
Influencia de los regímenes de flujo en el coeficiente global de transferencia de calor en intercambiadores de calor tipo concéntricos y tubo coraza.**Influence of flow regimes in the global coefficient of heat transfer in concentric type heat exchangers and tube coraza.****Influência dos regimes de fluxo no coeficiente global de transferência de calor em trocas de calor de tipo concêntrico e tubo coraza.****Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque¹, Luis Fernando Saldaña Bernuy².**

Resumen

En la industria los intercambiadores de calor son de uso común en una amplia variedad de aplicaciones, desde sistemas domésticos dirigidos a la calefacción y acondicionamiento de aire hasta los procesos químicos y la producción de energía a gran escala. Uno de los parámetros relevantes en estos equipos es la efectividad (eficiencia) que se define como la razón de transferencia de calor real sobre la razón máxima posible, ambos parámetros dependen de la capacidad calorífica del fluido, las temperaturas de entrada y salida, y el régimen de flujo. El objetivo fue 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. 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. Método. La presente investigación es de carácter experimental en la categoría preexperimental, porque durante la investigación las variables de estudio serán alteradas a criterio, además es del tipo cuantitativo porque se realizarán los ensayos con una serie de datos a procesar.

Palabras Claves: *Intercambiadores de calor, régimen de flujo, coeficiente global de transferencia de calor.*

Abstract

In the industry the heat exchangers are commonly used in a wide variety of applications, from domestic systems directed to the heating and air conditioning to the chemical processes and the large-scale energy production. One of the relevant parameters on these teams is the effectiveness (efficiency) is defined as the ratio of real heat transfer on the maximum possible reason, both parameters depend on the heat capacity of the fluid, the inlet and outlet temperatures and the flow regime. Objective: Determine the influence of flow regimes, both hot and cold, in the Global Coefficient of Heat Transfer and in the effectiveness of heat exchangers type concentric tubes and tube-Shell, in a test benchmark model GUNT WL 110. Material: The bank of test records the temperatures of hot and cold flows, as well as the flow of heat through the walls. In addition, you can modify the flow regimes (liters/min) of both workflows. Method: The present research is experimental in the category pre experimental, because during the investigation the study variables will be altered to criterion, it is also the type quantitative because the tests will be carried out with a series of data to be processed.

Keywords: *Heat exchangers, flow regime, global coefficient of heat transfer.*

Resumo

Na indústria, os trocadores de calor são comumente usados em uma ampla variedade de aplicações, desde sistemas domésticos voltados para aquecimento e condicionamento de ar até processos químicos e produção

¹ Escuela de Ingeniería en Energía. Maestro. Universidad Nacional del Santa. Chimbote. Perú. roberto_chucuya@yahoo.es. <https://orcid.org/0000-0001-9175-5545>.

² Escuela de Ingeniería en Energía. Estudiante. Universidad Nacional del Santa. Chimbote. Perú. roberto_chucuya@yahoo.es.

de energía em larga escala. Um dos parâmetros relevantes nestes dispositivos é a eficácia (eficácia) é definida como a taxa de transferência de calor efetiva na razão máximo possível, tanto parâmetros de capacidade de calor dependente do fluido, as temperaturas de entrada e de saída e o caudal. Do objetivo foi 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. 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 preexperimental, porque durante a 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.

Palavras-chave: Trocadores de calor, vazão, coeficiente global de transferência de calor.

Introducción

Los intercambiadores de calor tienen como objetivo transmitir energía térmica de un fluido caliente a otro fluido frío. Los dos flujos de materia, frío y caliente, no entran en contacto directo entre sí, de tal manera que el diseño debe ser lo más eficientemente posible para lograr tal propósito, además los materiales utilizados deben garantizar la mayor transferencia de calor operando a condiciones extremas. Una transmisión de calor eficiente es la condición imprescindible para lograr procesos económicamente rentables. Por esta razón, en la práctica industrial se usan diversos tipos de cambiadores de calor, dependiendo de los requisitos exigidos por el proceso.

La función principal del equipo experimental WL 110 es poner a disposición los circuitos de agua fría y caliente necesarios, los 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 el coeficiente global de transferencia de calor “U” debido a que depende de las características geométricas del equipo y de las propiedades físicas de los fluidos. Además de influir en los regímenes de flujo también toma importancia en la determinación de la efectividad de estos equipos. 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 calibra 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 la variación de los regímenes de flujo de agua caliente y fría en el coeficiente global de transferencia de calor en los intercambiadores de calor del tipo concéntricos y tubo coraza, del laboratorio de termofluidos de la EP de Energía UNS?

