

## AREA MINIMA DE REDES DE INTERCAMBIO DE CALOR BASADA EN LAS CAIDAS DE PRESION DE LAS CORRIENTES. II. ESPECIFICACIONES NO UNIFORMES DE INTERCAMBIADORES

### HEAT EXCHANGER NETWORK MINIMUM AREA BASED ON STREAM PRESSURE DROPS. II. NON-UNIFORM EXCHANGER SPECIFICATIONS

M. Serna-González<sup>1\*</sup> y A. Jiménez-Gutiérrez<sup>2</sup>

<sup>1</sup> *Facultad de Ingeniería Química, Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, Edificio M, Ciudad Universitaria, C.P. 58060, Morelia, Michoacán, México.*

<sup>2</sup> *Departamento de Ingeniería Química, Instituto Tecnológico de Celaya Av. Tecnológico y García Cubas S/n, C.P. 38010, Celaya, Guanajuato, México.*

#### Resumen

Se presenta un algoritmo para la predicción de área mínima de redes de intercambiadores de calor que considera las caídas de presión permisibles de las corrientes y especificaciones no uniformes de los intercambiadores. Este algoritmo propone una distribución apropiada de las caídas de presión totales de las corrientes y las cargas térmicas entre los encuentros térmicos del diseño espagueti, la cual depende de los valores-UA de los mismos para una  $\Delta T_{min}$  dada. Luego, los coeficientes de transferencia de calor de película y las áreas de los encuentros entre pares de corrientes se obtienen con métodos rápidos de diseño de intercambiadores de calor, cuya característica principal es que hacen un uso total de las caídas de presión especificadas para las corrientes. De aquí resulta el área total mínima para cada una de las diferentes especificaciones de intercambiadores de calor fijadas. Este algoritmo es consistente con la práctica industrial, donde es común requerir diferentes especificaciones de intercambiadores de calor y el diseño detallado de los mismos se basa en las caídas de presión de las corrientes.

*Palabras claves:* redes de intercambiadores de calor, área mínima, caídas de presión permisibles, integración de energía.

#### Abstract

An area targeting algorithm for heat exchanger networks is presented, which considers the stream allowable pressure drops and non-uniform heat exchanger specifications. The algorithm develops an appropriate distribution of the total stream pressure drops and heat duties among the individual matches of a spaghetti design, which depends on their UA-values for a given  $\Delta T_{min}$ . Then, film heat transfer coefficients and required areas for the matches between any pair of streams are obtained using rapid heat exchanger design methods, which make a complete use of the specified pressure drops for both sides of an exchanger. This information allows the direct calculation of the minimum heat transfer surface areas for the different exchanger specifications. The algorithm agrees with the industrial practice, where network designs are based on stream allowable pressure drops and often involve non-uniform exchanger specifications.

*Key words:* heat exchanger networks, minimum area, allowable pressure drops, energy integration.

#### 1. Introducción

Los métodos reportados en la literatura para incorporar las caídas de presión de las corrientes en la etapa de pre-optimización de la tecnología del punto de pliegue suponen una especificación de intercambiador uniforme (Polley y Panjeh, 1991; Shenoy, 1995; Serna-González y Jiménez-Gutiérrez, 2003). Esto implica redes de intercambio de

calor constituidas por intercambiadores que usan el mismo material de construcción, tienen la misma presión de diseño y son del mismo tipo, lo que da lugar a sólo una función de costo de capital de los equipos de transferencia de calor. En la práctica, la naturaleza química y las condiciones de operación de las corrientes, entre otras variables de proceso, demandan diferentes especificaciones de los intercambiadores.

\*Autor para la correspondencia: E-mail: [mserna@zeus.umich.mx](mailto:mserna@zeus.umich.mx)  
Tel./Fax: (443) 3167436.

Esto es, diferentes tipos de intercambiadores, diferentes materiales de construcción, diferentes presiones de diseño y, por supuesto, diferentes funciones de costos que dependen de los diversos encuentros térmicos entre pares de corrientes opuestas.

