se cumple que el fluido que circula por el ánulo fluye bajo régimen laminar [ $f_{lam(a)}$ ]:

- Calentamiento del fluido que circula por el ánulo:

$$f'_{lam(a)} = f_{lam(a)} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{-0,58} \quad (48)$$

- Enfriamiento del fluido que circula por el ánulo:

$$f'_{lam(a)} = f_{lam(a)} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{-0,50} \quad (49)$$

Paso 42. Caída de presión del fluido que circula por el ánulo ( $\Delta p_a$ ):

- Flujo laminar ( $Re \leq 2300$ ):

$$\Delta p_a = 4 \cdot f'_{lam(a)} \cdot \frac{2 \cdot L_t}{D_h} \cdot \rho \cdot \frac{v_a^2}{2} \cdot N_h \quad (50)$$

- Flujo turbulento ( $Re > 2300$ ):

$$\Delta p_a = 4 \cdot f_{turb(a)} \cdot \frac{2 \cdot L_t}{D_h} \cdot \rho \cdot \frac{v_a^2}{2} \cdot N_h \quad (51)$$

### 2.2.3. Potencia de bombeo

Paso 43. Potencia de bombeo del fluido que circula por el tubo interior ( $P_{bt}$ ):

$$P_{bt} = \frac{\Delta p_t \cdot m}{\eta_b \cdot \rho} \quad (52)$$

Paso 44. Potencia de bombeo del fluido que circula por el ánulo ( $P_{ba}$ ):

$$P_{ba} = \frac{\Delta p_a \cdot m}{\eta_b \cdot \rho} \quad (53)$$

Donde  $\eta_b$  es 0,80 según datos iniciales.

### 2.3. Estudios de sensibilidad

Se efectuaron dos estudios de sensibilidad para determinar la influencia que presenta el incremento de dos parámetros iniciales de la corriente de metanol sobre cuatro variables de diseño del intercambiador de calor de doble tubo. Los parámetros iniciales a modificar son: 1) el caudal másico de alimentación del metanol y 2) la temperatura de entrada del metanol, mientras que las variables de salida a evaluar son: 1) la caída de presión del agua de enfriamiento; 2) la caída de presión del metanol; 3) la potencia de bombeo del agua de enfriamiento, y 4) la potencia de bombeo del metanol. En el caso del caudal de alimentación del metanol, este se varió en el rango de 5000 – 7000 kg/h, mientras que en el caso de la temperatura de entrada del metanol, se modificó en el intervalo de 60 – 80 °C.

## 3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Seguidamente se muestran los resultados alcanzados al realizar los cálculos de los diferentes parámetros incluidos en la metodología de diseño del intercambiador de doble tubo con tubos aleteados.

### 3.1. Número de horquillas

Paso 1. Definición de los datos iniciales requeridos para cada corriente de fluido:

Tabla 4. Valores de los datos iniciales requeridos para cada fluido.

Parámetro	Agua	Metanol	Unidades
Caudal másico	-	1,39	kg/s
Temperatura de entrada	5	70	°C
Temperatura de salida	20	30	°C
Caída de presión máxima permisible	10 000	100 000	Pa
Factor de ensuciamiento	0,000176	0,000352	m <sup>2</sup> .K/W

Fuente: Elaboración propia

Paso 2. Definición de los datos iniciales para el tubo interior, el ánulo y las aletas:

Tabla 5. Valores de los datos iniciales requeridos para el tubo interior, el ánulo y las aletas.

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
Diámetro nominal del tubo interior	$d_n$	2	pulg
Diámetro nominal del ánulo	$D_n$	3	pulg
Altura de la aleta	$H_{al}$	0,0127	m
Espesor de la aleta	$e_{al}$	0,0009	m
Número de aletas por tubo	$N_{al}$	30	-
Numero de tubos	$N_t$	1	1
Longitud del tubo	$L_t$	4	m
Conductividad térmica material del tubo interior	$k_t$	52	W/m.K

Fuente: Elaboración propia

Paso 3. Definición de los diámetros interiores y exteriores de ambas tuberías, según los diámetros nominales establecidos en el Paso 2.

