

## DISEÑO TERMOHIDRAULICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLATO Y MARCO EN ARREGLO SIMPLE Y MULTIPASO

### THERMO-HYDRAULIC DESIGN OF PLATE AND FRAME HEAT EXCHANGERS IN SINGLE AND MULTI-PASS ARRANGEMENT

M. Picón-Núñez<sup>1\*</sup>, J. L. López-Robles<sup>2</sup> y C. Miranda-Alvarez<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Instituto de Investigaciones Científicas, Universidad de Guanajuato  
Lascurain de Retana No. 5, Guanajuato, Gto. México.

<sup>2</sup> Facultad de Ingeniería Mecánica, Eléctrica y Electrónica, Universidad de Guanajuato.

#### Resumen

Se presenta el desarrollo de un método alternativo para el diseño termohidráulico preliminar de intercambiadores de plato y marco para fluidos en una sola fase. En este trabajo se toma la longitud de los platos como una variable continua a través de la cual es posible lograr el uso total de la caída de presión disponible que se especifica para el diseño. Los arreglos complejos o de multipaso, son una combinación de flujo en contracorriente y paralelo, para los cuales se desarrolla la expresión para calcular el factor de corrección de la diferencia de temperaturas media logarítmica. Se desarrolla un modelo para evaluar dicho factor en función del parámetro NTU.

*Palabras clave:* intercambiadores de plato y marco, intercambiadores compactos, modelo termohidráulico, efectividad térmica.

#### Abstract

An alternative approach for the preliminary thermo-hydraulic design of single phase plate and frame heat exchangers is presented. Plate length is taken as a continuous variable through which full utilization of available pressure drop for design is achieved. Complex arrangements or multipass arrangements, are a combination of counter flow and parallel flow for which a correction factor for the log mean temperature difference is needed. A model that allows the calculation of this correction factor is developed as a function of the NTU parameter.

*Keywords:* plate heat exchangers, compact heat exchangers, thermo-hydraulic model, thermal effectiveness.

#### 1. Introducción

Los intercambiadores de calor de plato y marco (IPM) se utilizan ampliamente en la industria de proceso principalmente en las de tipo alimentos y bebidas debido principalmente a sus características de construcción que facilitan su limpieza y a su gran versatilidad en cuanto a los diferentes tipos de materiales con que pueden fabricarse. En general, en la industria química y petroquímica se usan en aplicaciones especiales con fluidos limpios y en procesos con cambio de fase (Shah y Focke, 1988, Marriot, 1971). Algunas de sus limitaciones son que no pueden utilizarse en situaciones donde existe una diferencia importante entre la presión de operación con

que operan los fluidos que participan en el proceso debido a las deformaciones que se originan en los platos, y en aquellas aplicaciones con temperaturas y presiones de operación elevadas.

El procedimiento de diseño de los IPM es muy especializado y no se encuentra ampliamente reportado en la literatura abierta; esta información pertenece sólo a aquellas compañías que fabrican este tipo de equipos. Los dos aspectos más importantes relacionados con el diseño de IPM son: (1) el diseño mecánico y la caracterización termohidráulica de las placas, y (2) el dimensionamiento del equipo para satisfacer una carga térmica bajo las limitaciones de caída de presión.

\* Autor para correspondencia: E-mail: [picon@quijote.ugto.mx](mailto:picon@quijote.ugto.mx)  
Tel. (47) 37327519 Fax: (47) 37326252

El desempeño termohidráulico puede obtenerse de una manera experimental (Muley y Manglik, 1999, Focke, Zachariadis y Oliver, 1985), mientras que el segundo aspecto, que es el objeto de este trabajo, implica el desarrollo de una metodología alternativa para la cual es necesario contar con la información termohidráulica de las placas. Dado que esta información no está disponible para la mayoría de los platos comerciales, la metodología que se propone en este trabajo es general y parte del uso de aquellas pocas correlaciones publicadas.

Un intercambiador de calor de plato y marco consiste en una serie de platos corrugados sostenidos entre rieles y sujetos por pernos para dar soporte a la estructura, entre los cuales, de una manera alternada, circulan los fluidos que han de intercambiar calor. La Fig. 1, muestra un arreglo típico y la disposición de las placas en estos intercambiadores.

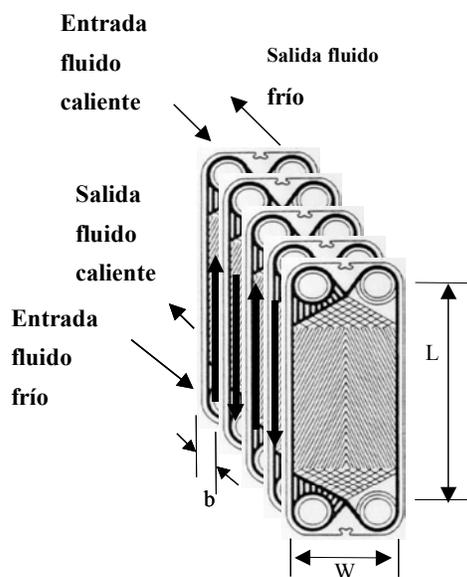


Fig. 1. Intercambiador de calor de plato y marco. Arreglo de flujo en circuito.