Estas consideraciones tienen una implicación práctica importante que debería ser tomada en cuenta de manera apropiada al estimar el área mínima de redes de intercambio de calor. No obstante, los métodos útiles para resolver problemas con especificaciones no uniformes de intercambiadores (Hall y col., 1990; Jegede y Polley, 1992) no consideran los efectos de las caídas de presión de las corrientes sobre el área mínima. Para superar esta deficiencia, en este artículo se presenta un algoritmo de área mínima que toma en cuenta tanto los efectos de las caídas de presión de las corrientes como diferentes especificaciones de intercambiadores, conforme a los principios básicos de transferencia de calor: el coeficiente de transferencia de calor de película de cada corriente se calcula considerando que depende de sus propiedades físicas, su flujo másico y su caída de presión disponible, así como del tipo y el lado del intercambiador a través del cual fluye. Es necesario señalar que cada tipo de intercambiador tiene un patrón de flujo propio y, por tanto, un modelo termo-hidráulico característico. Así se elimina la práctica incorrecta de suponer arbitrariamente valores constantes de coeficientes de película de las corrientes. Por consiguiente, el algoritmo propuesto de área mínima proporciona una formulación más realista del problema de diseño de redes de intercambio de calor.

## 2. Modelo Matemático

Para estudiar los efectos que tienen las caídas de presión de las corrientes sobre el área mínima de redes de intercambio de

calor, primero se propone un esquema de distribución de caídas de presión y de cargas térmicas de las corrientes en los intervalos de entalpía de las curvas compuestas balanceadas donde intervienen. Una vez establecida tal distribución, los coeficientes  $h_{ij}$  y  $h_{ji}$  de los encuentros térmicos del diseño espagueti se calculan de métodos rápidos de diseño de los diferentes tipos de intercambiadores de calor especificados, que usan totalmente las caídas de presión disponibles de las corrientes. De aquí es directo el cálculo del área de los encuentros del diseño espagueti y, por tanto, del área total de cada intercambiador de calor especificado.

### 2.1 Fórmula de área mínima

El concepto de transferencia de calor vertical entre las curvas compuestas balanceadas del sistema proporciona la estructura del diseño espagueti, que representa el modelo conceptualmente correcto para llevar a cabo la distribución de área, el número de unidades y el costo de capital entre las diferentes especificaciones de intercambiadores de calor (Jegede y Polley, 1992), así como para tomar en cuenta los efectos de las caídas de presión de las corrientes (Serna-González, 1999). Para este modelo, el área mínima total de la red,  $A_{min}$ , se calcula de la siguiente expresión:

$$A_{min} = \sum_{k=1}^K (1/\Delta T_{M,k}) \left[ \sum_{i=1}^I \sum_{j=1}^J q_{ijk} (1/h_{ij} + 1/h_{ji}) \right] \quad (1)$$

Donde  $h_{ij}$  y  $h_{ji}$  son los coeficientes de transferencia de calor individuales de las corrientes caliente  $i$  y fría  $j$ , respectivamente, en un intercambiador con carga térmica  $q_{ijk}$  y diferencia media de temperatura  $\Delta T_{M,k}$  del diseño espagueti del intervalo de entalpía  $k$ .

El coeficiente de transferencia de calor de una corriente depende, además de la naturaleza de la corriente en el otro lado del

intercambiador, de su caída de presión, del lado y el tipo del intercambiador a través del cual esa corriente fluye. Es por ello que los coeficientes  $h_{ij}$  y  $h_{ji}$  de la Ec. 1 difieren para cada par de corrientes opuestas  $i, j$ .

## 2.2 Distribución de caídas de presión y cargas térmicas

La caída de presión permisible de cada corriente se distribuye linealmente, con respecto a la magnitud de su valor-UA total, entre los intervalos de entalpía en los que interviene. Esta aproximación se fundamenta en dos hechos: primero, el valor-UA es un parámetro que puede representar el tamaño de los intercambiadores de calor al igual que el área de contacto, de la cual depende en forma proporcional la caída de presión de una corriente (Serna-González, 1999); en segundo lugar, a diferencia de las áreas de contacto, los valores-UA de los encuentros del diseño espagueti son independientes de las caídas de presión permisibles de las corrientes, por lo que se pueden obtener directamente de las curvas compuestas balanceadas del sistema para una  $\Delta T_{min}$  dada. Los valores-UA de cada encuentro térmico del diseño espagueti,  $(UA)_{ijk}$ , están dados por:

$$(UA)_{ijk} = \frac{CP_i}{\Delta T_{M,k}} \left( CP_j / \sum_{j=1}^J CP_j \right) (T_{c,k} - T_{c,k-1}) \quad (2)$$