Según (Perry & Green, 2008) tanto el tubo interior como el ánulo presentarán los siguientes diámetros:

- Diámetro interior del tubo interior ( $d_i$ ): 0,05250 m.



- Diámetro exterior del tubo interior ( $d_e$ ): 0,06033 m.
- Diámetro interior ánulo ( $D_i$ ): 0,07793 m.

Paso 3. Temperatura media de ambas corrientes:

- Metanol:

$$\bar{T} = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{70 + 30}{2} = 50^\circ C \quad (1)$$

- Agua de enfriamiento:

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

Paso 4. Búsqueda de las propiedades físicas de cada fluido a la temperatura media determinada en el Paso 3.

Según (Perry & Green, 2008), tanto el agua de enfriamiento como el metanol presentan los siguientes valores de las propiedades físicas a la temperatura media determinada en el Paso 3.

Tabla 6. Valores de las propiedades físicas de ambos fluidos a la temperatura media determinada en el Paso 3.

Propiedad	Agua	Metanol	Unidades
Densidad	1002,92	764,90	kg/m <sup>3</sup>
Calor específico	4200,44	2705,40	J/kg.K
Viscosidad	0,001223	0,000399	Pa.s
Conductividad térmica	0,5877	0,1929	W/m.K

Fuente: Elaboración propia

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

Como se disponen de todos los datos para la corriente caliente, entonces Q se determinará mediante la ecuación (3). Así:

$$Q = m_c \cdot Cp_c \cdot (T_1 - T_2) = 150\,420,4\,W \quad (3)$$

Luego, el caudal necesario de agua de enfriamiento será:

$$m_f = \frac{Q}{Cp_f \cdot (t_2 - t_1)} = \frac{150\,420,4}{4\,200,44 \cdot (20 - 5)} = 2,39\,kg/s \quad (4)$$

La Tabla 1 muestra los resultados de los parámetros determinados en los pasos 6 – 11.

Tabla 7. Resultados de los parámetros incluidos en los pasos 6 – 11.

Paso	Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
6	Área neta transversal del ánulo con tubos aleteados longitudinales	$A_{nt}$	0,001567	m <sup>2</sup>
7	Perímetro húmedo total del ánulo con tubos interiores	$P_h$	1,196	m

aleteados de forma longitudinal				
8	Diámetro hidráulico	$D_h$	0,00524	m
9	Perímetro húmedo para la transferencia de calor	$P_{hc}$	0,951	m
10	Diámetro equivalente para la transferencia de calor	$D_{eq}$	0,00659	m
11	Área de flujo del tubo interior	$a_t$	0,00216	m <sup>2</sup>

Fuente: Elaboración propia

Paso 12. Ubicación de los fluidos en el intercambiador de calor:

Siguiendo recomendaciones y sugerencias publicadas en (Sinnott, 2005), se ubica el agua de enfriamiento por el tubo interior y el metanol por el ánulo.

La Tabla 2 expone los resultados de los parámetros determinados en los pasos 13 – 15.

Tabla 8. Resultados de los parámetros determinados en los pasos 13 – 15.

Paso	Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
13	Velocidad del agua de enfriamiento	$v_t$	1,10	m/s
14	Número de Reynolds del agua de enfriamiento	$Re_t$	47 357,83	-
15	Número de Prandtl del agua de enfriamiento	$Pr_t$	8,74	-

Fuente: Elaboración propia

Paso 16. Número de Nusselt del agua de enfriamiento ( $Nu_t$ ):

Como el agua de enfriamiento fluye bajo régimen de flujo turbulento pues se cumple que  $Re_t > 10\ 000$ , entonces se hará uso directamente de los pasos 16.6 y 16.7. De esta manera:

Paso 16.6. Factor de fricción de Fanning del agua de enfriamiento bajo régimen turbulento ( $f_t$ ):

$$f_t = (1,58 \cdot \ln Re_t - 3,28)^{-2} = 0,0053 \quad (16)$$

Paso 16.7. Número de Nusselt del agua de enfriamiento bajo régimen turbulento ( $Nu_t$ ):

$$Nu_t = \frac{\left(\frac{f_t}{2}\right) \cdot Re_t \cdot Pr_t}{1,07 + 12,7 \cdot \left(\frac{f_t}{2}\right)^{0,5} \cdot (Pr_t^{2/3} - 1)} = 343,65 \quad (18)$$

La Tabla 3 describe los parámetros determinados en los pasos 17 – 20.

Tabla 9. Resultados de los parámetros determinados en los pasos 17 – 20.

Paso	Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
17	Coficiente pelicular de transferencia de calor del agua de enfriamiento	$h_t$	3846,92	W/m <sup>2</sup> .K
18	Velocidad del metanol	$v_a$	1,16	m/s
19	Número de Reynolds del metanol	$Re_a$	11 652,55	-
20	Número de Prandtl del metanol	$Pr_a$	5,60	-

Fuente: Elaboración propia

Paso 21. Número de Nusselt del metanol ( $Nu_a$ ):

Según el resultado obtenido en el Paso 19, el metanol fluye bajo flujo turbulento por el ánulo, ya que se cumple que  $Re_a > 10\,000$ . Luego, se hará uso de los pasos 21.5 y 21.6 para determinar el número de Nusselt.

Paso 21.5. Factor de fricción de Fanning del metanol bajo régimen turbulento ( $f_a$ ):

$$f_a = (1,58 \cdot \ln Re_a - 3,28)^{-2} = 0,0075 \quad (24)$$

Paso 21.6. Número de Nusselt del agua de enfriamiento bajo régimen turbulento ( $Nu_a$ ):

$$Nu_a = \frac{\left(\frac{f_a}{2}\right) \cdot Re_a \cdot Pr_a}{1,07 + 12,7 \cdot \left(\frac{f_a}{2}\right)^{0,5} \cdot (Pr_a^{2/3} - 1)} = 89,15 \quad (26)$$

La Tabla 4 presenta los resultados de los parámetros determinados en los pasos 22 – 35.

Tabla 10. Resultados de los parámetros determinados en los pasos 22 – 35.

Paso	Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
22	Coefficiente pelicular de transferencia de calor del metanol	$h_a$	2609,56	W/m <sup>2</sup> .K
23	Área de transferencia de calor aleteada	$A_{al}$	6,312	m <sup>2</sup>
24	Área de transferencia de calor no aleteada	$A_n$	1,299	m <sup>2</sup>
25	Área total de una horquilla	$A_h$	7,611	m <sup>2</sup>
26	Parámetro m	m	333,95	-
27	Eficiencia de la aleta	$\eta_{al}$	0,236	-
28	Eficiencia global superficial	$\eta_s$	0,366	-
29	Área interna	$A_i$	1,319	m <sup>2</sup>
30	Coefficiente global de transferencia de calor sucio	$U_s$	202,86	W/m <sup>2</sup> .K
31	Coefficiente global de transferencia de calor limpio	$U_L$	338,76	W/m <sup>2</sup> .K
32	Factor de limpieza	$F_L$	0,60	-
33	Media Logarítmica de la Diferencia de Temperatura	MLDT	36,07	°C
34	Área total de transferencia de calor sin considerar ensuciamiento	$A_L$	12,31	m <sup>2</sup>
35	Área total de transferencia de calor bajo condiciones de ensuciamiento	$A_s$	20,56	m <sup>2</sup>

Fuente: Elaboración propia.

