



DETERMINACIÓN DE PARÁMETROS Y VARIABLES DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS CON OPERACION A CONTRACORRIENTE

García González Juan Manuel, García Saldívar Víctor Manuel, Félix Flores Ma. Guadalupe, Méndez Hernández Fabián

Unidad Académica de Ciencias Químicas

RESUMEN

El objetivo de este trabajo es determinar de forma experimental el coeficiente global de transferencia de calor, así como, el calor transferido en un intercambiador de placas que opera en flujo a contracorriente. Se obtienen la temperatura a la entrada y salida del intercambiador, así como los flujos volumétricos de los fluidos caliente y frío (en este caso agua de la red hidráulica suavizada), variando la temperatura de calentamiento del fluido caliente (set point) de 313.15 a 243.15 °K, y los flujos de los fluidos de 6×10^{-2} a 18×10^{-2} m³/hr. Los resultados obtenidos son: El calor transferido por el fluido caliente que es de 1099.1 a 4342.6 W; el calor absorbido por el fluido frío que va de 900.7 a 3750.1 W; el coeficiente global de transferencia de calor de 278.5 a 962.9 W/m² °K y por último la efectividad cuyos datos están entre 0.07 a 0.58.

INTRODUCCIÓN

Los intercambiadores de calor de placas han sido ampliamente utilizados durante casi un siglo debido a su buen rendimiento térmico, ocupan poco espacio, fácil acceso a todas las áreas y bajos costos de funcionamiento en comparación con los más utilizados, como el intercambiador de calor de tubos y coraza. En el pasado, los intercambiadores de calor de placas se utilizaron ampliamente en la industria alimentaria y farmacéutica, pero su campo de aplicación se ha ampliado para la industria química, petroquímica y las industrias de procesos. Palm B. y Claesson J. (2006), describen en su trabajo el diseño de un intercambiador de placas, además de la relación existente entre los parámetros geométricos y el funcionamiento térmico e hidráulico del mismo, la velocidad de flux de transferencia de calor determinado en promedio es igual a 4500 W/m², y el coeficiente de global de transferencia de calor promedio es de 1500 W/m² °K [1]. Méndez et.al. (2010) obtuvieron en forma experimental en un intercambiador de calor de placas con operación en paralelo, el calor absorbido con un valor de 947.8 a 4174.4 W, el calor cedido que va desde 1046.2 hasta 4431.7 W, a diferentes regímenes de flujo También determinaron el coeficiente global de transferencia de calor cuyo rango encontrado para la misma forma de operar de 459.2 a 924.8 W/m² °K [2].

El cálculo del coeficiente global de transferencia de calor para el intercambiador de placas, se determina a partir de la ley de enfriamiento de Newton, que aplicada al fluido caliente evalúa el calor cedido, ecuación 1.

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h C_{p_h} (T_{h,i} - T_{h,o}),$$

FORMANDO
PROFESIONALES
DE LA QUÍMICA"UN PILAR DE CIENCIA Y
TECNOLOGÍA EN ZACATECAS"FECHAS 2017
29 al 31 de Agosto

Basados en la misma expresión matemática de la ley de Newton se determina el calor absorbido desde el fluido frío ecuación 2.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c C_{p_c} (T_{c,o} - T_{c,i}). \quad 2$$

Sustituyendo la ecuación 1 en la expresión matemática de diseño de un intercambiador de calor y despejando el coeficiente global de transferencia de calor se obtiene la ecuación 3.

$$U = \frac{\dot{m}_h C_{p_h} (T_{h,i} - T_{h,o})}{A \Delta T_{lm}} \quad 3$$

Donde ΔT_{lm} es la diferencia media logarítmica y se define por medio de la ecuación 4.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)}, \quad 4$$

En este trabajo para el cálculo de la efectividad en flujo a contracorriente se recurre al método NTU-efectividad.

Para determinar la NUT se utiliza la ecuación 4.