Los trabajos más relevantes reportados sobre el dimensionamiento de IPM son los de Kandlikar y Shah, (1989a), Haslego y Polley (2002), Shah y Focke (1988), Jackson y

Troupe (1966), Buonopane, Troupe y Morgan (1963), Raju y Bansal (1983), Marriot (1971) y Sloan (1998). Algunos de estos métodos se caracterizan por la aplicación de factores de corrección o el uso de tablas cuya fuente no se proporciona (Haslego y Polley, 2002). El trabajo reportado por Wang y Sundén (2003) presenta una metodología basada en la maximización de la caída de presión a través del desarrollo de un modelo termohidráulico. Esta metodología aplica muy bien para el diseño de intercambiadores de un solo paso, sin embargo no se presenta claramente la manera de calcular el factor de corrección de la diferencia de temperatura media logarítmica cuando el arreglo incluye varios pasos.

Gran parte del trabajo realizado por investigadores se ha centrado en el análisis del desempeño de equipo existente o rating y los métodos utilizados son el de la efectividad térmica - número de unidades de transferencia de calor ( $\epsilon$ -NTU) y los métodos diferenciales de análisis, donde cada uno de los canales que conforman un intercambiador de placas es analizado de una manera independiente para dar la temperatura final de la corriente una vez que se realiza la mezcla del fluido a la salida del intercambiador (Kandlikar y Shah, 1989b; Prabhakara, Kumar y Das, 2002; Bassiouny y Martin, 1984a; 1989b; Gut y Pinto, 2003).

Shah and Focke (1988) han demostrado que en un IPM no es posible lograr satisfacer la caída de presión de ambas corrientes simultáneamente para una carga térmica específica. Esto es debido a que en un IMP se tienen tres grados de libertad en el diseño, éstos son: número de platos, tamaño de plato y diseño de la superficie.

Esto es, una vez especificado el diseño del plato y el tamaño, sólo se puede determinar el número de platos o de canales que maximizarán la caída de presión de una corriente, mientras que la otra corriente exhibirá una caída de presión que es función de las dimensiones resultantes.

El método que se reporta en este trabajo considera la maximización de la caída de presión en una sola corriente y para lograrlo se toma la longitud del plato como una variable continua. Con esto, el método determina las dimensiones de la placa que permiten maximizar la caída de presión. En una aplicación real, se espera que esta

información permita al diseñador seleccionar las dimensiones de la placa comercial más cercana a la mínima necesaria; en este caso, una análisis de desempeño térmico o rating es necesario para determinar las temperaturas y caídas de presión que los platos comerciales van a entregar.

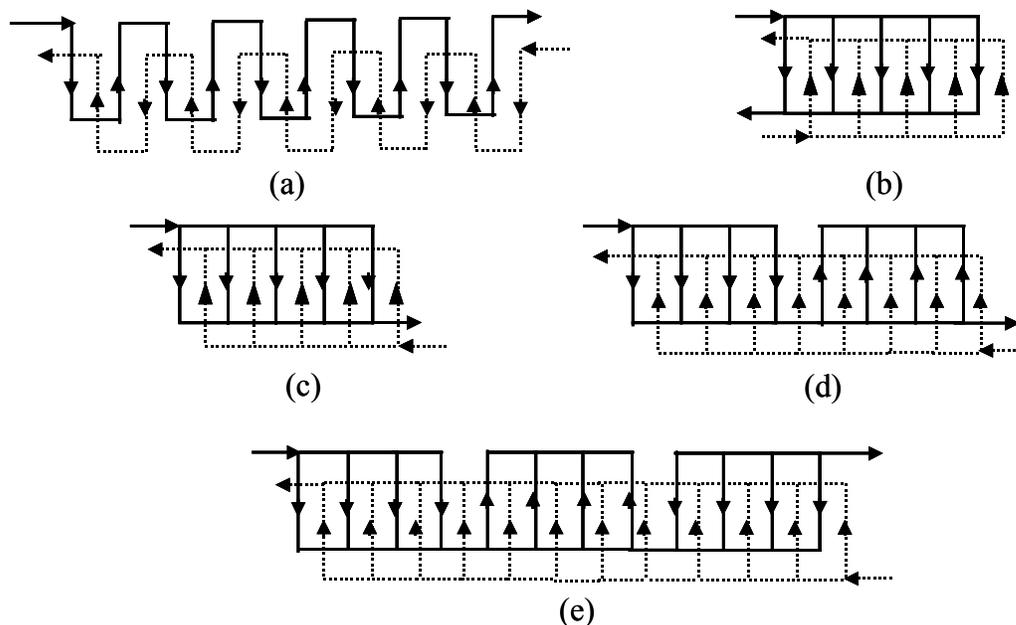


Fig. 2. Arreglos básicos de flujo en un intercambiador de platos. (a) Arreglo en serie, (b) Arreglo en circuito, U, (c) Arreglo en circuito, Z, (d) Arreglo complejo 2 pasos-1 paso, (e) Arreglo complejo 3 pasos-1 paso (Raju y Bansal, 1983).

