

**Influencia del número de reynolds en la coeficiente convectivo en intercambiadores de calor tipo tubos concéntricos****Influence of the number of reynolds on the convective coefficient in heat exchangers type concentric tubes****Influência do número de reynolds no coeficiente convectivo em trocas concentricas de trocas de calor****Luis Fernando Saldaña Bernuy<sup>1</sup>, Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque<sup>1</sup>****Resumen**

**Objetivo.** Determinar la influencia de los regímenes de flujo, tanto caliente y frío, en el Coeficiente Global de Transferencia de calor y en la efectividad de intercambiadores de calor tipo tubos concéntricos y tubo – coraza, en un banco de ensayo marca GUNT modelo WL 110. **Material y Metodos.** El banco de ensayo registra las temperaturas de flujos fríos y calientes, así como los flujos de calor a través de las paredes. Además se pueden modificar los regímenes de flujo (litros/min) de ambos flujos. La presente investigación es de carácter experimental en la categoría pre experimental, porque durante la investigación las variables de estudio serán alteradas a criterio, además es del tipo cuantitativo porque se realizaran los ensayos con una serie de datos a procesar. **Resultados.** Podemos observar que a medida que el número de Reynolds aumenta, y cambia de laminar a turbulento, el coeficiente convectivo del flujo caliente aumenta en un menor porcentaje, pero el flujo frío el incremento es más notorio de 0.264 a 2.19 kW/mK, si el flujo es paralelo. Para el flujo a contracorriente el comportamiento tiene la misma tendencia, pero en este caso el aumento en el flujo frío es de menor porcentaje. **Conclusión:** Podemos decir entonces que el número de Reynolds tiene una influencia significativa el coeficiente convectivo, operando el intercambiador en paralelo o contracorriente.

**Palabras Claves:** Intercambiadores de calor, Numero de Reynolds, Coeficiente Convectivo.

**Abstract**

**Objective.** Determine the influence of the flow rates, both hot and cold, in the Global Coefficient of Heat Transfer and in the effectiveness of heat exchangers of concentric tubes and tube - shell, in a test bench brand GUNT model WL 110. **Material and methods.** The test bench records the temperatures of cold and hot flows, as well as the heat fluxes through the walls. In addition, the flow rates (liters / min) of both flows can be modified. The present investigation is of experimental character in the pre experimental category, because during the investigation the study variables will be altered to criterion, in addition it is of the quantitative type because the tests will be carried out with a series of data to be processed. **Results.** We can see that as the Reynolds number increases, and changes from laminar to turbulent, the convective coefficient of the hot flow increases by a smaller percentage, but the cold flow, the increase is more noticeable from 0.264 to 2.19 kW / mK, if the flow is parallel. For the countercurrent flow the behavior has the same tendency, but in this case the increase in the cold flow is of lower percentage. **Conclusion:** We can say then that the Reynolds number has a significant influence on the convective coefficient, operating the exchanger in parallel or countercurrent.

**Keywords:** Heat exchangers, Reynolds number, Convective Coefficient.

**Resumo**

**Objetivo.** Para determinar a influência de regimes de fluxo, quentes e frias, o coeficiente total de transferência de calor e a eficácia dos permutadores de calor de tipo tubo e os tubos concêntricos - concha, em um modelo de ponto de banco de ensaio GUNT WL 110.

<sup>1</sup>Escuela de Ingeniería en Energía. Estudiante. Universidad Nacional del Santa, Chimbote-Perú, [roberto\\_chucuya@yahoo.es](mailto:roberto_chucuya@yahoo.es)

<sup>2</sup>Escuela de Ingeniería en Energía. Maestro. Universidad Nacional del Santa, Chimbote-Perú, [roberto\\_chucuya@yahoo.es](mailto:roberto_chucuya@yahoo.es). <http://orcid.org/0000-0002-5711-4338>.

**Materiais e métodos.** A bancada de testes registra as temperaturas dos fluxos frios e quentes, bem como os fluxos de calor através das paredes. Além disso, as taxas de fluxo (litros / min) de ambos os fluxos podem ser modificadas. Esta pesquisa é de natureza experimental na categoria experimental pré, porque durante o investigação das variáveis do estudo irá ser alterada a critério, que também é por causa de ensaios quantitativos com uma série de dados a serem processados serão feitas. **Resultados.** Podemos ver que à medida que aumenta o número de Reynolds e mudanças de laminar a turbulento, o coeficiente de transferência de calor dos aumentos de fluxo de calor a uma taxa mais lenta, mas a fluxo a frio, o aumento é mais marcante de 0,264-2,19 kW / mK, se o o fluxo é paralelo. Para o fluxo de contracorrente, o comportamento tem a mesma tendência, mas neste caso o aumento no fluxo frio é de menor porcentagem. **Conclusão:** Podemos dizer então que o número de Reynolds tem uma influência significativa no coeficiente convectivo, operando o trocador em paralelo ou em contracorrente.

*Palavras-chave:* Trocadores de calor, número de Reynolds, Coeficiente Convectivo.

## Introducción

Un intercambiador de calor es un dispositivo usado para transferir energía térmica (entalpía) entre dos o más fluidos, entre una superficie sólida y un fluido o bien de un fluido a otro a diferentes temperaturas y en contacto térmico. Sus principales aplicaciones abarcan calentamiento o enfriamiento de una corriente de fluido que puede involucrar evaporación o condensación de corrientes de fluidos simples o multicomponente. En otras aplicaciones, el objetivo podría ser recuperar o rechazar calor, pasteurizar, destilar, concentrar, cristalizar o controlar un fluido de proceso. (Shah, 2003).