Paso 36. Número de horquillas ( $N_h$ ):

$$N_h = \frac{A_s}{A_h} = \frac{20,56}{7,611} = 2,7 \approx 3 \quad (41)$$

### 3.2. Caída de presión

Paso 37. Factor de fricción del agua de enfriamiento ( $f_{urb(t)}$ ):

Como el agua de enfriamiento fluye bajo régimen de flujo turbulento, entonces se hará uso de la ecuación (16) para determinar el factor de fricción de este fluido. Entonces:

$$f_{turb(t)} = (1,58 \cdot \ln Re_t - 3,28)^{-2} = 0,0053 \quad (16)$$

Paso 39. Caída de presión del agua de enfriamiento:

Se hará uso de la ecuación (46) para flujo turbulento ( $Re > 2300$ ):

$$\Delta p_t = 4 \cdot f_{turb(t)} \cdot \frac{2 \cdot L_t}{d_i} \cdot \rho_f \cdot \frac{v_t^2}{2} \cdot N_h = 5880,39 \text{ Pa} \quad (46)$$

Paso 40. Factor de fricción del metanol ( $f_{turb(a)}$ ):

Debido a que el metanol fluye también bajo régimen turbulento, entonces el factor de fricción de este fluido se determinará mediante la ecuación (24). Luego:

$$f_{turb(a)} = (1,58 \cdot \ln Re_a - 3,28)^{-2} = 0,0075 \quad (24)$$

Paso 42 Caída de presión del metanol:

Se hará uso de la ecuación (51) para régimen turbulento:

$$\Delta p_a = 4 \cdot f_{turb(a)} \cdot \frac{2 \cdot L_t}{D_h} \cdot \rho_c \cdot \frac{v_a^2}{2} \cdot N_h = 70711,91 \text{ Pa} \quad (51)$$

### 3.3. Potencia de bombeo

43. Potencia de bombeo del agua de enfriamiento:

$$P_{bt} = \frac{\Delta p_t \cdot m_f}{\eta_b \cdot \rho_f} = 17,52 \text{ W} \quad (52)$$

44. Potencia de bombeo del metanol:

$$P_{ba} = \frac{\Delta p_a \cdot m_c}{\eta_b \cdot \rho_c} = 160,62 \text{ W} \quad (53)$$

Según los resultados obtenidos, ambos fluidos se mueven bajo régimen turbulento debido a que tanto el número de Reynolds del agua de enfriamiento (47 357,83) como del metanol (11 652,55) se encuentran por encima de 10 000. El coeficiente pelicular de transferencia de calor del agua de enfriamiento (3 846,92 W/m<sup>2</sup>.K) es 1,47 veces superior que el coeficiente pelicular de transferencia de calor del metanol (2 609,56 W/m<sup>2</sup>.K).

El intercambiador de calor de doble tubo posee una eficiencia de la aleta de 0,236, un coeficiente global de transferencia de calor considerando ensuciamiento de 202,86 W/m<sup>2</sup>.K, un factor de limpieza de 0,60, un área de transferencia de calor bajo condiciones de ensuciamiento de 20,56 m<sup>2</sup>, y un número total de horquillas igual a tres. Tanto la caída de presión del agua de enfriamiento (5 880,39 Pa) como la del metanol (70 711,91 Pa) se encuentran por debajo de los límites máximos permisibles establecidos por el proceso, los cuales son 100 000 Pa y 10 000 Pa para el metanol y el agua de enfriamiento, respectivamente. Se observa que la caída de presión del metanol es 12,03 veces superior que la caída de presión del agua de enfriamiento.

Por último, se necesita una potencia de bombeo para impulsar el agua de enfriamiento y el metanol de 17,52 W y 160,62 W, respectivamente. Vale destacar que la potencia de bombeo del metanol es 9,17 veces superior que la potencia de bombeo del agua de enfriamiento, lo cual se debe, fundamentalmente, a la mayor caída de presión obtenida para el metanol.