Una forma de guiar el diseño de un IPM con el fin de mejorar el uso de la caída de presión es a través del número de pasos. Es este caso, la determinación del área superficial de transferencia de calor requiere de la determinación del factor de corrección de la diferencia media logarítmica de temperatura, el cual puede obtenerse a partir de la relación  $NTU_{\text{contracorriente}} / NTU_{\text{otro}}$  (Kays y London, 1984). Este concepto general se explora y se determina una expresión para su cálculo analítico. Pignotti y Tamborenea (1988) y Kandlikar y Shah (1989a) han desarrollado una serie de gráficas para

evaluar la efectividad térmica de diferentes arreglos de flujo. Los estudios que se presentan incluyen los efectos de los canales extremos de un intercambiador así como de los canales intermedios entre pasos. Esta información puede ser directamente utilizada para evaluar el factor de corrección sin embargo está sujeta a la apreciación en la lectura de las graficas. En este trabajo se desarrolla una metodología simplificada que facilita el cálculo del factor de corrección y se aplica al diseño de intercambiadores de calor en una sola fase.

Las idealizaciones que se han hecho en el desarrollo la metodología que se presenta aquí son: (1) Operación en estado estable; (2) Propiedades físicas de los fluidos constantes; (3) Distribución uniforme de flujo entre los canales; (4) Pérdidas de calor a los alrededores despreciables; (5) Coeficientes de transferencia de calor uniformes a lo largo del intercambiador; (6) Se desprecia el efecto de los platos en los extremos y el efecto de los platos comunes entre paso.

## 2. Arreglos de flujo

Un IPM es un sistema flexible que se puede ajustar de varias maneras para lograr la carga térmica requerida dentro de las especificaciones de caída de presión permitida. Esto se puede lograr de varias maneras: (1) Incrementando o reduciendo el número de platos en la unidad; (2) Cambiando el tipo de plato de acuerdo a sus características termohidráulicas; (3) Modificando el arreglo de flujo, y (4) Modificando las dimensiones de los platos.

El número de arreglos de flujo que se pueden lograr con este tipo de intercambiador es muy grande. Sin embargo, todos ellos provienen de alguna combinación de los tres arreglos básicos: serie, circuito y complejo, tal y como se presenta en la Fig. 2 (Shah y Focke, 1988, Buonopane y col. 1963). En los arreglos en serie, cada pasaje representa un paso, de tal modo que para un arreglo  $N \times N$  pasos, el intercambiador tiene  $2N-1$  platos térmicos, a través de los cuales se lleva a cabo el proceso de transferencia de calor. Este tipo de arreglos se emplean para flujos pequeños y cuando la relación de flujo es muy pequeña y cuando se requieren aproximaciones de temperatura muy estrechas (Jackson y Trouppe, 1966).

El arreglo de flujo en circuito es el que más se utiliza ya que presenta un arreglo de flujo en contracorriente pura en un paso simple para ambos fluidos. Se utiliza cuando los flujos que se manejan son grandes y

cuando las aproximaciones de temperatura son bajas. El arreglo complejo es una combinación del arreglo circuito con el arreglo en serie, y en éste, generalmente existe igual número de platos térmicos en cada paso.

## 3. Características termohidráulicas

En el diseño de intercambiadores de calor el aspecto de mayor importancia es el relacionado con el cálculo de los coeficientes individuales de calor y los factores de fricción de los diferentes tipos de superficies que se pueden emplear. Por lo general, esta información está disponible en forma de correlaciones empíricas o semiempíricas. Las características térmicas se presentan en función de números adimensionales como son: el número de Nusselt ( $Nu$ ), el número de Stanton ( $St$ ) y el factor de Colburn ( $j=StPr^{2/3}$ ), en función del número de Reynolds. Las características de fricción se reportan en términos del factor de fricción contra el número de Reynolds. La información disponible en la literatura abierta de este tipo de parámetros es muy escasa debido a que tanto métodos de diseño como características termohidráulicas son propiedad industrial.

Las siguientes correlaciones fueron reportadas por Shah y Focke (1988) para el plato tipo Chevron P31 de la compañía Alfa Laval:

$$Nu = \begin{cases} 0.729 Re^{1/3} Pr^{1/3} & \text{para } Re \leq 7 \\ 0.380 Re^{2/3} Pr^{1/3} & \text{para } Re > 7 \end{cases} \quad (1)$$

y

$$f = \begin{cases} 17.0 Re^{-1} & \text{para } Re < 10 \\ 6.29 Re^{-0.57} & \text{para } 10 < Re < 101 \\ 1.141 Re^{-0.20} & \text{para } 101 < Re < 855 \\ 0.581 Re^{-0.10} & \text{para } Re > 855 \end{cases} \quad (2)$$

La características geométricas de este plato son:

- Área de transferencia de calor por plato: 0.30 m<sup>2</sup>
- Longitud efectiva: 0.904 m
- Espaciamiento entre platos: 2.9 mm
- Diámetro hidráulico: 5.8 mm
- Angulo chevron: 60°
- Diámetro del puerto: 0.125 m

La corrugación tipo chevron se utiliza muy comúnmente en aplicaciones industriales. Por lo tanto, esta información se empleará para demostrar la aplicación de la metodología de diseño que se desarrolla en este trabajo.