El objetivo del número de Reynolds es determinar la presencia de los diferentes tipos de flujo laminar, de transición y turbulento para un fluido que es transportado en tuberías bajo diferentes condiciones, el tipo de flujo es determinado por el ensayo del número de Reynolds de allí su importancia para identificar fácilmente las características de los tipos de flujo. (Cárdenas y Jaramillo, 2015).

El número de Reynolds es el número que muestra las características del fluido, ya que es el cociente de la fuerza de inercia sobre un elemento de fluido, entre la fuerza viscosa. (Galván 2011). En todos los flujos existe un valor de un parámetro para el cual se produce la transición del flujo laminar a flujo turbulento, habitualmente denominado número de Reynolds crítico. Generalmente para flujo en tubos se establecen los siguientes valores críticos del número de Reynolds. Si  $Re < 2300$ , el flujo es laminar, Entre  $2300 < Re < 3000$  existe una zona de transición de flujo laminar a turbulento Y Si  $Re > 3000$  el flujo es turbulento (Gallegos, 2011).

La función principal del equipo experimental WL 110 es poner a disposición los circuitos de agua fría y caliente necesarios, las cuales pueden ser regulables de acuerdo a la experiencia que se desee conseguir, es importante resaltar que los regímenes de flujo tanto para el fluido caliente como para el fluido frío, permiten cuantificar el parámetro adimensional denominado número de Reynolds, el cual tiene una influencia importante en la conductividad térmica en intercambiadores de calor. Para esto, la unidad de alimentación está equipada con un depósito con calefacción y una bomba para el circuito de agua caliente, tomas para el circuito de agua fría y un armario de distribución con elementos de indicación y mando. Un regulador de temperatura regula la temperatura del agua caliente. El caudal de los circuitos de agua caliente y fría se ajusta con válvulas.

Por lo tanto, se plantea la siguiente interrogante: ¿En cuánto influye el número de Reynolds en la coeficiente convectivo en intercambiadores de calor del tipo concéntricos?

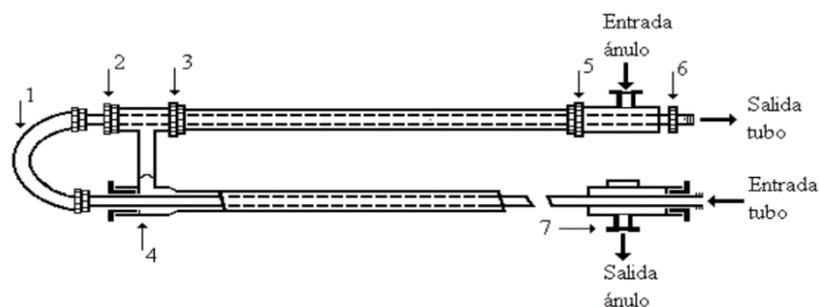
**Palomino, M. (2010)**, en su investigación titulada “Modelamiento Experimental del Intercambiador de Calor de Tubos y Carcasa de Längerer”, el intercambiador de calor recibe agua caliente en su coraza, proveniente de un motor de combustión, y agua fría en los tubos internos, durante este proceso el agua caliente del motor, que ingresa a la carcasa del intercambiador de

calor, es enfriado con la ayuda de agua fría, que ingresa a los tubos, a temperatura ambiente. Sin embargo en dicho motor de combustión aún no se ha cuantificado la cantidad apropiada de agua y combustible en función de los requerimientos. Si dicho intercambiador continuo operando en esta forma, seguirá consumiendo combustible innecesariamente. El **objetivo** de este trabajo es obtener una función de transferencia, que describa la dinámica del proceso, mediante los métodos de Strejc, Davoust y Broida. En el proyecto se considera la obtención de la curva de respuesta del proceso mediante el uso de sensores industriales conectados a una PC. Las **conclusiones** fueron que se obtuvo una función de transferencia en el dominio de Laplace de primer orden mediante el método de Broida. El modelo obtenido simula correctamente la dinámica del proceso para una temperatura de agua caliente en la entrada entre 30 °C y 40 °C y un flujo de agua caliente entre 0.0012 m<sup>3</sup>/s a 0.0018 m<sup>3</sup> manteniendo el agua fría a temperatura ambiente. El modelo obtenido permite conocer la variación de la temperatura de salida del agua fría al aumentar positivamente el flujo de agua caliente, dentro del rango de 0.0012 m<sup>3</sup>/s a 0.0018 m<sup>3</sup> que ingresa al intercambiador de calor.

**Cuadrado, M. (2010)**, en su investigación titulada “Diseño, construcción y pruebas de un intercambiador de calor de carcasa y tubos para laboratorio de térmicas de la facultad de mecánica”, el cual tiene por **objetivo** evaluar el diseño de un intercambiador de tubo y coraza. Teniendo como **resultados y conclusión** que al comparar la temperatura de salida del agua con respecto al caudal, se puede observar que la relación es inversa, es decir mientras mayor es el caudal, menor es la temperatura de salida de agua. En la última prueba se trabajó con un flujo másico de 0,47 kg/s que equivale a un consumo de 1,69 TM en una hora, calentando el agua de 17 a 49 ° C. El caudal de condensado, varía proporcionalmente al caudal del agua, aunque su variación, comparada entre sí, es relativamente pequeña, y casi despreciable. Con los valores obtenidos en las pruebas, se determinó la eficiencia del Intercambiador de calor, que es del 68%, cuando circula agua a 0,28 kg/s. Cabe notar que la eficiencia varía conforme el caudal aumenta. Mientras mayor es el flujo de agua que circula por el intercambiador, la eficiencia del equipo es menor.