Donde los subíndices  $i$ ,  $j$  y  $k$  representan a la corriente caliente  $i$ , a la corriente fría  $j$  y al intervalo de entalpía  $k$ , respectivamente,  $J$  es el número total de corrientes frías,  $CP_i$  y  $CP_j$  son los flujos-capacidad calorífica de la corriente caliente  $i$  y fría  $j$ , respectivamente,  $\Delta T_{M,k}$  es la diferencia media logarítmica de temperatura en el intervalo de entalpía  $k$ ,  $T_{c,k}$  y  $T_{c,k-1}$  son las temperaturas de la curva compuesta caliente en el extremo caliente y en el extremo frío del intervalo de entalpía  $k$ , respectivamente. Sumando los valores  $(UA)_{ijk}$

de cada corriente en cada intervalo de entalpía  $k$  se obtienen los valores-UA de las corrientes en dicho intervalo,  $(UA)_{ik}$  o  $(UA)_{jk}$ :

$$(UA)_{ik} = \sum_{j=1}^J (UA)_{ijk} \quad \text{para } i = 1, 2, \dots, I \quad (3)$$

$$(UA)_{jk} = \sum_{i=1}^I (UA)_{ijk} \quad \text{para } j = 1, 2, \dots, J \quad (4)$$

Por lo tanto, la distribución de las caídas de presión permisibles de las corrientes calientes entre los intervalos de entalpía en los que están presentes está dada por:

$$\Delta P_{ik} = \frac{(UA)_{ik}}{\sum_{k=1}^K (UA)_{ik}} \Delta P_i \quad \text{para } i = 1, 2, \dots, I \quad (5)$$

Donde  $\Delta P_i$  es la caída de presión permisible especificada para la corriente  $i$  y  $\Delta P_{ik}$  es su caída de presión disponible en el intervalo de entalpía  $k$ . Para las corrientes frías se llega a una expresión similar a la ecuación 5 al reemplazar el subíndice  $i$  por el subíndice  $j$ :

$$\Delta P_{jk} = \frac{(UA)_{jk}}{\sum_{k=1}^K (UA)_{jk}} \Delta P_j \quad \text{para } j = 1, 2, \dots, J \quad (6)$$

La distribución factible de cargas térmicas implica que cada corriente caliente  $i$  debe transferir calor a cada corriente fría  $j$  en el intervalo de entalpía  $k$  en una cantidad dada por:

$$q_{ijk} = CP_i \left( CP_j / \sum_{j=1}^J CP_j \right)_k (T_{c,k} - T_{c,k-1}) \quad (7)$$

Serna-González (1999) muestra que esta ecuación cumple los balances de materia y energía del sistema, de modo tal que cada ramal de las corrientes calientes (frías) sigue exactamente el mismo perfil de temperaturas que la curva compuesta balanceada caliente (fría).

### 2.3 Métodos rápidos de diseño de intercambiadores de calor

Una vez que se ha establecido la distribución de las caídas de presión de las corrientes y de las cargas térmicas, los coeficientes de transferencia de calor de las corrientes  $h_{ij}$  y  $h_{ji}$  de la Ec. 1 y, por ende, las áreas de los encuentros térmicos del diseño espagueti se calculan usando el correspondiente método corto de diseño de los intercambiadores especificados. Estos métodos cortos deben asegurar el uso completo de las caídas de presión disponibles para las corrientes.

Este procedimiento se muestra en la Fig. 1 para el diseño de un intercambiador de coraza y tubos del diseño espagueti de un intervalo de entalpía hipotético, que involucra a la corriente caliente 1 del lado de los tubos y a la corriente fría 4 del lado de la coraza. El funcionamiento del intercambiador es representado por el método Kern (1950), en términos de modelos termo-hidráulicos que relacionan las caídas de la presión de las corrientes, con el área del intercambiador y los coeficientes de transferencia de calor de las corrientes (Serna-González, 1999). El método corto de diseño resuelve las tres ecuaciones de la Fig. 1, para  $h_{14}$ ,  $h_{41}$  y  $A_{14}$ , así como para la geometría del intercambiador. Mediante la eliminación de variables entre las tres ecuaciones del sistema se produce una sola ecuación en una sola incógnita. De esta manera, en primer término, el coeficiente de película de la corriente que

fluye por los tubos se calcula numéricamente de la siguiente ecuación no lineal:

$$h_{14} - \left[ \frac{(\Delta P_1 \Delta T_M / K_1 q_{14})}{(K_4 \Delta P_1 / K_1 \Delta P_4)^{1/m}} + \frac{D_t}{D_{ii} h_{14}} + f_{4t} \frac{D_t}{2k_w} \ln(D_t / D_{ii}) + \frac{D_t}{D_{ii}} f_1 \right]^{1/3.5} = 0 \quad (8)$$