### 3.4. Estudio de sensibilidad No. 1.

La Figura 3 muestra los resultados obtenidos al efectuar el primer estudio de sensibilidad, consistente en determinar la influencia que presenta un incremento del caudal de alimentación del metanol ( $m_c$ ) sobre cuatro parámetros de diseño del intercambiador.

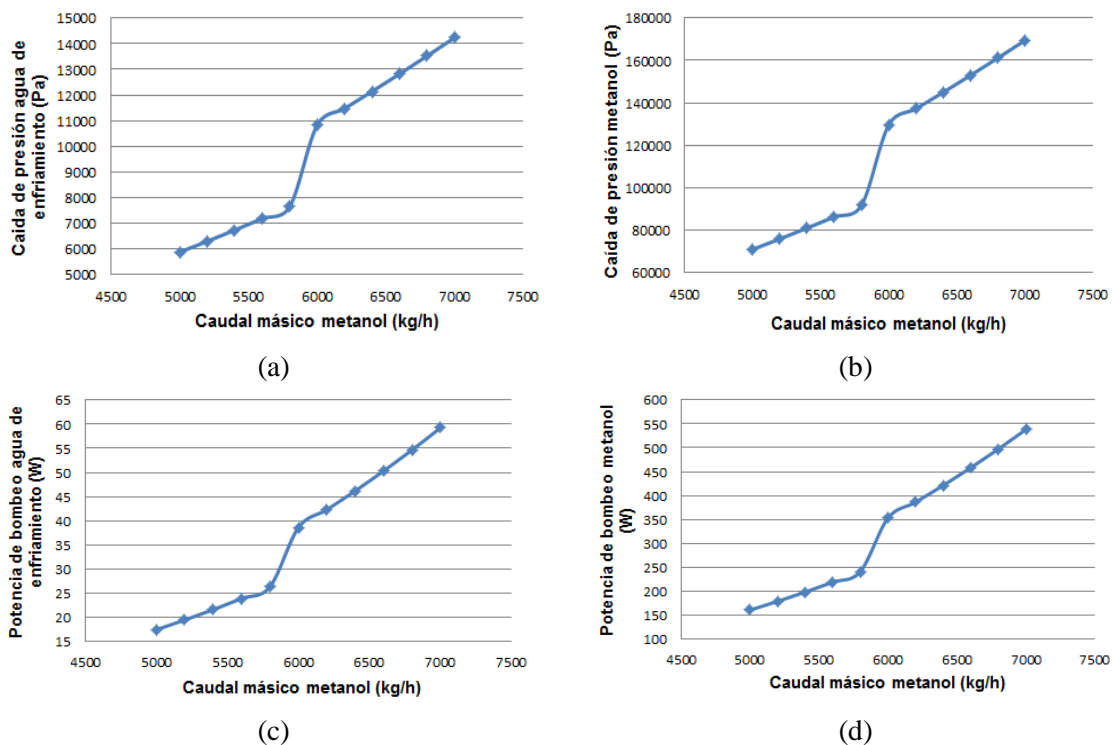


Figura 3. Influencia del incremento del caudal de alimentación del metanol sobre cuatro parámetros de diseño del intercambiador de doble tubo. (a) Caída de presión del agua de enfriamiento. (b) Caída de presión del metanol. (c) Potencia de bombeo del agua de enfriamiento. (d) Potencia de bombeo del metanol.

Fuente: Elaboración propia

De acuerdo con los resultados mostrados en la Figura 3, todos los parámetros evaluados se incrementan con un aumento del caudal de alimentación del metanol. Es de resaltar que a partir de los 5 860 kg/h tanto

la caída de presión del agua de enfriamiento como del metanol superan el límite máximo establecido por el proceso ambas corrientes. Se recomienda de esta manera que el equipo opere con un caudal de alimentación de metanol preferiblemente por debajo de los 5 800 kg/h para que la caída de presión de ambas corrientes se mantenga dentro de los límites fijados y la potencia de bombeo no se incremente hasta alcanzar valores prohibidamente elevados.