Existen en el mercado industrial diferentes tipos de intercambiadores de calor, el cual depende de la elección del uso del equipo, Gonzales M. (2002), presenta una Guía de intercambiadores de calor, del cual podemos extraer:

**Intercambiador de Doble Tubo**, este es uno de los diseños más simples y consiste básicamente de dos tubos concéntricos, en donde una corriente circula por dentro del tubo interior mientras que la otra circula por el ánulo formado entre los tubos. Este es un tipo de intercambiador cuya construcción es fácil y económica, lo que lo hace muy útil. Las partes principales de este tipo de intercambiador se observa en la figura 1, son dos juegos de tubos concéntricos, dos "T" conectoras [7], un cabezal de retorno [4] y un codo en “U” [1]. La tubería interior se soporta mediante estoperos, y el fluido entra a ella a través de una conexión localizada en la parte externa del intercambiador. Las “T” tienen conexiones que permiten la entrada y salida del fluido que circula por el ánulo y el cruce de una sección a la otra a través de un cabezal de retorno. La tubería interior se conecta mediante una conexión en “U” que generalmente se encuentra expuesta al ambiente y que no proporciona superficie efectiva de transferencia de calor.



**Figura 1: Intercambiador de calor de doble tubo.**  
1-Codo. 2, 3, 5, 6-Prensa estopa. 4-Cabezal de retorno. 7-Tee.

**Fuente: Intercambiadores de calor: Tipos generales y aplicaciones. Gonzales M. (2002)**

Estos equipos son sumamente útiles, ya que se pueden fabricar en cualquier taller de plomería a partir de partes estándar, como se muestra en la tabla 1 obteniendo así superficies de transferencia de calor a un costo muy bajo. Generalmente se ensamblan en longitudes efectivas de 12, 15 o 20 pies, en donde longitud efectiva se define como la distancia en cada rama sobre la que ocurre transferencia de calor, excluyendo la conexión en “U” del tubo interno y sus prolongaciones. Cuando estos equipos se emplean en longitudes mayores de 20 pies, el tubo interior tiende a pandear, lo que se origina una mala distribución de flujo en el ánulo.

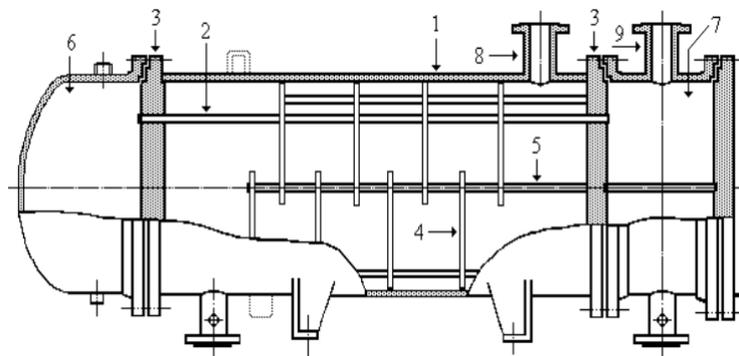
**Tabla 1:**  
**Conexiones típicas para intercambiadores de doble tubo.**

Tubo exterior, IPS	Tubo Interior, IPS
2	1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>
2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>
3	2
4	3

**Fuente: Intercambiadores de calor: Tipos generales y aplicaciones. Gonzales M. (2002)**

La principal desventaja del uso de este tipo de intercambiador radica en la pequeña superficie de transferencia de calor que proporciona, por lo que si se emplean en procesos industriales, generalmente se va a requerir de un gran número de éstos conectados en serie, lo que necesariamente involucra a una gran cantidad de espacio físico en la planta. Por otra parte, el tiempo y gastos requeridos para desmantelarlos y hacerles mantenimiento y limpieza periódica son prohibitivos comparados con otro tipo de equipos. No obstante estos intercambiadores encuentran su mayor utilidad cuando la superficie total de transferencia requerida es pequeña (100 a 200 ft<sup>2</sup> o menor). Como las dimensiones de los componentes de estos equipos tienden a ser pequeñas, estas unidades son diseñadas para operar con altas presiones; además, los intercambiadores de doble tubo tienen la ventaja de la estandarización de sus componentes y de una construcción modular.

**Intercambiadores de Tubo y Carcaza ó de Tubo y Coraza,** de los diversos tipos de intercambiadores de calor, éste es el más utilizado en las refinerías y plantas químicas en general debido a que: a) Proporciona flujos de calor elevados en relación con su peso y volumen. b) Es relativamente fácil de construir en una gran variedad de tamaños. c) Es bastante fácil de limpiar y de reparar. d) Es versátil y puede ser diseñado para cumplir prácticamente con cualquier aplicación.