:

$$NTU = \frac{U A}{(\dot{m} C_p)_{min}} \quad 5$$

Y la efectividad se calcula mediante la ecuación 6..

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1-C_R)}}{1 - C_R \cdot e^{-NTU(1-C_R)}} \quad 6$$

Donde:

$$C_R = \frac{(\dot{m} C_p)_{min}}{(\dot{m} C_p)_{max}}$$

METODOLOGÍA

Para iniciar la experimentación en TIPL, se conecta el intercambiador con la configuración de operación en contracorriente a la unidad base. Los sensores se sitúan en la interface y se inicia el llenado en el tanque de calentamiento. Posteriormente el software SACED comienza su operación para la selección del tipo de intercambiador a utilizar, estableciendo el set point para el calentamiento del fluido caliente que en este trabajo se fija en el rango de 313.15 a 243.15 °K, al alcanzarse y estabilizarse la temperatura, se inicia la operación del TIPL. A partir de ese instante se obtiene la temperatura a un caudal de 6×10^{-2} del fluido caliente y a caudales del fluido frío que

van desde 6×10^{-2} hasta $18 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{hr}$. El sistema se estabiliza en promedio en 25 minutos después de cada ajuste de flujo o set point.

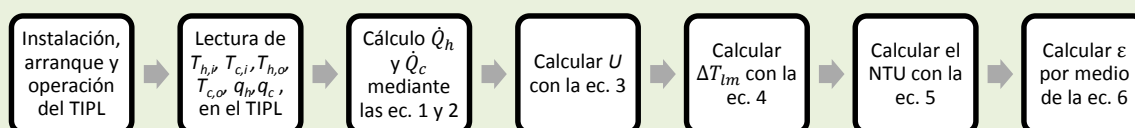
En la Tabla 1 se presentan la temperatura obtenida a la entrada y a la salida del fluido caliente en el intercambiador de placas operando en flujo a contracorriente.

Tabla 1. Temperatura obtenida en la operación del TIPL en contracorriente con flujo de fluido caliente de $6 \times 10^2 \text{ m}^3/\text{hr}$

Set point [°K]	Flujo frío [m ³ /hr]	Temperatura de entrada del fluido caliente [°K]	Temperatura de salida del fluido caliente [°K]
313,15	0,06	305,67	299,21
323,15	0,06	310,11	299,03
333,15	0,06	331,46	305,23
343,15	0,06	331,46	305,23
313,15	0,12	307,33	299,86
323,15	0,12	314,73	296,35
333,15	0,12	323,72	301,64
343,15	0,12	332,24	303,57
313,15	0,18	307,47	299,5
323,15	0,18	314,06	295,72
333,15	0,18	322,73	300,28
343,15	0,18	328,64	302,89

El algoritmo que se utiliza para el cálculo de variables y parámetros en el intercambiador de calor de placas se muestra en la Figura 1.