#### 4. Ecuaciones de diseño

Las relaciones geométricas básicas para el diseño de intercambiadores de platos son las siguientes:

$$d_h = 2b \quad (3)$$

Donde se tiene que el diámetro hidráulico es igual a dos veces el espaciamiento entre palcas, b. El área libre de flujo por corriente se puede obtener a partir de :

$$A_c = N_c W b \quad (4)$$

Donde N<sub>c</sub> es el número de canales por corriente, W es el ancho de placa. El número de platos térmicos, N<sub>p</sub>, es igual a:

$$N_p = N_T - 2 \quad (5)$$

Donde N<sub>T</sub> es el número total de platos. El número de canales térmicos por corriente se obtiene a partir de:

$$N_{cT} = \frac{N_T - 1}{2} \quad (6)$$

El número total de platos térmicos se puede obtener a partir del área total de transferencia de calor, A<sub>T</sub> y el área por plato:

$$N_p = \frac{A_T}{A_{plato}} \quad (7)$$

El número de Reynolds, Re, está definido de la siguiente manera:

$$Re = \frac{\dot{m} d_h}{\mu A_c} \quad (8)$$

Donde  $\dot{m}$  es el flujo másico de la corriente y  $\mu$  es la viscosidad.

La caída de presión total en un intercambiador de platos tiene los siguientes componentes: caída de presión debida a la fricción, a los cambios de velocidad, a los cambios de dirección y a los cambios de altura. De éstas, la que tiene mayor influencia en el comportamiento térmico del equipo es la que se origina por la fricción. En este trabajo se supone que la caída de presión permitida es igual a la pérdida por fricción. La expresión que permite evaluar esta componente es:

$$\Delta P = \frac{4 f G^2 L}{2 d_h \rho} \quad (9)$$

donde G es el flujo másico por unidad de área, L es la longitud del plato y f es el factor de fricción que como se presenta en la Ec. (2) puede expresarse en la forma generalizada de la siguiente manera:

$$f = x Re^{-y} \quad (10)$$

Combinando las ecuaciones (8), (9) y (10), se obtiene la siguiente expresión:

$$A_c = \left( \frac{\dot{m}^{2-y} \mu^y L}{d_h^{1+y} \rho \Delta P} \right)^{1/(2-y)} \quad (11)$$

De la Ec. 11 se puede observar que una vez definido el tipo de plato y sus características geométricas, es posible determinar el área libre de flujo para una corriente en función de la caída de presión permitida. Con este valor es posible calcular el número de pasajes por corriente que se requieren para maximizar el uso de la caída de presión. El número de pasajes calculados de esta manera se denominan pasajes hidráulicos ( $N_{ch}$ ). Este valor debe ser contrastado con el número de pasajes que son necesarios para cumplir con la carga térmica o pasajes térmicos ( $N_{CT}$ ).

En este trabajo se supondrá que cuando el arreglo es de multipasos, cada paso contará con el mismo número de canales. Ahora, en este tipo de arreglo, la caída de presión total que experimenta cada fluido es la misma en cada paso, por lo tanto, la caída de presión por paso es igual a la caída de presión total dividida entre el número de pasos:

$$\Delta P_{paso} = \frac{\Delta P}{N_{pasos}} \quad (12)$$

El número de canales por paso puede obtenerse combinando las Ec. (4), (11) y (12), de donde se obtiene que:

$$N_{c,paso} = \frac{1}{(Wb)} \left[ \frac{2 \cdot x \cdot m \cdot \mu^y \cdot N_{pasos} \cdot L}{\Delta P \cdot \rho \cdot d_h^{1+y}} \right]^{\frac{1}{(2-y)}} \quad (13)$$

La determinación del número de canales térmicos se obtiene a partir de la ecuación general de diseño:

$$Q = UA\Delta T_{ME} \quad (14)$$

Donde Q es la carga térmica, A es el área superficial de transferencia de calor y  $\Delta T_{ME}$  es la diferencia de temperatura media efectiva.

El coeficiente global de transferencia de calor para una geometría de placas planas se obtiene de:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + R_w + R_f} \quad (15)$$

Donde  $h_1$  y  $h_2$  son los coeficientes individuales de transferencia de calor,  $R_w$  es la resistencia debida a la conducción a través del metal, y  $R_f$  es la resistencia total debida al ensuciamiento. La diferencia media efectiva de temperatura puede calcularse a partir de:

$$\Delta T_{ME} = F \Delta T_{LM} \quad (16)$$

Donde F es el factor de corrección que, de acuerdo a Kays y London (1984) puede obtenerse de:

$$F = \frac{NTU_{contracorriente}}{NTU_{otro}} \quad (17)$$

Donde  $NTU_{contracorriente}$  corresponde al número de unidades de transferencia de calor si el diseño se realiza en contracorriente, y  $NTU_{otro}$  es el número de unidades de transferencia de calor para un arreglo diferente al de contracorriente. Cuando el intercambiador de calor es de más de un paso, entonces es necesario determinar los dos valores del lado derecho de la Ec. (16). Cuando el arreglo es contracorriente, NTU se puede obtener a partir de la ecuación que representa la efectividad térmica de este tipo de arreglo como función de NTU y C (Kays y London, 1984):

$$NTU = \frac{1}{C-1} \ln\left(\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon C-1}\right) \quad \text{para } C < 1 \quad (18)$$

$$NTU = \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} \quad \text{para } C = 1$$

Donde  $\varepsilon$  es la efectividad térmica de la unidad y C es:

$$C = \frac{CP_{min}}{CP_{max}} \quad (19)$$

Donde  $CP_{\min}$  es el producto flujo másico-capacidad calorífica menor de las dos corrientes y  $CP_{\max}$  es el producto flujo másico-capacidad calorífica mayor.