**Figura 2: Intercambiador de tubo y carcaza.**

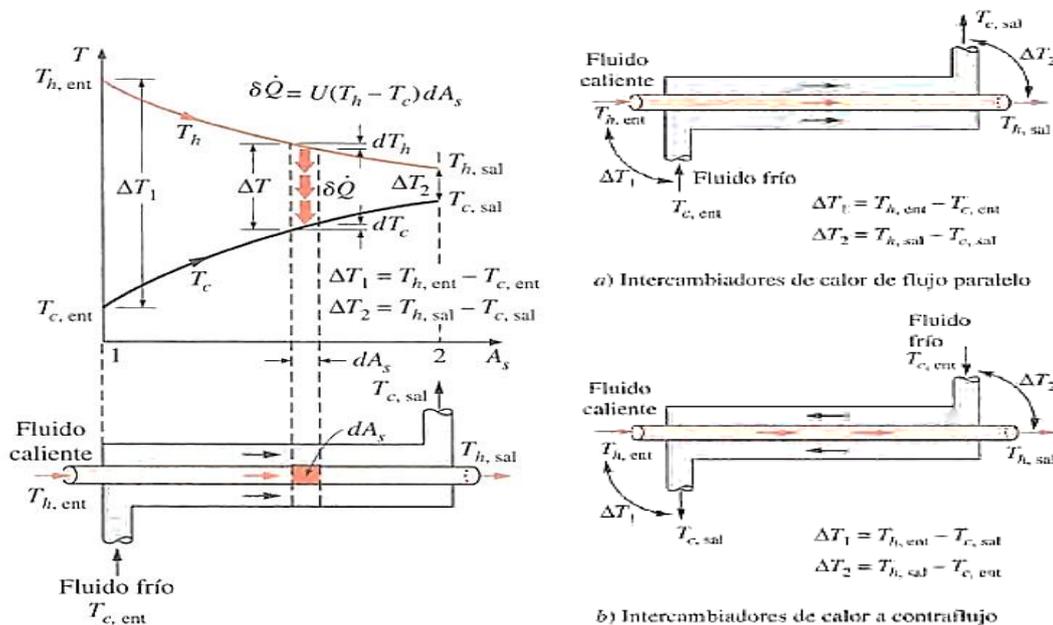
**1-Carcaza. 2-Tubos. 3-Placa de tubos. 4-Deflectores. 5-Deflector longitudinal. 6-Cabezal posterior. 7-Cabezal fijo. 8-Boquilla de la carcaza. 9-Boquillas para los tubos.**

**Fuente: Intercambiadores de calor: Tipos generales y aplicaciones. Gonzales M. (2002)**

Este tipo de equipo, mostrado en la figura 2 consiste en una carcaza cilíndrica [1] que contiene un arreglo de tubos [2] paralelo al eje longitudinal de la carcaza. Los tubos pueden o no tener aletas y están sujetos en cada extremo por láminas perforadas [3]. Estos atraviesan a su vez a una serie de láminas denominadas deflectores (baffles) [4] que al ser distribuidas a lo largo de toda la carcaza, sirven para soportar los tubos y dirigir el flujo que circula por la misma, de tal forma que la dirección del fluido sea siempre perpendicular a los tubos. El fluido que va por dentro de los tubos es dirigido por unos ductos especiales conocidos como cabezales o canales [6 y 7]. Hay dos tipos básicos de intercambiadores de tubo y carcaza: El de tipo fijo o de tubos estacionario, que tiene los dos extremos de los tubos fijos a la carcaza, y el que tiene un sólo extremo de los tubos sujeto a la coraza. En el primer caso, se requiere de una junta de dilatación debido a la expansión diferencial que sufren los materiales que conforman el equipo. En el segundo caso los problemas originados por la expansión diferencial se pueden eliminar empleando un cabezal de tubos flotantes que se mueve libremente.

**Método de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica**, la diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frío varía a lo largo del intercambiador de calor y resulta conveniente tener una *diferencia de temperatura media*  $\Delta T_m$  para usarse en la relación de transferencia de calor  $Q = UAs \Delta T_m$ . (Cengel, 2011)

Cengel, (2011), desarrolla una metodología ampliamente conocida que consiste en una relación para la diferencia de temperatura promedio equivalente entre los dos fluidos considérese el intercambiador de calor de tubo doble y flujo paralelo que se muestra en la figura 3. Nótese que la diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frío es grande en la entrada del intercambiador, pero disminuye en forma exponencial hacia la salida. Si se supone que la superficie exterior del intercambiador está bien aislada, de modo que cualquier transferencia de calor ocurre entre los dos fluidos y se descartan cualesquiera cambios en la energía potencial y cinética.



**Figura 3: Análisis Matemático del Intercambiador de Calor. Flujo paralelo y Contraflujo.**  
 Fuente: Transferencia de Calor y Masa. Cengel Y. (2011)

Realizando este balance de energía a los flujos y sustituyendo convenientemente en las ecuaciones apropiadas citadas por el autor, se obtiene:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \dots \dots \dots (1)$$

Esta relación es la diferencia de temperatura media logarítmica, que es la forma apropiada de la diferencia de temperatura promedio que debe usarse en el análisis de los intercambiadores de calor. En este caso,  $\Delta T_1$  y  $\Delta T_2$  representan la diferencia de temperatura entre los dos fluidos en ambos extremos (de entrada y de salida) del intercambiador. No existe diferencia con respecto a cuál de los extremos de éste se designe como la entrada o la salida (figura 3).