Figura 1



Algoritmo para determinar \dot{Q}_h , \dot{Q}_c y U

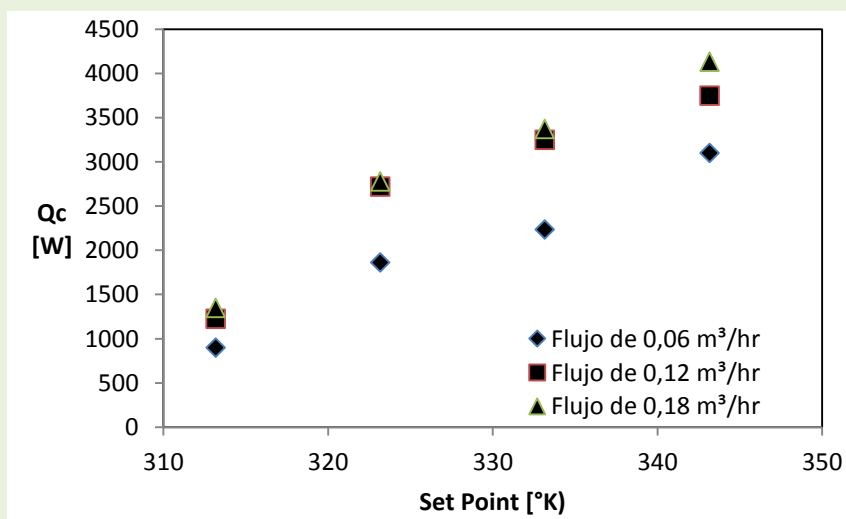
RESULTADOS

Siguiendo el algoritmo de cálculo presentado en la Figura 1, se tienen los resultados que se presentan en la Tabla 2.

Tabla 2. Parámetros calculados en el TIPL con flujo volumétrico de fluido caliente de 6×10^2 m³/hr

Set point [°K]	q_c (m ³ /hr)	Q_h [W]	Q_c [W]	U [W/m ² °K]	NTU	ϵ
313.15	0.06	1099.06	900.69	278.54	0.650	0.069
323.15	0.06	2389.55	1862.51	565.72	1.324	0.140
333.15	0.06	3023.96	2235.72	581.75	1.366	0.144
343.15	0.06	4416.43	3102.27	657.08	1.546	0.161
313.15	0.12	1269.89	1226.04	445.06	0.838	0.187
323.15	0.12	3120.43	2720.24	739.72	1.394	0.302
333.15	0.12	3730.97	3251.42	813.59	1.541	0.330
343.15	0.12	4828.57	3750.11	908.37	1.726	0.365
313.15	0.18	1354.99	1349.62	571.94	1.077	0.383
323.15	0.18	3115.01	2778.31	820.26	1.545	0.511
333.15	0.18	3796.38	3373.82	910.72	1.723	0.553
343.15	0.18	4342.58	4131.63	962.90	1.827	0.577

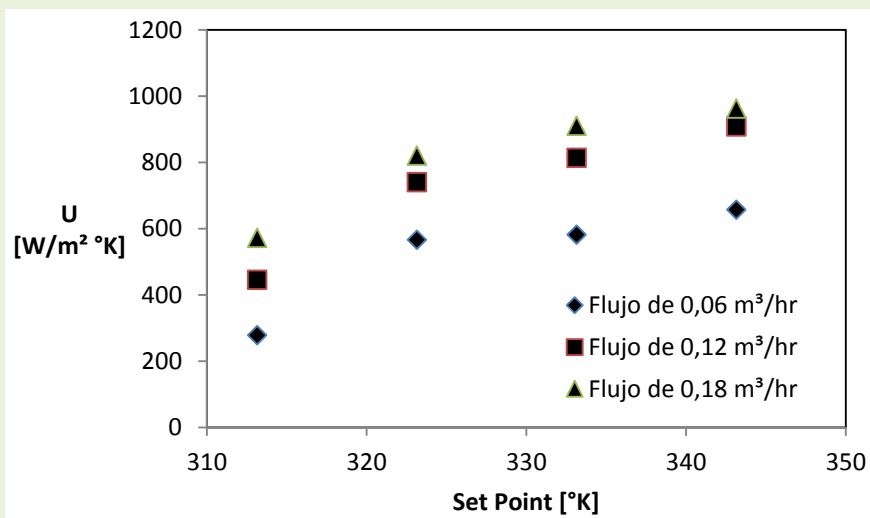
En la Figura 2., se comprueba que a mayor flujo volumétrico del fluido frío la transferencia de calor se incrementa.

Figura 2


Calor absorbido por el fluido frío a diferente flujo volumétrico.

En la Figura 3. Se observa como el coeficiente global de transferencia de calor se incrementa al modificar el set point y el flujo volumétrico del fluido frío.

Figura 3



Coefficiente global de transferencia de calor a diferente flujo volumétrico del fluido frío.