### 3.5. Estudio de sensibilidad No. 2.

La Figura 4 expone los resultados obtenidos al efectuar el estudio de sensibilidad No. 2, consistente en determinar la influencia que presenta un aumento de la temperatura de entrada del metanol ( $T_1$ ) sobre cuatro parámetros de diseño del intercambiador.

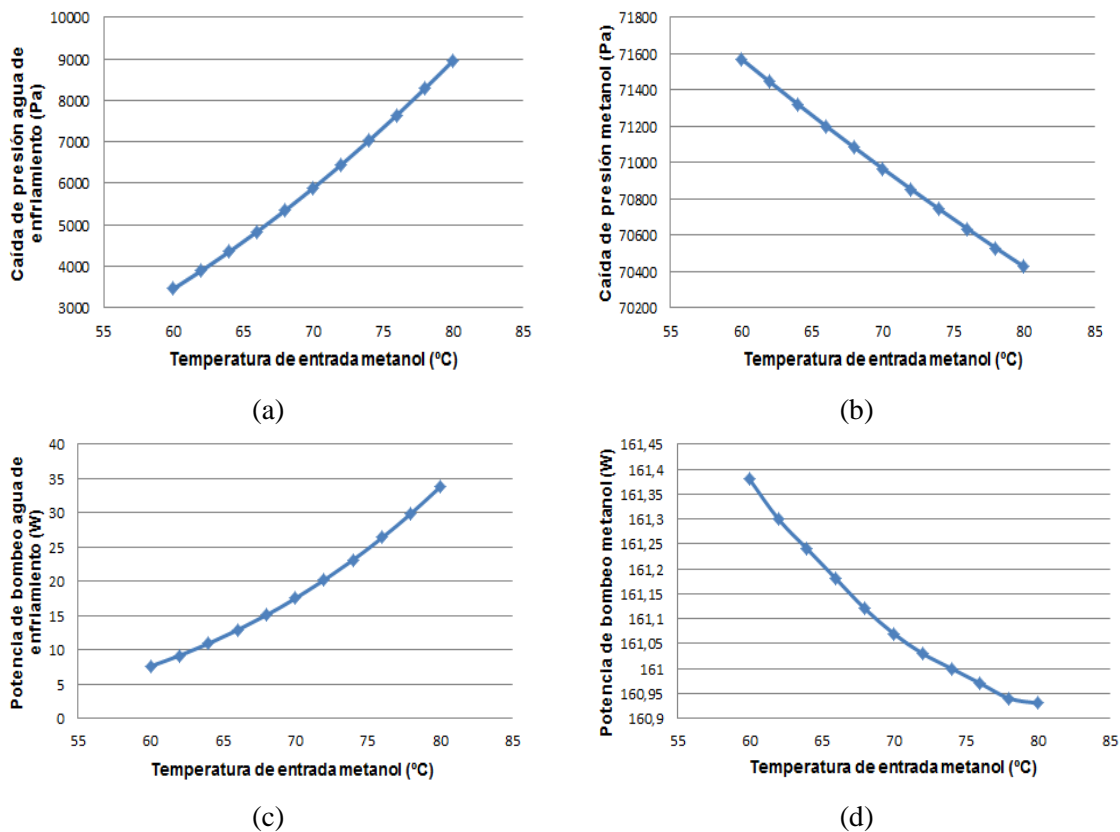


Figura 4. Influencia del incremento de la temperatura de entrada del metanol sobre cuatro parámetros de diseño del intercambiador de doble tubo. a) Caída de presión del agua de enfriamiento. (b) Caída de presión del metanol. (c) Potencia de bombeo del agua de enfriamiento. (d) Potencia de bombeo del metanol.