Palomino (2010) en su investigación titulada “Modelamiento Experimental del Intercambiador de Calor de Tubos y Carcasa de Längerer” menciona que el intercambiador de calor recibe agua caliente en su coraza, proveniente de un motor de combustión, y agua fría en los tubos internos, y durante este proceso el agua caliente del motor, que ingresa a la carcasa del intercambiador de calor, es enfriada 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 del trabajo 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 m³/s a 0.0018 m³ 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 m³/s a 0.0018 m³ 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”, evaluó 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 ° C 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. Al comparar las temperaturas de salida del agua en la práctica con las calculadas, se puede advertir que la diferencia es pequeña, pero aumenta en proporción al flujo de agua. Las fórmulas empíricas utilizadas para la determinación del coeficiente global de transferencia de calor son más efectivas conforme el valor de Reynolds aumenta.

Existen en el mercado industrial diferentes tipos de intercambiadores de calor. Gonzales M. (2002) presenta una Guía de intercambiadores de calor, de la 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.

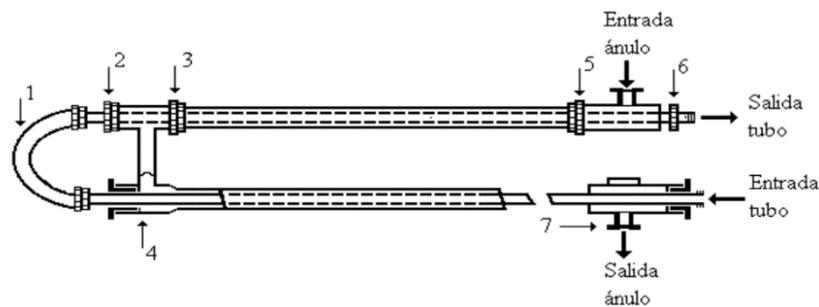


Figura 1. Intercambiador de calor de doble tubo. 1-Codo. 2, 3, 5, 6-Prensa estopa. 4-Cabezal de retorno. 7-Tee.

Nota. Recuperado de “Intercambiadores de calor: Tipos generales y aplicaciones” de 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 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 ¹ / ₄
2 ¹ / ₂	1 ¹ / ₄
3	2
4	3

Nota. Recuperado de Guía de 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 estos 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 ft² 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 o 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.

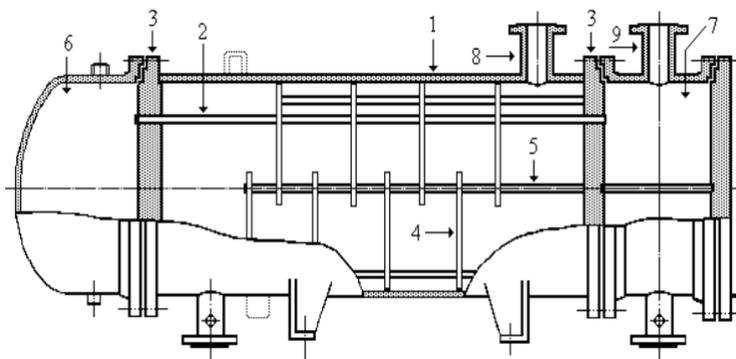


Figura 2. Intercambiador de tubo y carcaza. 1-Carcaza. 2-Tubos. 3-Placa de tubos. 4-Deflectores. 5-Deflector longitudinal. 6-Cabezal posterior. 7-Cabezal fijo. 8-Boquilla de la carcaza. 9-Boquillas para los tubos.

Nota. Recuperado de Guía de intercambiadores de calor: tipos generales y aplicaciones. Gonzáles M. (2002)

Este tipo de equipo, mostrado en la Figura 2, consiste en una carcaza cilíndrica [1] que contiene un arreglo de tubos [2] paralelos 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 una serie de láminas denominadas de 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* ΔT_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.