El calor perdido en promedio en la Unidad Base es de 118.26 W. La velocidad de flux de calor promedio que se obtiene al operar el intercambiador de placas es de 4042 W/m².

CONCLUSIONES

Los resultados que se tienen al operar el intercambiador de calor de placas en flujo a contracorriente operado a flujo constante de fluido caliente e igual a 6×10^{-2} m³/hr son: El calor cedido por el fluido caliente va de 1099.1 a 4342.6 W; el calor absorbido por el fluido frío está entre 900.7 y 3750.1 W; el coeficiente global de transferencia de calor va de 278.5 a 962.9 W/m² °K.

NOMENCLATURA

A	Área de transferencia de calor	m ²
C _p	Capacidad calorífica del fluido	J/kg K
C _{p_h}	Calor específico del fluido caliente	J/kg K
C _{p_c}	Calor específico del fluido frío	J/kg K
D	Diámetro del tubo	m
NTU	Número de unidades de transferencia	
q _h	Flujo volumétrico del fluido caliente	m ³ /h
q _c	Flujo volumétrico del fluido frío	m ³ /h
Q̇ _c	Velocidad de la transferencia de calor absorbida por el agua fría	W
Q̇ _h	Velocidad de la transferencia de calor cedida por el agua caliente	W
T	Temperatura	K



UAZ

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE
ZACATECAS
"Francisco García Salinas"

USCQ



UNIDAD ACADÉMICA DE CIENCIAS QUÍMICAS

FORMANDO
PROFESIONALES
DE LA QUÍMICA"UN PILAR DE CIENCIA Y
TECNOLOGÍA EN ZACATECAS"

$T_{c,i}$	Temperatura del fluido frío a la entrada del intercambiador	K
$T_{c,o}$	Temperatura del fluido frío a la salida del intercambiador	K
T_f	Temperatura global del fluido, más allá de la superficie	K
$T_{h,i}$	Temperatura del fluido caliente a la entrada del intercambiador	K
$T_{h,o}$	Temperatura del fluido caliente a la salida del intercambiador	K
T_m	Temperatura media en la sección transversal del tubo	K
U	Coefficiente global de transferencia de calor	W/m^2K

SÍMBOLOS GRIEGOS

ΔT	Diferencia de temperatura a través del material	K
ΔT_{lm}	Diferencia de temperaturas media logarítmica entre el agua caliente y el agua fría	K
ϵ	Efectividad del intercambiador de placas	-



UAZ

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE
ZACATECAS
"Francisco García Salinas"

USCQ



UNIDAD ACADÉMICA DE CIENCIAS QUÍMICAS

FORMANDO
PROFESIONALES
DE LA QUÍMICA"UN PILAR DE CIENCIA Y
TECNOLOGÍA EN ZACATECAS"X
JORNADAS DE CIENCIAS
QUÍMICASFECHAS 2017
29 al 31 de Agosto

REFERENCIAS

1. Palm B, y Claesson J, (2006) "Plate Heat Exchangers: Calculation Methods for Single and Two-Phase Flow" *Heat Transfer Engineering*, 27(4):88–98, 2006. ISSN: 0145-7632
2. Méndez Hernández F, "Determinación de Parámetros y Variables de un Intercambiador de Calor de Placas", Tesis defendida en el P,A,I,Q de la U,A,C,Q, de la U,A,Z, Junio de 2010
3. Kyoungwoo Park, Dong-Hoon Choi, and Kwan-Soo Lee. "Optimum Design of Plate Heat Exchanger with Staggered Pin Arrays" *Numerical Heat Transfer, Part A*, 45:347–361, 2004, ISSN: 1040-7782.
4. McCabe, W.L, Smith J.C, Harriot P., "*Operaciones Unitarias en Ingeniería Química*", 6ta Edición, McGraw-Hill, 2001, pp. 299-482.
5. Cengel Yunus A., "*Transferencia de Calor*" 2da Edición, McGraw-Hill, 2004.