Luego, el coeficiente de transferencia de calor del fluido de la coraza se obtiene de la expresión:

$$h_{41} = \left[ \frac{K_1 \Delta P_4 h_{14}^{3.5}}{K_4 \Delta P_1} \right]^{1/5.1} \quad (9)$$

Finalmente, el área de ese intercambiador se calcula de la ecuación básica de diseño:

$$A_{14} = \frac{q_{14}}{\Delta T_M} \left( \frac{1}{h_{41}} + f_{4t} \frac{D_t}{2k_w} \ln(D_t / D_{ii}) + \frac{D_t}{D_{ii}} f_1 + \frac{D_t}{D_{ii} h_{14}} \right) = \frac{q_{14}}{\Delta T_M} \left( \frac{1}{h_{14}} + R_{14} + \frac{D_t}{D_{ii} h_{41}} \right) \quad (10)$$

En estas ecuaciones, los parámetros  $K_1$  y  $K_4$  son constantes que dependen de las propiedades físicas y los flujos volumétricos de los fluidos, así como de datos geométricos conocidos de los intercambiadores (Serna-González y Jiménez-Gutiérrez, 2003).

Para otros tipos de intercambiadores se puede seguir este mismo procedimiento si se cuenta con los correspondientes modelos termo-hidráulicos compactos. De esta manera, para cada encuentro del diseño espagueti se calcula su área de transferencia de calor y ambos coeficientes de película  $h_{ij}$  y  $h_{ji}$ . Por lo tanto, para cada par de corrientes opuestas se puede determinar el área total mediante una estrategia global de cálculo no iterativa, como se muestra en la siguiente sección.

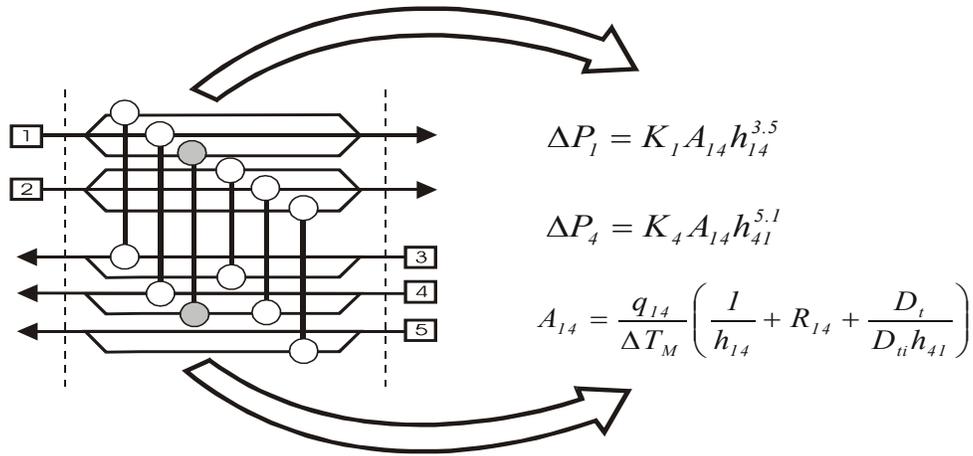


Fig. 1: Aplicación del método corto de diseño basado en el método Kern para obtener el área de los encuentros térmicos del diseño espagueti.

### 3. Resultados y discusión

Para ilustrar la aplicación del algoritmo de este trabajo, se usa el caso de estudio 4S1 de Shenoy (1995). Los datos de las corrientes se muestran en la Tablas 1 y 2. Se usarán intercambiadores de coraza y tubos, con tubos de 19.1 mm de diámetro externo, 15.4 mm de diámetro interno, 25.4 mm de espaciado de tubo y un arreglo de tubos cuadrado. Las corrientes calientes fluirán por la coraza y las corrientes frías fluirán por los tubos. Los coeficientes de transferencia de calor sucios de los servicios se consideran constantes: 5000 W/(m<sup>2</sup> °C) para el vapor y 2500 W/(m<sup>2</sup> °C) para el agua de enfriamiento. La presión de diseño de la corriente C1 es de 60 bar, para el vapor de calentamiento es 10 bar y para las corrientes restantes es 35 bar. Los datos de las especificaciones de intercambiadores de calor requeridas se presentan en la Tabla 3. Para una  $\Delta T_{min} = 13$  °C y diseños 1-2 se desea determinar la distribución de las áreas entre las diversas especificaciones de intercambiadores de calor, así como los coeficientes de película de las corrientes de los diversos encuentros y el área mínima total de la red.