Por otro lado, para un arreglo de flujo en paralelo, la efectividad térmica, NTU y C están relacionados de la siguiente manera (Kays y London, 1984):

$$NTU = -\frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + C)]}{1 + C} \quad (20)$$

La Fig. 3 muestra el esquema operacional de un arreglo de dos pasos: el primero en contracorriente y el segundo en paralelo. La efectividad térmica global del este arreglo se puede expresar, de acuerdo con el método propuesto por Domingos (1969) de la siguiente manera:

$$\varepsilon_{\text{global}} = \frac{1 - [1 - \varepsilon_1(1 + C)][1 - \varepsilon_2(1 + C)]}{1 + C} \quad (21)$$

En un problema de diseño,  $\varepsilon_{\text{global}}$  es conocida y puede obtenerse a partir de:

$$\varepsilon_{\text{global}} = \frac{\Delta T_{\text{corriente de } CP_{\min}}}{T_{c,\text{entrada}} - T_{f,\text{entrada}}} \quad (22)$$

Los términos  $\varepsilon_1$  y  $\varepsilon_2$  representan las efectividades térmicas por cada uno de los pasos de la Fig. 3. El número de unidades de transferencia de calor (NTU), se define como:

$$NTU = \frac{UA}{CP_{\min}} \quad (23)$$

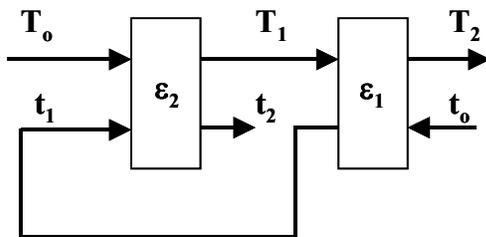


Fig. 3. Esquema operacional de un intercambiador de calor de dos pasos. Contracorriente-paralelo.

Imponiendo como condición que el número de canales por paso es igual, entonces a partir de la definición de NTU se tiene que el área seccional libre de flujo es igual para cada paso y como el flujo es el mismo, entonces el coeficiente global de transferencia de calor, U es igual en cada paso y en consecuencia el NTU para la sección contracorriente es igual al NTU de la sección paralelo. De aquí es posible desarrollar una expresión que relacione ambas efectividades térmicas a partir de las Ec. 18 y 20. La Ec. 18 presenta dos casos, uno para  $C < 1$  y para  $C = 1$ . Para el caso  $C < 1$  y para un arreglo contracorriente-paralelo:

$$\varepsilon_2 = \frac{[1 - \varepsilon_1(1 + C)]^{\frac{1-C}{1+C}} - 1}{C[1 - \varepsilon_1(1 + C)]^{\frac{1-C}{1+C}} - 1} \quad (24)$$

y para un arreglo paralelo-contracorriente:

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{1 + C} \left[ 1 - \left( \frac{\varepsilon_1 - 1}{\varepsilon_1 C - 1} \right)^{\frac{1+C}{1-C}} \right] \quad (25)$$

Donde  $\varepsilon_1$  corresponde al primer paso de izquierda a derecha de acuerdo con la Fig. 3. Ecuaciones respectivas para el caso  $C=1$  pueden desarrollarse de la misma manera. Resolviendo para una efectividad global  $\varepsilon_{\text{global}}$  conocida, Ec. 22, se pueden determinar los valores de  $\varepsilon_1$  y  $\varepsilon_2$  utilizando la ecuación apropiada (24 ó 25). De esta manera es posible determinar el NTU por paso y el NTU total para un arreglo en varios pasos. El NTU total para varios pasos se puede obtener a partir de:

$$NTU_{\text{Total}} = N_{\text{pasos}} (NTU_{\text{por paso}}) \quad (26)$$

Una vez conocido  $NTU_{\text{Total}}$ , el valor del factor de corrección F se calcula a partir de la Ec. 17. La Fig. 4 muestra el diagrama de flujo general para implementar la metodología de diseño propuesta.