La diferencia de temperatura entre los dos fluidos disminuye desde  $\Delta T_1$  a la entrada hasta  $\Delta T_2$  a la salida. Por lo tanto, resulta tentador usar la diferencia de temperatura media aritmética como la diferencia de temperatura promedio. La diferencia de temperatura media logarítmica  $\Delta T_m$  se obtiene siguiendo el perfil real de temperaturas de los fluidos a lo largo del intercambiador y es una representación exacta de la diferencia de temperatura promedio entre los fluidos caliente y frío. En verdad refleja el decaimiento exponencial de la diferencia de temperatura local.

**Coefficiente global de transferencia de calor U**, una de las primeras cuestiones a realizar en el análisis térmico de un intercambiador de calor de coraza y tubos consiste en evaluar el coeficiente global de transferencia de calor entre las dos corrientes fluidas. Sabemos que el coeficiente de transferencia térmica global entre un fluido caliente a temperatura  $T_C$  y otro frío a temperatura  $T_F$  separados por una pared plana se define mediante la ecuación:

$$\frac{1}{U A_s} = \frac{1}{U A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} + R_{pared} \dots \dots \dots (2)$$

- U= Coeficiente de calor total (W/m<sup>2</sup>K)
- As= Área superficial del intercambiador (m<sup>2</sup>)
- Ai= Área de transferencia de calor respecto al fluido interior (m<sup>2</sup>)
- Ao= Área de transferencia de calor respecto al fluido exterior (m<sup>2</sup>)
- R= Resistencia total (K/W)
- hi= Coeficiente convectivo del fluido interior (W/m<sup>2</sup>K)
- h0= Coeficiente convectivo del fluido exterior (W/m<sup>2</sup>K)
- Rpared = Resistencia de la pared (K/W)

Cuando la pared del tubo es pequeña y a conductividad térmica del material del mismo es alta, como suele ser el caso, la resistencia térmica de dicho tubo es despreciable, las superficies (Rpared=0) interior y exterior del mismo son casi idénticas (Ai=Ao=As). Entonces la ecuación 1 se muestra de la siguiente manera:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \dots \dots \dots (3)$$

Para hallar el coeficiente convectivo del lado interior tenemos:

$$v = \frac{m}{\rho * A} \dots \dots \dots (4)$$

- v = velocidad (m/s)
- m= Flujo másico (kg/s)
- ρ=densidad (kg/m<sup>3</sup>)
- A= Área (m<sup>2</sup>)

$$R_e = \frac{v * D}{\mu} \dots \dots \dots (5)$$

- Re= Número de Reynolds
- D=Diámetro interior (m)
- μ = Viscosidad Cinemática (m<sup>2</sup>/s)

Con esas propiedades hallamos en Número de Nusselt:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) * (Re - 1000) * Pr}{1 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} * (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \dots \dots \dots (6)$$

(Re>3000, turbulento completamente desarrollado, 0.5 <Pr<2000, L/D > 10)

Pr= Número de Prandtl

$$f = (0.79 \ln(Re) - 1.64)^{-2}$$

$$Nu = 4.36 \dots \dots \dots (7)$$

(Re <2300, completamente desarrollado, flujo de calor constante, Pr >0.6)

Finalmente hallamos el coeficiente convectivo:

$$h = \frac{k}{D} * Nu \left(\frac{W}{m^2K}\right) \dots \dots \dots (7)$$

k=conductividad del fluido (W/mK)

Todas las propiedades antes mencionadas se evalúan a la temperatura media aritmética de entrada y salida.

**Materiales y métodos**

Para realizar el proceso de medición se dispuso de los siguientes equipos:

**Unidad de alimentación de intercambiadores de calor:**

Con este equipo de ensayo se estudian y comparan diferentes modelos de intercambiadores de calor. La función principal de la unidad de alimentación modelo WL 110 marca GUNT es poner a disposición los circuitos de agua fría y caliente necesarios, existen sensores que registran temperaturas y regulan el caudal de agua.



**Figura 4: Unidad de alimentación para intercambiadores de calor**

**Fuente: Manual del fabricante – GUNT**

Datos técnicos:

Bomba:

- Consumo de potencia: 120 W
- Caudal máx: 600L/h
- Altura de elevación: 30 m

Calefacción:

- Potencia: 3W
- Termostato: 0 a 70 °C

Depósito para agua caliente:

- Capacidad: 100 L

Longitud\*Ancho\*Alto: 1000\*670\*550 mm

**Intercambiador de calor de tubos concéntricos:**

Este equipo modelo WL 110.01 se conecta a la unidad de alimentación WL 110 por medio de acoplamientos. El agua caliente fluye en el interior del tubo y fluye agua fría en el exterior.