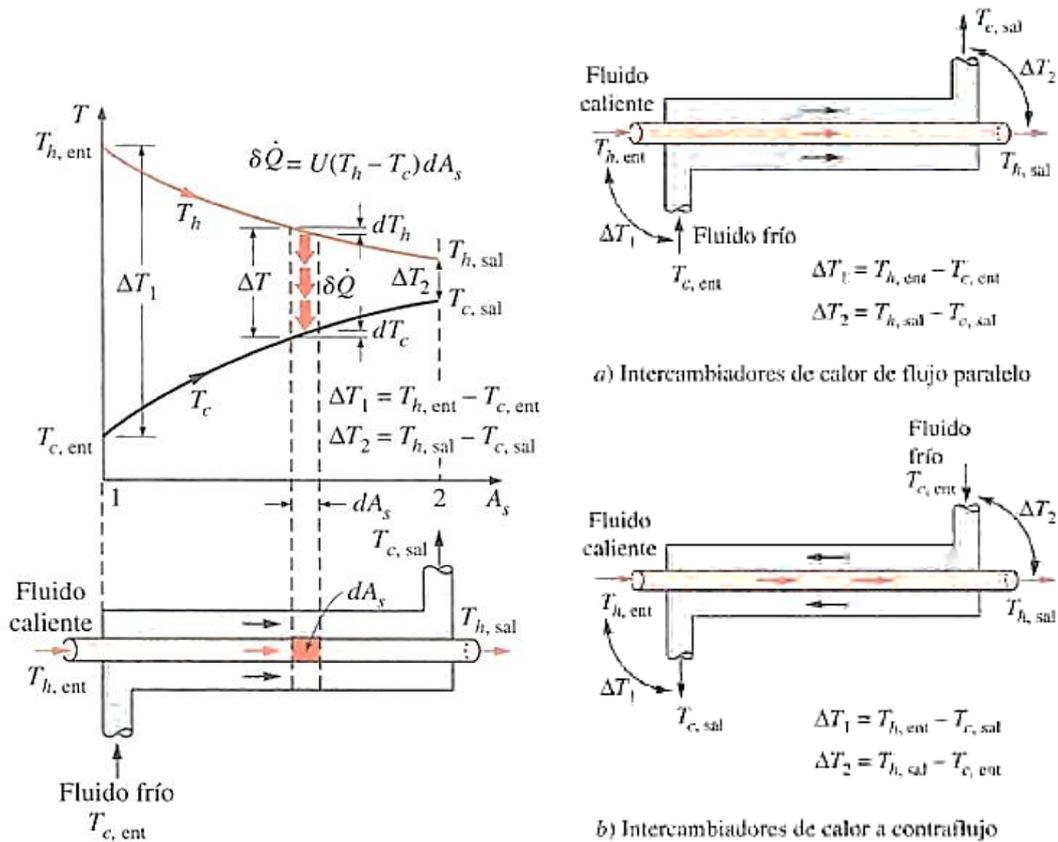


Figura 3. Análisis Matemático del Intercambiador de Calor. Flujo paralelo y Contraflujo.

Nota. Recuperado de 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:

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

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, ΔT_1 y ΔT_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 ΔT_1 a la entrada hasta ΔT_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 ΔT_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/m²K)
- As= Área superficial del intercambiador (m²)
- Ai= Área de transferencia de calor respecto al fluido interior (m²)
- Ao= Área de transferencia de calor respecto al fluido exterior (m²)
- R= Resistencia total (K/W)
- hi= Coeficiente convectivo del fluido interior (W/m²K)
- h0= Coeficiente convectivo del fluido exterior (W/m²K)
- Rpared = Resistencia de la pared (K/W)

Cuando la pared del tubo es pequeña y la conductividad térmica de su material es alta, como suele ser el caso, la resistencia térmica de dicho tubo es despreciable pues sus superficies (Rpared=0) interior y exterior son casi idénticas (Ai=Ao=As). Entonces, la ecuación 2 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/m³)
- A= Área (m²)

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

- Re= Número de Reynolds
- D=Diámetro interior (m)
- μ = Viscosidad Cinemática (m²/s)

Con esas propiedades hallamos el Número de Nusselt:

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

- Pr= Número de Prandtl
- f = (0.79 ln(Re) – 1.64) ⁻²

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.

Material y método

La presente investigación es de carácter experimental en la categoría preexperimental, porque durante la investigación las variables de estudio serán alteradas y será evidenciado mediante un estudio previo y post al desarrollo. Se trabaja con un solo grupo (G) al cual se le aplica un estímulo (Regímenes de Flujo) para determinar su efecto en la variable dependiente (Coeficiente Global de Transferencia de Calor), aplicándose una pre prueba y post prueba, luego de aplicado el estímulo.