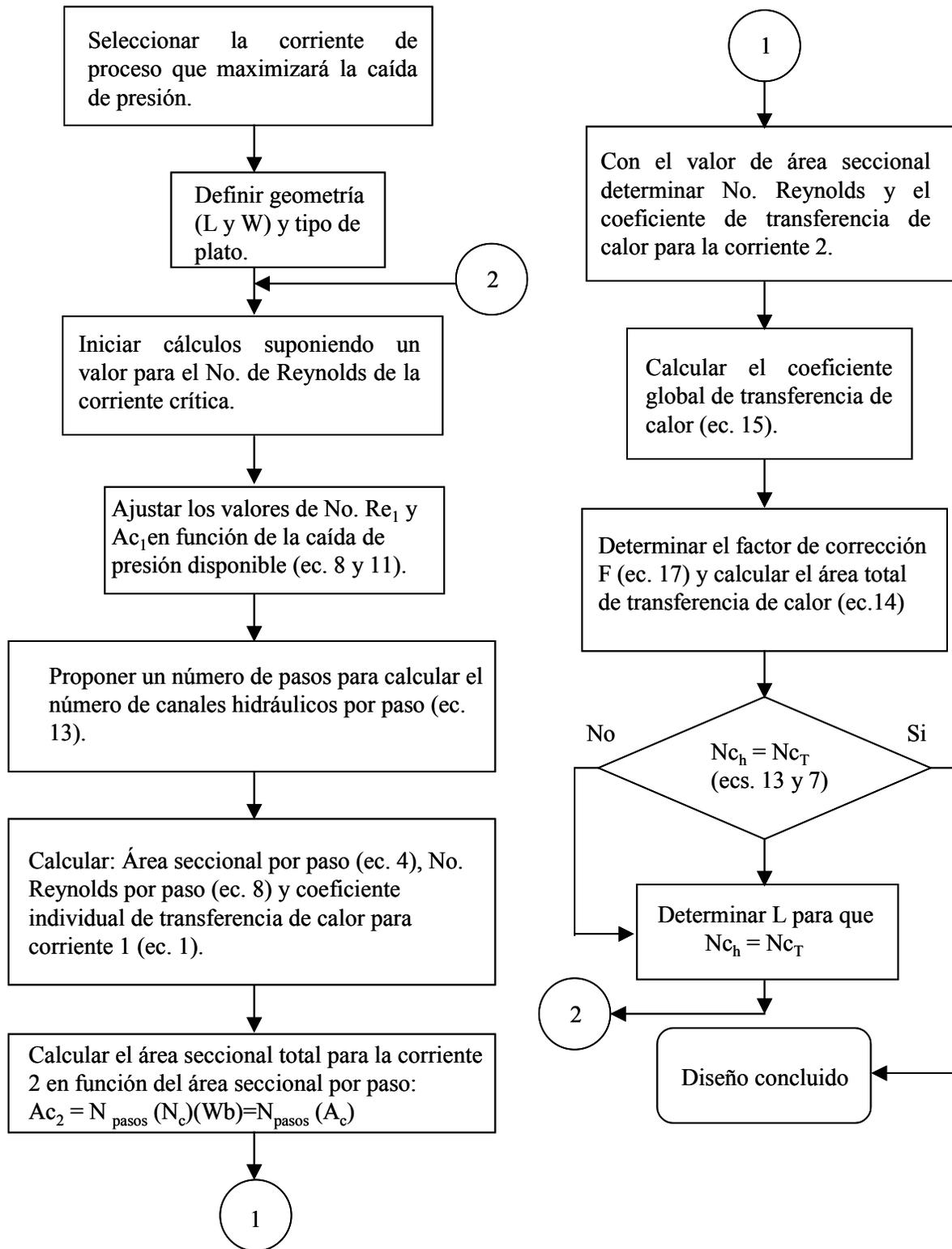


Fig. 4. Diagrama de flujo del proceso de diseño de intercambiadores de platos.

Tabla 1. Datos de operación y propiedades físicas para el caso de estudio.

	Fluido caliente	Fluido frío
<i>Información de Proceso</i>		
Flujo másico, (kg/s)	13.6	13.6
Caída de presión, (Pa)	39,310	---
Temperatura de entrada, (°C)	80	20
Temperatura de salida, (°C)	40	60
<i>Propiedades Físicas</i>		
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	983.2	992.2
$C_p$ (J/kg°C)	4,185.2	4,178.6
K (W/m°C)	0.6536	0.6316
$\mu$ (kg/m s)	4.67 E <sup>-4</sup>	6.5 E <sup>-4</sup>
Ensuciamiento, (m <sup>2</sup> °C/W)	1.03 E <sup>-5</sup>	5.2 E <sup>-6</sup>

## 5. Aplicación de la metodología

Se considera un caso de estudio reportado en la literatura (Marriot, 1971). Los datos de proceso, propiedades físicas y condiciones de operación se presentan en la Tabla 1. En el caso original no se especifica el tipo de plato ni las características de transferencia de calor y fricción.

## 6. Resultados

Los resultados del diseño del intercambiador de calor utilizando la metodología propuesta en este trabajo comparados con los resultados originales se muestran en la Tabla 2.

El tipo de plato que se empleó es el Chevron P31 de Alfa Laval cuya información se presentó anteriormente.

Los resultados indican que el intercambiador de calor requiere un área de 18.7 m<sup>2</sup>, 30 canales por corriente, y presenta un coeficiente global de transferencia de calor de 6,090.0 W/m<sup>2</sup>°C, mientras que el

diseño original requiere un área superficial de 30 m<sup>2</sup>, 40 canales por corriente, con un coeficiente global de transferencia de calor de 4,610.7 W/m<sup>2</sup>°C. Los resultados son muy cercanos lo que puede indicar que en el diseño original se utilizó un tipo de plato similar al chevron pero con menor desempeño termohidráulico. Las dimensiones de los platos de acuerdo con el diseño propuesto dan un área superficial de 0.32 m<sup>2</sup> que es similar, al menos en área, al que se utilizó en el diseño original.