Fuente: Elaboración propia

Considerando los resultados mostrados en la Figura 4, se puede decir que tanto la caída de presión como la potencia de bombeo del agua de enfriamiento aumentan con un incremento de la temperatura de entrada del metanol ( $T_1$ ), mientras que tanto la caída de presión como la potencia de bombeo del metanol disminuyen con el incremento de  $T_1$ . Se puede observar además que  $T_1$  puede alcanzar un valor de 80 °C y la caída de presión del agua de enfriamiento aún se mantiene por debajo del valor máximo establecido para esta corriente (10 000 Pa). Se resume entonces que  $T_1$  puede incrementarse hasta alcanzar un valor de 80 °C sin que esto afecte negativamente la caída de presión del agua de enfriamiento. La potencia de bombeo del agua de enfriamiento, por su parte, se incrementa hasta alcanzar un máximo de 33,76 W para

un valor de  $T_1$  de 80 °C. El incremento de  $T_1$  desde 60 °C hasta 80 °C incrementa la potencia de bombeo del agua de enfriamiento en 26,17 W (o 4,45 veces).

#### 4. CONCLUSIONES

1. Ambos fluidos fluyen bajo régimen turbulento ya que tanto el número de Reynolds del agua de enfriamiento (47 357,83) como del metanol (11 652,55) se encuentran por encima de 10 000.
2. El coeficiente pelicular de transferencia de calor del agua de enfriamiento (3 846,92 W/m<sup>2</sup>.K) es 1,47 veces superior que el coeficiente pelicular de transferencia de calor del metanol (2 609,56 W/m<sup>2</sup>.K).
3. El intercambiador de calor de doble tubo posee una eficiencia de la aleta de 0,236, un coeficiente global de transferencia de calor considerando ensuciamiento de 202,86 W/m<sup>2</sup>.K, un factor de limpieza de 0,60 y un área de transferencia de calor bajo condiciones de ensuciamiento de 20,56 m<sup>2</sup>.
4. El intercambiador de calor de doble tubo diseñado tendrá tres horquillas.
5. Tanto la caída de presión calculada del agua de enfriamiento (5 880,39 Pa) como la del metanol (70 711,91 Pa) se encuentran por debajo de los límites máximos fijados por el proceso.
6. La potencia de bombeo necesaria para impulsar tanto el agua de enfriamiento como el metanol alcanzó valores de 17,52 W y 160,62 W, respectivamente.
7. Los cuatro parámetros evaluados en el estudio de sensibilidad No. 1 se incrementan con un aumento del caudal de alimentación del metanol, mientras que se aconseja que el equipo opere con un caudal de alimentación de metanol preferiblemente por debajo de los 5 800 kg/h para que la caída de presión de ambas corrientes se mantenga dentro de los límites fijados.
8. Tanto la caída de presión como la potencia de bombeo del agua de enfriamiento aumentan con un incremento de la temperatura de entrada del metanol ( $T_1$ ), mientras que tanto la caída de presión como la potencia de bombeo del metanol disminuyen con el incremento de  $T_1$ .
9. La temperatura de entrada del metanol puede incrementarse hasta 80 °C sin que esto incremente las caídas de presión de ambos fluidos por encima de los límites máximos permisibles.

#### REFERENCIAS

Cao, E. (2010). Heat transfer in process engineering. New York, USA: McGraw-Hill.

Dalkılıç, A. S., Mercan, H., Özçelik, G., and Wongwises, S. (2020). Optimization of the finned double-pipe heat exchanger using nanofluids as working fluids. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 1-20. doi: 10.1007/s10973-020-09290-x.

Hameed, V. M., and Essa, B. M. (2015). Experimental and numerical investigation to evaluate the performance of triangular finned tube heat exchanger. *International Journal of Energy and Environment*, 6 (6), 553-566.

Iqbal, Z., Syed, K. S., and Ishaq, M. (2011). Optimal convective heat transfer in double pipe with parabolic fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54, 5415–5426. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.08.001.