Tabla 1. Datos de las corrientes del caso de estudio 4S1.

Corriente	T <sub>i</sub> (°C)	T <sub>f</sub> (°C)	CP (kW/°C)
H1	175	45	10
H2	125	65	40
C1	20	155	20
C2	40	112	15
ST	180	179	
CW	15	25	

Tabla 2. Datos de las propiedades físicas y las caídas de presión de las corrientes.

Corriente	H1	H2	C1	C2
ΔP, kPa	30	25	10	10
R <sub>d</sub> , m <sup>2</sup> °C/W	1.5E <sup>-4</sup>	1.5E <sup>-4</sup>	1.5E <sup>-4</sup>	1.5E <sup>-4</sup>
C <sub>p</sub> , J/kg °C	1658	2684	2456	2270
ρ, kg/m <sup>3</sup>	716	777	700	680
μ, kg/m s	2.4E <sup>-4</sup>	2.3E <sup>-4</sup>	2.3E <sup>-4</sup>	2.3E <sup>-4</sup>
K, W/m °C	0.11	0.11	0.12	0.13

Tabla 3. Especificaciones de intercambiadores ejemplo.

Especificación de intercambiador Presión (Coraza/Tubo)	Identificador	Función de costo de capital (\$)
10/35	HX1	$30800 + 890A^{0.81}$
35/35	HX2	$30800 + 1089A^{0.81}$
10/60	HX3	$30800 + 983A^{0.81}$
35/60	HX4	$30800 + 1201A^{0.81}$

Unidades:  $A$  es el área del intercambiador en  $m^2$ .

El método de Polley y Jegede (1992) proporciona el enfoque conceptualmente correcto para tomar en cuenta las diferentes especificaciones de intercambiadores en términos de los encuentros térmicos entre pares de corrientes opuestas. El primer paso de este método es la construcción de la tabla de clasificación de intercambiadores. Para este ejemplo se ha elegido el mismo tipo de intercambiador para todos los encuentros; no obstante, dependiendo de la presión de diseño de las corrientes resultan cuatro diferentes especificaciones de intercambiadores para los encuentros entre pares de corrientes opuestas, tal como se muestra en la Tabla 4.

Tabla 4: Tabla de clasificación de intercambiadores para el ejemplo.

Corrientes frías	Corrientes calientes		
	H1	H2	ST
C1	HX4	HX4	HX3
C2	HX2	HX2	HX1
CW	HX2	HX2	-----

La distribución de las caídas de presión de las corrientes calientes y frías, de acuerdo a las Ecs. 5 y 6, respectivamente, requiere que los elementos de la matriz de distribución de los valores- $UA$  entre los intercambiadores del diseño espagueti previamente se calculen de la Ec. 2. Es recomendable generar una

representación compacta de la información relacionada con la distribución de caídas de presión para cada una de las corrientes, tal como la Tabla 5 para la corriente H1 de este ejemplo. Para la distribución de cargas térmicas se aplica la Ec. 7 y los resultados también se pueden reportar en forma tabular. Los elementos de la matriz de distribución de los valores- $UA$  entre los encuentros del diseño espagueti se encuentran en la parte central de la Tabla 5, es decir, en las columnas identificadas por los diversos encuentros térmicos potenciales entre corrientes opuestas (H1-C1, H1-C2, etc.). Sumando los elementos de estas columnas se obtienen los valores  $(UA)_{ij}$ , dados en la décima fila, para cada encuentro térmico. En la quinta columna, para cada intervalo de entalpía, se presenta la suma de los valores- $UA$ ,  $(UA)_{ik}$ , de la corriente de referencia. En la penúltima fila se da el valor total  $UA$  de la corriente,  $\sum (UA)_{ik}$ , el cual se obtiene sumando los elementos de la quinta columna.

Utilizando los datos de la Tabla 5, las caídas de presión de las corrientes en cada intervalo de entalpía se calculan de la Ec. 5. Los resultados así obtenidos se muestran en la última columna. Finalmente, la suma de los elementos de esta columna da la caída de presión permisible especificada de la corriente, la cual se presenta en la última fila de esta tabla. Para las corrientes restantes se han generado tablas similares, las cuales no son mostradas para ahorrar espacio.