En el diseño con un solo paso, la caída de presión del fluido frío es del orden de 40,633 Pa. En el caso de que esta caída de presión sea superior a la permitida, se puede realizar el diseño de un arreglo contracorriente buscando maximizar la caída de presión de esta corriente, o se puede realizar un diseño a dos pasos, tal y como se muestra en la Tabla 3. En este caso, las dimensiones del plato son, como en el ejemplo anterior, de 0.719 m de longitud y 0.445 m de ancho.

Tabla 2. Comparación de resultados entre el método propuesto y el caso original.

	Diseño original	Método propuesto
Área de transferencia de calor	25 m <sup>2</sup>	18.70 m <sup>2</sup>
Coefficiente global de transferencia de calor (en servicio)	4,610.76 W/m <sup>2</sup> °C	6,090.0 W/m <sup>2</sup> °C
Sistema de paso (Caliente/Frío)	1-1	1-1
Número de canales para cada corriente	40	29.5
Tamaño del plato	0.32 m <sup>2</sup>	0.32 m <sup>2</sup>
Coefficiente individual de transferencia de calor (lado caliente)		26,025 W/m <sup>2</sup> °C
Coefficiente individual de transferencia de calor (lado frío)		22,701 W/m <sup>2</sup> °C
Caída de presión (lado caliente)	39,310.0 Pa	39,310.0 Pa
Caída de presión (lado frío)		40,633.0 Pa
Re (lado caliente)		1,104.0
Re (lado frío)		785.8
Carga térmica total	2.274 MW	2.274 MW

Tabla 3. Diseño del intercambiador de calor empleando dos pasos en el fluido caliente.

Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )	34.15
Coefficiente individual lado caliente (W/m <sup>2</sup> °C)	17,704
Coefficiente individual lado frío (W/m <sup>2</sup> °C)	9,728
Coefficiente global (W/m <sup>2</sup> °C)	4,149
No. Reynolds lado caliente	4,812
No. Reynolds lado frío	1,713
Sistema de paso (caliente/frío)	2-1
No. canales por corriente	(27/27)-54
Tamaño de plato	0.32
ΔP lado caliente (Pa)	39,655
ΔP lado frío (Pa)	2,700
Número total de platos	107
Diámetro hidráulico (m)	0.005762

## Conclusiones

En este trabajo se utiliza el concepto de la maximización de la caída de presión para desarrollar un método de diseño de intercambiadores de calor de plato y marco. En un sentido estricto, el diseño de intercambiadores de calor maximizando la caída de presión no garantiza un diseño óptimo. Sin embargo, es importante apreciar que existen dos situaciones que se presentan en el diseño de intercambiadores de calor: la primera es cuando las caídas de presión han sido especificadas y la segunda cuando se determina la caída de presión que minimiza los costos totales de operación.

En una aplicación común, se conocen las caídas de presión, y estos valores provienen de la disponibilidad de carga en el sistema de bombeo. En este caso, se debe buscar el diseño que maximice la caída de presión dado que esto garantiza que el equipo tenga el menor tamaño, con lo que los costos de inversión también se minimizan. Por otro lado, una aplicación típica de la optimización de la caídas de presión es en el diseño de redes de recuperación de calor donde el modelo termohidráulico que se ha desarrollado puede ser utilizado.

Se ha introducido una alternativa para determinar el factor de corrección de la diferencia media logarítmica de temperaturas. Es importante tomar en cuenta que existen algunas limitaciones en la aplicación de este modelo principalmente aquellas relacionadas con los efectos de los platos exteriores y los platos intermedios que se encuentran entre pasos. En este aspecto es importante desarrollar un estudio más detallado para evaluar el efecto sobre el factor de corrección.

## Nomenclatura

A Área superficial de transferencia de calor ( $m^2$ )  
 $A_c$  Área libre de flujo ( $m^2$ )  
 $A_p$  Área superficial de plato ( $m^2$ )