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
Nota. Recuperado de 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
Nota. Recuperado de Manual del fabricante – GUNT

Datos técnicos:

Superficies de transmisión de calor: 250 cm^2

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

Intercambiador de tubo coraza: este equipo modelo WL 110.03 se conecta a la unidad de alimentación mediante acoplamientos. Este intercambiador consta de 7 tubos rodeados por el tubo envolvente transparente. El agua caliente fluye por el espacio del tubo y el agua fría por el espacio envolvente.



Figura 6. Intercambiador de calor de tubo - coraza
Nota. Recuperado de Manual del fabricante – GUNT

Datos técnicos:

Superficie de transmisión de calor: 200 cm^2

Haz de tubos, acero inoxidable

- Diámetro exterior: 6 mm
- Grosor de la pared: 1 mm

Tubo envolvente, transparente (PMMA)

- Diámetro exterior: 50 mm
- Grosor de la pared: 3 mm

Longitud*Ancho*Alto: 400*230*110 mm

Resultados

Se realizaron diversas pruebas para los intercambiadores de calor, de las cuales se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 2

Coefficiente global de transferencia de calor en flujo contracorriente para un intercambiador de tubos concéntricos.

	TUBOS CONCÉNTRICOS							
CONTRACORRIENTE								
Prueba N° 01:	T_{prom} (°C)	\dot{m}_h (kg/s)	v (m/s)	Re	f	Nu	h (W/m ² k)	Q (kW/m ² k)
Fluido caliente	65,75	0,0412	0,2641	3625,66	0,0428	20,31	2232,91	0,878
Fluido frío	34,2	0,0234	0,2473	3693,75	0,0425	25,59	1446,45	
Prueba N° 02:	T_{prom} (°C)	\dot{m}_h (kg/s)	v (m/s)	Re	f	Nu	h (W/m ² k)	Q (kW/m ² k)
Fluido caliente	65,6125	0,0492	0,3157	4318,78	0,0404	24,58	2701,62	
Fluido frío	29,4	0,0259	0,2736	3706,12	0,0424	26,69	1490,13	0,960

Nota. Elaboración propia.

La Tabla 2 muestra los resultados para el intercambiador de tubos concéntricos en flujos a contracorriente, donde se observa que la variación que se da para el flujo másico frío no es un valor representativo, siendo este poco influyente para los resultados. Vemos el aumento de la tasa de transferencia de calor de 10,5 % debido a que hicimos una variación para este caso aumentando el flujo másico del agua para el lado caliente.

Tabla 3

Coefficiente global de transferencia de calor en flujo paralelo para un intercambiador de tubos concéntricos.

	TUBOS CONCÉNTRICOS							
PARALELO								
Prueba N° 01:	T_{prom} (°C)	\dot{m}_h (kg/s)	v (m/s)	Re	f	Nu	h (W/m ² k)	Q (kW/m ² k)
Fluido caliente	65,81	0,0404	0,259	3551,31	0,043	19,80	2176,95	0,916
Fluido frío	37,56	0,0241	0,255	4063,61	0,0412	27,75	1581,77	
Prueba N° 02:	T_{prom} (°C)	\dot{m}_h (kg/s)	v (m/s)	Re	f	Nu	h (W/m ² k)	Q (kW/m ² k)
Fluido caliente	65,56	0,0493	0,3165	4331,72	0,0403	24,63	2707,58	0,972
Fluido frío	30,25	0,0259	0,2736	3775,71	0,0422	27,09	1515,59	

Nota. Elaboración propia.

La Tabla 3 muestra los resultados para el intercambiador de tubos concéntricos en flujos paralelo, donde se observa que bajo esta premisa denotamos que la tasa de transferencia de calor está íntimamente relacionada con el flujo másico para el lado caliente, pero si continuamos con el análisis dicho proceso tiene lugar a trabajar con intercambiadores de calor de tubos concéntricos. Afirmación basada en los cálculos realizados. Hubo un aumento de 5 % en la tasa de transferencia de calor.