**Figura 5: Intercambiador de calor de tubos concéntricos**  
Fuente: Manual del fabricante – GUNT

Datos técnicos:

Superficies de transmisión de calor: 250 cm<sup>2</sup>

Tubo interior, acero inoxidable

- Diámetro exterior: 12 mm
- Grosor de la pared: 1 mm

Tubo exterior, transparente (PMMA)

- Diámetro exterior: 20 mm
- Grosor de la pared: 2 mm

Longitud\*Ancho\*Alto: 480\*230\*150 mm

**Resultados:**

Se realizó dos tipos de pruebas, operando el intercambiador de calor como flujo en paralelo y como flujo a contracorriente, se obtuvieron los siguientes resultados:

**Flujo en Paralelo:**

**Ensayo 1:**

$$\text{Caudal: } Q = 0.7 \frac{\text{ltr}}{\text{min}} = 0.7 \frac{\text{ltr}}{\text{min}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ sg.}} * \frac{0.001 \text{ m}^3}{\text{ltr}} = 1.17 * 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{sg.}}$$

Para el lado caliente:

- $T_{\text{promedio}} = \frac{67+51.1}{2} = 59.05 \text{ }^\circ\text{C}$ , usando Tabla A-9 (Cengel y Boles, 2003):

$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	k (W/m <sup>2</sup> k)	$\mu$ (kg/ms)	Pr
983.58	0.65305	0.00047403	3.0394

- Velocidad:  $v = \frac{Q}{A} = \frac{1.17 * 10^{-5}}{\frac{\pi}{4}(0.016^2 - 0.011^2)} = 0.11 \text{ m/sg}$

- Número de Reynolds:  $Re = \frac{\rho * v * D}{\mu} = \frac{983.58 * 0.11 * 0.005}{0.00047403} = 1141.21$  (laminar)

- Nusselt: 4.36 (Re <2300, completamente desarrollado, flujo de calor constante, Pr >0.6)

• Coeficiente convectivo:  $hh = \frac{\text{Nusselt} \cdot \text{Conductiividad}}{\text{Diámetro}} = \frac{4.36 \cdot 0.65305}{0.005} = 0.569 \text{ kW/mK}$

Para el lado frío:

• **Tpromedio** =  $\frac{15.6+31.5}{2} = 23.55^\circ\text{C}$ , usando Tabla A-9 (Cengel y Boles, 2003):

T °C	ρ (kg/m3)	k (W/m2k)	μ (kg/ms)	Pr
23.55	997.29	0.60439	0.00092319	6.3923

• **Velocidad:**  $v = \frac{Q}{A} = \frac{1.17 \cdot 10^{-5}}{\left(\frac{\pi}{4}\right)(0.01^2)} = 0.149 \text{ m/sg}$

• **Número de Reynolds:**  $Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} = \frac{997.29 \cdot 0.149 \cdot 0.01}{0.00092319} = 1609.59$  (laminar)

• **Nusselt:** 4.36 (Re < 2300, completamente desarrollado, flujo de calor constante, Pr > 0.6)

• **Coeficiente convectivo:**  $hc = \frac{\text{Nusselt} \cdot \text{Conductiividad}}{\text{Diámetro}} = \frac{4.36 \cdot 0.60439}{0.01} = 0.264 \text{ kW/mK}$

• **Coeficiente global de la transferencia de calor:**  $U = \frac{1}{\frac{1}{hh} + \frac{1}{hc}} = \frac{1}{\frac{1}{0.569} + \frac{1}{0.264}} = 0.18 \text{ kW/m}^2\text{K}$

**Ensayo 2:**

Caudal:  $Q = 1.4 \frac{\text{ltr}}{\text{min}} = 1.4 \frac{\text{ltr}}{\text{min}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ sg.}} \cdot \frac{0.001 \text{ m}^3}{\text{ltr}} = 2.33 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{sg.}}$

Para el lado caliente:

• Coeficiente convectivo:  $hh = \frac{\text{Nusselt} \cdot \text{Conductiividad}}{\text{Diámetro}} = \frac{4.36 \cdot 0.65535}{0.005} = 0.571 \text{ kW/mK}$

Para el lado frío:

• Coeficiente convectivo:  $hc = \frac{\text{Nusselt} \cdot \text{Conductiividad}}{\text{Diámetro}} = \frac{23.61 \cdot 0.60259}{0.01} = 1.422 \text{ kW/mK}$

• Coeficiente global de la transferencia de calor:  $U = \frac{1}{\frac{1}{hh} + \frac{1}{hc}} = \frac{1}{\frac{1}{0.571} + \frac{1}{1.422}} = 0.41 \text{ kW/m}^2\text{K}$

**Ensayo 3:**

Caudal:  $Q = 2.1 \frac{\text{ltr}}{\text{min}} = 2.1 \frac{\text{ltr}}{\text{min}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ sg.}} \cdot \frac{0.001 \text{ m}^3}{\text{ltr}} = 3.5 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{sg.}}$

Para el lado caliente:

• Coeficiente convectivo:  $hh = \frac{\text{Nusselt} \cdot \text{Conductiividad}}{\text{Diámetro}} = \frac{20.23 \cdot 0.6553}{0.005} = 2.65 \text{ kW/mK}$

Para el lado frío:

• Coeficiente convectivo:  $hc = \frac{\text{Nusselt} \cdot \text{Conductiividad}}{\text{Diámetro}} = \frac{36.45 \cdot 0.6007}{0.01} = 2.19 \text{ kW/mK}$

• Coeficiente global de la transferencia de calor:  $U = \frac{1}{\frac{1}{hh} + \frac{1}{hc}} = \frac{1}{\frac{1}{2.65} + \frac{1}{2.19}} = 1.2 \text{ kW/m}^2\text{K}$

**Flujo en Contracorriente:**

Caudal:  $Q = 1.4 \frac{\text{ltr}}{\text{min}} = 1.4 \frac{\text{ltr}}{\text{min}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ sg.}} \cdot \frac{0.001 \text{ m}^3}{\text{ltr}} = 2.33 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{sg.}}$