$A_T$  Área total de transferencia de calor ( $m^2$ )  
 b Espaciamiento entre platos (m)  
 C Razón de flujos máscicos-capacidades caloríficas ( $CP_{min}/CP_{max}$ )  
 $CP_{min}$  Producto flujo máscico capacidad calorífica menor ( $W/^\circ C$ )  
 $CP_{max}$  Producto flujo máscico capacidad calorífica mayor ( $W/^\circ C$ )  
 $d_h$  Diámetro hidráulico (m)  
 F Factor de corrección de la diferencia media logarítmica de temperatura  
 f Factor de fricción  
 G Flujo máscico por área seccional seccional ( $kg/s m^2$ )  
 h Coeficiente de transferencia de calor ( $W/m^2 ^\circ C$ )  
 j Factor de Colburn  
 L Longitud del plato (m)  
 $\dot{m}$  Flujo máscico ( $kg/s$ )  
 $N_{pasos}$  Número de pasos  
 $N_c$  Número de canales  
 $N_{ch}$  Número de canales hidráulicos  
 $N_{cT}$  Número de canales térmicos  
 $N_T$  Número total de platos  
 $N_p$  Número de platos térmicos  
 NTU Número de unidades de transferencia de calor  
 Nu Número de Nusselt  
 Pr Número de Prandtl  
 Q Carga térmica (W)  
 Re Número de Reynolds  
 $R_f$  Resistencia térmica debida al ensuciamiento ( $m^2^\circ C/W$ )  
 $R_w$  Resistencia térmica de la pared metálica ( $m^2^\circ C/W$ )  
 St Número de Stanton  
 T Temperatura ( $^\circ C$ )  
 U Coeficiente global de transferencia de calor ( $W/m^2 ^\circ C$ )  
 W Ancho del plato (m)  
 x Coeficiente en correlación del factor de fricción  
 y Exponente en ecuación del factor de fricción  
 $\Delta T_{ME}$  Diferencia de temperatura media efectiva ( $^\circ C$ )  
 $\Delta T_{LN}$  Diferencia de temperatura media efectiva ( $^\circ C$ )  
 $\Delta P$  Caída de presión disponible (Pa).

- x Coeficiente en ecuación de factor de fricción en función de No. de Reynolds  
 y Exponente en ecuación de factor de fricción en función del No. de Reynolds

#### Letras Griegas

- $\varepsilon$  Efectividad térmica  
 $\mu$  Viscosidad (kg/m s)  
 $\rho$  Densidad (kg/m<sup>3</sup>)

#### Subíndices

- 1 Lado 1 del intercambiador  
 2 Lado 2 del intercambiador  
 c Fluido caliente  
 f Fluido frío

#### Referencias

- Bassiouny, M. K. y Martin, H. (1984a). Flow Distribution and pressure drop in plate heat exchanger-I. *Chemical Engineering Science* 39, 4, 693-700.
- Bassiouny, M. K. y Martin, H. (1984b). Flow distribution and pressure drop in plate heat exchanger-II. *Chemical Engineering Science* 39, 4, 701-704.
- Buonopane, R. A., Troupe, R. A. y Morgan, J. C. (1963). Heat transfer design method for plate heat exchangers. *Chemical Engineering Progress* 59, 7, 57-61.
- Domingos, J. D. (1969). Analysis of complex assemblies of heat exchangers. *Journal of Heat Transfer*, 12, 537-548.
- Haslego, C. y Polley, G. T. (2002). Designing plate and frame heat exchangers. *Chemical Engineering Progress* 98, 9, 32-37.
- Jackson, B. W. y Troupe, R. A. (1966). Plate exchanger design by  $\varepsilon$ -NTU method. *Chemical Engineering Progress Symposium* 62, 64, 185-190.
- Kandlikar, S. G. y Shah, R. K. (1989a). Multipass plate heat exchangers- Effectiveness-NTU results and guidelines for selecting pass arrangements. *Journal of Heat Transfer-Transactions of the ASME*. 111, 300-313.
- Kandlikar, S. G. y Shah, R. K. (1989b). Asymptotic effectiveness-NTU formulas for multipass plate heat exchangers. *Journal of Heat Transfer-Transactions of the ASME*. 111, 314-321.
- Kays, W. M. y London. A. L. (1984). *Compact Heat Exchangers*, Third Edition, 3a Mc Graw Hill. EUA.
- Marriott. J. (1971). Where and how to use plate heat exchangers. *Chemical Engineering*, 78, 8, 127-133.
- Muley, A. y Manglik, R. M. (1999). Experimental study of turbulent flow heat transfer and pressure drop in a plate heat exchanger with chevron plates. *Journal of Heat Transfer Transactions ASME*. 121, 1, 110-117.
- Focke, W. W., Zachariadis, J. y Oliver, I. (1985). The effect of the corrugation angle on the thermodynamic performance of plate heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 28, 1469-1479.
- Gut, J. A. W. and Pinto J. M. (2003). Modeling of plate heat exchangers with generalized configurations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 46, 2571-2585.
- Pignotti, A. and Tamborenea, P. I. (1988). Thermal effectiveness of multipass plate exchangers. *International Journal Heat Mass Transfer* 31, 10, 1983-1991.
- Prabhakara, B. R., Krishna P. K. y Sarit K. D. (2002). Effect of low distribution to the channels on the thermal performance of a plate heat exchanger. *Chemical Engineering and Processing* 41, 49-58.
- Raju, K. S. N. y Bansal, J. C. (1983). Design of plate heat exchangers, in: Low Reynolds number flow heat exchangers, Kakac, S., Shah, R. K. y Bergles, A. E., Eds. Washington D. C., EUA. Pp. 227-254.
- Sloan, M. (1998). Designing and troubleshooting plate heat exchangers. *Chemical Engineering*, Mayo, 79-83.
- Shah, R. K. y Focke, W. W. (1988). *Plate Heat Exchangers and Their Design Theory*. Heat Transfer Equipment Design, Hemisphere Publishing Corporation, EUA. Pp 227-254.
- Wang, L. y Sundén, B. (2003). Optimal design of plate exchangers with and without pressure drop specifications. *Applied Thermal Engineering*, 23, 295-311.