Tabla 4

Coefficiente global de transferencia de calor en flujo contracorriente para un intercambiador de tubo – coraza:

	TUBO - CORAZA							
CONTRACORRIENTE								
Prueba N° 01:	T_{prom} (°C)	$m\dot{h}$ (kg/s)	v (m/s)	Re	f	Nu	h (W/m ² k)	Q (kW/m ² k)
Fluido caliente	66,29	0,0416	11,769	1902,0	0,03565	10,46	200,51	0,195
Fluido frío	30,52	0,0253	47,048	8477,655	0,03299	61,61	7588,71	
Prueba N° 02:	T_{prom} (°C)	$m\dot{h}$ (kg/s)	v (m/s)	Re	f	Nu	h (W/m ² k)	Q (kW/m ² k)
Fluido caliente	65,76	0,0498	9,909	1768,0	0,03246	9,90	189,68	0,186
Fluido frío	28,06	0,0299	40,512	9511,714	0,03193	70,20	8591,63	

Nota. Elaboración propia.

Tabla 5

Coefficiente global de transferencia de calor en flujo paralelo para un intercambiador de tubo – coraza:

	TUBO - CORAZA							
PARALELO								
Prueba N° 01:	T_{prom} (°C)	$m\dot{h}$ (kg/s)	v (m/s)	Re	f	Nu	h (W/m ² k)	Q (kW/m ² k)
Fluido caliente	66,26	0,0415	12,01	2109	0,03238	10,66	212,39	0,206
Fluido frío	30,07	0,0249	48,03	8245,61	0,03325	60,25	7412,52	
Prueba N° 02:	T_{prom} (°C)	$m\dot{h}$ (kg/s)	v (m/s)	Re	f	Nu	h (W/m ² k)	Q (kW/m ² k)
Fluido caliente	66,0	0,0487	9,15	1734	0,03184	9,46	175,70	0,172
Fluido frío	28,66	0,0306	39,43	9501,112	0,03161	72,12	8839,66	

Nota. Elaboración propia.

Las tablas 4 y 5 muestran los resultados para el intercambiador de calor de tubo coraza en flujos a contracorriente (Tabla 3) y flujo paralelo (Tabla 4), donde se observa que para la prueba N° 2 se aumentó ambos flujos máscicos tanto del lado caliente como del lado frío, pero no el aumento antes reflejado. Solo se mostró en un único equipo, esto se debe a la configuración interna de los tubos y arreglo que posee.

Discusión

Para el caso de los intercambiadores de calor de tubos concéntricos la influencia del flujo máscico caliente es predominante para mejorar la tasa de transferencia de calor, mantuvimos en un rango cercano el valor del flujo del fluido frío para conocer la influencia y cuáles son los efectos de aumentar el flujo caliente.

Esta idea es refutada cuando nos trasladamos a mirar los resultados para el intercambiador de tubo coraza, donde no sucede lo mismo. Si analizamos la Tabla N° 4 para la primera prueba los rangos de flujo son mayores que para la segunda, pero la tasa de transferencia de calor se reduce, lo que evidencia que el proceso para el primer caso no es el mismo para el segundo, y esto debido a que el intercambiador de calor de tubo coraza tiene una configuración compleja, además de ello denotamos la influencia que puede ejercer en los parámetros térmicos el uso de los deflectores.

Conclusiones

Para un intercambiador de tubos concéntricos, el aumento de la tasa de transferencia de calor se ve afectado por el flujo máscico del fluido caliente, que se comporta de manera lineal. Al aumentar el mismo el coeficiente también aumenta, aunque es necesario precisar que tiene un tope máximo.

Registramos un aumento del 20 % del flujo másico para aumentar en $82.68 \text{ W/m}^2\text{K}$ la tasa de transferencia de calor.

El fluido caliente caloportador en estos intercambiadores desempeña un papel importante, debido a la buena intensidad de las propiedades termofísicas calculadas con la temperatura de ingreso.

El flujo másico cumple su valor primordial en aquel equipo donde pueda fluir de manera constante, no así en un intercambiador de tubo coraza donde el arreglo y la configuración de los tubos nos permiten aseverar que los flujos no influyen en el valor de manera positiva, ya que a un ligero cambio puede aumentar, como también reducir.

Los regímenes de flujo para ambos fluidos (caliente y frío) desempeñan el rol primordial en un intercambiador de calor; para mejorar los procesos es necesario hallar los valores óptimos de trabajo para que podamos mejorar la eficacia del equipo.

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.
- Gunt Hamburg: Equipos para la educación en ingeniería. Recuperado de <https://www.gunt.de/es/productos/ingenieria-termica/cambiadores-de-calor/glct-1:pa-150:ca-93>.