Para el lado caliente:

- $T_{\text{promedio}} = \frac{67.1+54.4}{2} = 60.75$ , usando TABLA A-9 Cengel:

T °C	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	k (W/m <sup>2</sup> k)	$\mu$ (kg/ms)	Pr
60.75	982.865	0.65475	0.0004619	2.954

- Velocidad:  $v = \frac{Q}{A} = \frac{2.33 \cdot 10^{-5}}{\left(\frac{\pi}{4}\right)(0.016^2 - 0.011^2)} = 0.22 \text{ m/sg}$
- Número de Reynolds:  $Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} = \frac{982.865 \cdot 0.22 \cdot 0.005}{0.0004619} = 2340.66$  (transición), pero debido al acercamiento podemos aproximar para laminar.
- Nusselt: 4.36 ( $Re < 2300$ , completamente desarrollado, flujo de calor constante,  $Pr > 0.6$ )
- Coeficiente convectivo:  $h = \frac{\text{Nusselt} \cdot \text{Conductiividad}}{\text{Diámetro}} = \frac{4.36 \cdot 0.65475}{0.005} = 0.57 \text{ kW/mK}$

Para el lado frío:

- **Coeficiente convectivo:**  $hc = \frac{\text{Nusselt} \cdot \text{Conductiividad}}{\text{Diámetro}} = \frac{23.52 \cdot 0.60232}{0.01} = 1.42 \text{ kW/mK}$
- **Coeficiente global de la transferencia de calor:**  $U = \frac{1}{\frac{1}{h} + \frac{1}{hc}} = \frac{1}{\frac{1}{0.57} + \frac{1}{1.42}} = 0.41 \text{ kW/m}^2\text{K}$

### Ensayo 5:

Caudal:  $Q = 1.4 \frac{\text{ltr}}{\text{min}} = 1.4 \frac{\text{ltr}}{\text{min}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ sg.}} \cdot \frac{0.001 \text{ m}^3}{\text{ltr}} = 2.33 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{sg.}}$

Para el lado caliente:

- Coeficiente convectivo:  $hh = \frac{\text{Nusselt} \cdot \text{Conductiividad}}{\text{Diámetro}} = \frac{4.36 \cdot 0.63166}{0.005} = 0.55 \text{ kW/mK}$

Para el lado frío:

Suponiendo que es laminar:

- a) Nusselt: 4.36 ( $Re < 2300$ , completamente desarrollado, flujo de calor constante,  $Pr > 0.6$ )

Coeficiente convectivo:  $hc = \frac{\text{Nusselt} \cdot \text{Conductiividad}}{\text{Diámetro}} = \frac{4.36 \cdot 0.5962}{0.01} = 0.23 \text{ kW/mK}$

Suponiendo que es turbulento:

- b) **Número de Nuselt:**  $\frac{\frac{f}{8}(Re-1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} \cdot (Pr^3 - 1)}$ , ( $Re > 3000$ , turbulento completamente desarrollado,  $0.5 < Pr < 2000$ ,  $L/D > 10$ ),  $f = (0.79 \ln(Re) - 1.64)^{-2} = (0.79 \ln 2742.36 - 1.64)^{-2} = 0.047$ .

- Nuselt:  $\frac{\frac{0.047}{8}(2742.36-1000) \cdot 7.226}{1 + 12.7 \left(\frac{0.047}{8}\right)^{0.5} \cdot (7.226^3 - 1)} = 20.12$ .

- Coeficiente convectivo:  $hc = \frac{\text{Nusselt} \cdot \text{Conductiividad}}{\text{Diámetro}} = \frac{20.12 \cdot 0.5962}{0.01} = 1.2 \text{ kW/mK}$

- Coeficiente global de la transferencia de calor:

- Suponiendo que es flujo frío es laminar:  $U = \frac{1}{\frac{1}{hh} + \frac{1}{hc}} = \frac{1}{\frac{1}{0.55} + \frac{1}{0.23}} = 0.16 \text{ kW/m}^2\text{K}$

- Suponiendo que es flujo frío es turbulento:  $U = \frac{1}{\frac{1}{hh} + \frac{1}{hc}} = \frac{1}{\frac{1}{0.55} + \frac{1}{1.2}} = 0.38 \text{ kW/m}^2\text{K}$

### Ensayo 6:

$$\text{Caudal: } Q = 1.4 \frac{\text{ltr}}{\text{min}} = 1.4 \frac{\text{ltr}}{\text{min}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ sg.}} * \frac{0.001 \text{ m}^3}{\text{ltr}} = 2.33 * 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{sg.}}$$

#### Para el lado caliente:

- Coeficiente convectivo:  $hh = \frac{\text{Nusselt} * \text{Conductividad}}{\text{Diámetro}} = \frac{4.36 * 0.59836}{0.005} = 0.52 \text{ kW/mK}$

#### Para el lado frío:

#### Suponiendo que es laminar:

- a) Número de Nuselt = 4.36 (Re < 2300, completamente desarrollado, flujo de calor constante, Pr > 0.6).