Kakaç, S., Liu, H., and Pramuanjaroenkij, A. (2012). *Heat Exchangers. Selection, Rating and Thermal Design*. Boca Raton, USA: CRC Press.

Kumar, S., Karanth, K. V., and Murthy, K. (2015). Numerical study of heat transfer in a finned double pipe heat exchanger. *World Journal of Modelling and Simulation*, 11 (1), 43-54.

Mir, N. A., Syed, K. S., and Iqbal, M. (2004). Numerical Solution of Fluid Flow and Heat Transfer in the Finned Double Pipe. *Journal of Research (Science)*, 15 (3), 253-262.

Mon, M. S., and Gross, U. (2004). Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47 (8-9), 1953–1964. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2003.09.034.

Omkar, M. S., Pravin, A. M., Sajid, A. H. G., and Pradeep, A. P. (2014). Experimental investigation of double-pipe heat exchanger with helical fins on the inner rotating tube. *International Journal of Research in Engineering and Technology*, 3 (7), 98-102.

Perry, R. H., and Green, D. W. (2008). *Perry's Chemical Engineers' Handbook*. New York, USA: McGraw-Hill.

Ramu, S., Achamyeleh, T., Srinivasan, R., and KrishnaKumar, K. (2017). Analysis of Heat Generation in Double Pipe Heat Exchanger: An Experimental Evaluation and Comparison of the Heat Transfer rate in the Surface Contact of the Elliptical Fin. *International Research Journal of Engineering and Technology*, 4 (6), 1279-1284.

Rao, G. A., and Levy, Y. (2008). A Semi Empirical Methodology for Performance Estimation of a Double Pipe Finned Heat Exchanger. 9th Biennial ASME Conference on Engineering Systems Design and Analysis (ESDA08), Haifa, Israel.

Sinnott, R. K. (2005). *Chemical Engineering Design* (5th ed. Vol. 6). Oxford, UK: Elsevier Butterworth-Heinemann.

Syed, K. S., Iqbal, Z., and Ishaq, M. (2011). Optimal configuration of finned annulus in a double pipe with fully developed laminar flow. *Applied Thermal Engineering*, 31, 1435-1446. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.01.012.

Thulukkanam, K. (2013). *Heat Exchanger Design Handbook* (2nd ed.). Boca Raton, USA: CRC Press.

Zhang, L., Du, W., Wu, J., Li, Y., and Xing, Y. (2012). Fluid flow characteristics for shell side of double-pipe heat exchanger with helical fins and pin fins. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 36, 30-43. doi: 10.1016/j.expthermflusci.2011.08.001.

Zohuri, B. (2017). *Compact Heat Exchangers - Selection, Application, Design and Evaluation*. Switzerland: Springer International Publishing.

## **SEMBLANZA DE LOS AUTORES**

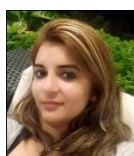




**Amaury Pérez Sánchez:** Obtuvo el grado de Ingeniero Químico en la Universidad de Camagüey, Cuba, en el año 2009, donde actualmente es profesor instructor e investigador auxiliar. En estos momentos se encuentra estudiando un Máster en Biotecnología en el centro de Ingeniería Genética y Biotecnología 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.



**Greisy Ivety Valero Almanza:** Obtuvo el grado de Ingeniero Químico en la Universidad de Camagüey, Cuba en el año 2019. Se desempeña profesionalmente como Especialista de Ciencia, Tecnología y Medio Ambiente en el Departamento de Gestión Ambiental del Centro de Ingeniería Ambiental de Camagüey. Su área de investigación comprende la realización de estudios de riesgos medioambientales en empresas y fábricas químicas, gestión medioambiental de residuales y desechos químicos, análisis físico-químico de aguas y aguas residuales, así como también el diseño y evaluación de equipos de transferencia de calor y masa.



**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., de la ciudad de Ciego de Ávila, Cuba, 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.