- Coeficiente convectivo:  $hc = \frac{\text{Nusselt} * \text{Conductividad}}{\text{Diámetro}} = \frac{4.36 * 0.59125}{0.01} = 0.26 \text{ kW/mK}$

#### Suponiendo que es turbulento:

- b) Número de Nuselt:  $\frac{\frac{f}{8}(Re-1000) * Pr}{1 + 12.7(\frac{f}{8})^{0.5} * (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}$ , (Re > 3000, turbulento completamente desarrollado, 0.5 < Pr < 2000, L/D > 10),  $f = (0.79 \ln(Re) - 1.64)^{-2} = (0.79 \ln 2714.19 - 1.64)^{-2} = 0.047$ .

$$\text{Nuselt: } \frac{\frac{0.047}{8}(2714.19 - 1000) * 7.82}{1 + 12.7(\frac{0.047}{8})^{0.5} * (7.82^{\frac{2}{3}} - 1)} = 20.39$$

- Coeficiente convectivo:  $hc = \frac{\text{Nusselt} * \text{Conductividad}}{\text{Diámetro}} = \frac{20.39 * 0.59125}{0.01} = 1.21 \text{ kW/mK}$

#### • Coeficiente global de la transferencia de calor:

- Suponiendo que es flujo frío es laminar:  $U = \frac{1}{\frac{1}{hh} + \frac{1}{hc}} = \frac{1}{\frac{1}{0.52} + \frac{1}{0.26}} = 0.17 \text{ kW/m}^2\text{K}$

- Suponiendo que es flujo frío es turbulento:  $U = \frac{1}{\frac{1}{hh} + \frac{1}{hc}} = \frac{1}{\frac{1}{0.52} + \frac{1}{1.21}} = 0.36 \text{ kW/m}^2\text{K}$

**Tabla 1**

*Resumen de los cálculos realizados*

Ensayo	Régimen de Flujo	Número de Reynolds		Coeficiente Convectivo: h (kW/mK)		Coeficiente Global de Transferencia de Calor: U (kW/m <sup>2</sup> K)
		Caliente	Frío	Caliente	Frío	
1	Netamente laminar	1141,2	1609,59	0.569	0.264	0,18
2	Laminar-turbulento	2357,32	3165,33	0.571	1.422	0,41
3	Netamente turbulento	3538,5	4634,72	2.65	2.19	1,2
4	Laminar-turbulento	2340,66	3154,31	0.57	1.42	0,41
5	Laminar-transición	1687,05	2742,36	0.55	0.23	0,16*
				0.55	1.20	0,38**
6	Laminar-transición	1100,44	2714,19	0.52	0.26	0,17*
				0.52	1.21	0,36**

Fuente: *Elaboración propia*

\*Cuando asumimos que el flujo frío en transición opera en régimen laminar.

\*\*Cuando asumimos que el flujo frío en transición opera en régimen turbulento.

La presente tabla muestra el resumen de los datos calculados para el número de Reynolds en el coeficiente convectivo y el coeficiente global de transferencia de calor. El menor valor se presenta cuando operamos el intercambiador de calor en flujo paralelo y el fluido de lado caliente y frío en régimen netamente laminar, se presentan valores iguales de 0.41 kW/m<sup>2</sup>K para la prueba 2 y la prueba 4 (ambas operando para un mismo caudal) y con número de Reynolds similares, pero en diferente régimen, razón de la importancia de hacer un estudio en los intercambiadores de calor ya que trabajar en contracorriente no es indicativo que el fluido aumentará su turbulencia ni su número de Reynolds. Confirmando lo dicho anteriormente, observamos para la prueba 5 y 6 se presentan dos valores del coeficiente global de transferencia de calor, debido a que el fluido frío se encuentra en transición, sin embargo si consideramos que se comporta como turbulento obtenemos un mayor valor del coeficiente pero al realizar la comparación con la prueba dos (operando estas a 1.4 l/min) no superan el valor del coeficiente global cuando este opera de manera paralela.

### Referencias bibliográficas

- González-Mendizabal, D. (2002). Guía de intercambiadores de calor: tipos generales y aplicaciones. Universidad Simón Bolívar, Caracas.
- Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2011). Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones: Yunus A. Çengel y Afshin J. Ghajar (4a. ed.--.). México D.F.: McGraw Hill.
- Incropera, A. & Dewitt, D. (1996). Fundamentals of Heat and Mass Transfer. Editorial Wiley. 4a ed. Estados Unidos.
- Palomino, Joel (2010). *Modelamiento Experimental del Intercambiador de Calor de Tubos y Carcasa de Längerer*. (Tesis de grado). Perú: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- Cuadrado, Karina (2010). *Diseño, construcción y pruebas de un intercambiador de calor de carcasa y tubos para laboratorio de térmicas de la facultad de mecánica*. (Tesis de grado). Ecuador: Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.
- Shah R. y Sekulic D. (2003). Fundamentals of heat exchanger design USA: Wiley ISBN0-471-32171-0.

- Gallegos A. (2011). Programa para el cálculo de tuberías y bombas centrífugas en procesos de refinación. Tesis para obtener el título de Ingeniero Químico. Universidad de ISTMO, México.
- Galván A. (2011). Metodología y criterios de ingeniería para la selección e instalación de sistemas hidroneumáticos de aplicación residencial. Instituto Politécnico Nacional, México.
- Jaramillo y Cárdenas. (2015). Número de Reynolds. Cooperación Universitaria Minuto de Dios, Colombia.
- Madrid J. y Candelas Ma. (2016). Diseño y construcción de un prototipo de Osborne Reynolds para el estudio de flujo de fluidos. Universidad Juárez, México.