Tabla 5. Matriz de distribución  $(UA)_{HI-j}$  y distribución de caídas de presión para la corriente H1

Intervalo $k$	Encuentros				
	H1-C1	H1-C2	H1-CW	$(UA)_{HI-k}$	$\Delta P_{HI-k}$
1			4122.569	4122.569	2.0919
2	605.338		847.473	1452.811	0.7372
3	343.852		481.393	825.245	0.4188
4	1556.935			1556.935	0.7900
5	15518.729	11639.047		27157.776	13.7804
6	24007.178			24007.178	12.1817
7					
8					
$(UA)_{HI-j}$	42032.032	11639.047	5451.435		
$\Sigma(UA)_{HI-k}$				59122.514	
$\Delta P_{HI}$					30

Unidades:  $UA$  en  $W/^{\circ}C$  y caídas de presión en kPa.

Tabla 6a. Areas y coeficientes de transferencia de calor sucios de los encuentros H1-j.

Intervalo $k$	Encuentros		
	H1-C1	H1-C2	H1-CW
1			779.9482 7.33091 2500
2	724.6927 1.64452 748.0546		779.9842 1.50701 2500
3	724.6878 0.93417 748.0471		779.9445 0.85606 2500
4	724.6922 4.22973 748.0533		
5	724.6910 42.1598 748.0525	735.7862 28.9802	884.3655
6	724.6922 65.2202 748.0538		
7			
8			
$A_{HI-j}$	114.1884	28.9802	9.693977
Especificación	HX4	HX2	HX2

Unidades:  $A$  en  $m^2$  y coeficientes de transferencia de calor sucios en  $W/(m^2\ ^{\circ}C)$

Para obtener las áreas y los coeficientes de transferencia de calor sucios de las corrientes de los encuentros del diseño espagueti, una vez conocidas las distribuciones de cargas térmicas y caídas de presión de las corrientes, es preciso aplicar el método rápido de diseño basado en el método Kern (1950). Los resultados así obtenidos se presentan en las Tablas 6a y 6b para facilitar su discusión. Por ejemplo, considérese la celda del encuentro H1-C1 en el intervalo de entalpía 2 de la Tabla 6a: El primer valor, 724.6927 W/(m<sup>2</sup> °C), es el coeficiente de

transferencia de calor sucio de la corriente caliente; el segundo valor, 1.64452 m<sup>2</sup>, corresponde al área del intercambiador y, el último valor, 748.0546 W/(m<sup>2</sup> °C), es el del coeficiente de transferencia de calor sucio de la corriente fría. Este es el orden en que se reportan los resultados en las Tablas 6a y 6b para los encuentros del diseño espagueti. En la penúltima fila de estas tablas también se muestra el área mínima de cada encuentro del diseño espagueti. La suma de estas cantidades de ambas tablas da un objetivo de área total de la red de 444.5054 m<sup>2</sup>.

Tabla 6b. Areas y coeficientes de transferencia de calor sucios de los encuentros H2-j.

Intervalo <i>k</i>	Encuentros		
	H2-C1	H2-C2	H2-CW
1			
2			
3	874.569 3.36436 767.569		944.2255 2.99467 2500
4	874.7415 15.2331 767.5747		
5	874.7415 151.835 767.5747	888.8475 103.64 908.2097	
6			
7			
8			
<i>A<sub>H2-j</sub></i>	170.4325	103.64	2.99467
Especificación	HX4	HX2	HX2

Unidades: *A* en m<sup>2</sup> y coeficientes de transferencia de calor sucios en W/(m<sup>2</sup> °C).

Tabla 7. Tabla de clasificación de intercambiadores para propósitos de síntesis de la red.

Corriente frías	Corrientes calientes			
	H1	H2	ST	
C1	724.6908	874.5729		5000
	HX4	HX4	HX3	
C2	748.0523	767.5729	890.5059	
	735.7862	908.2097		
CW	HX2	HX2	-----	
	884.3155	767.5747		
CW	779.9474	944.2255		
	HX2	HX2	-----	
	2500	2500		

Unidades: Coeficientes de transferencia de calor sucios en  $W/(m^2 \text{ } ^\circ\text{C})$ .

Tabla 8. Objetivos de acuerdo a las especificaciones de intercambiadores para una  $\Delta T_{min} = 13^\circ\text{C}$ .

	Especificación de intercambiador				
	HX1	HX2	HX3	HX4	
$A_L$ (m <sup>2</sup> )	0	145.3088	14.5757	284.6209	
$V_{La}$	0	0	1	1	$V_a = 2$
$V_{Ld}$	0	6	0	7	$V_d = 13$
$N_{u,mre,L}$	0	1.8462	1.0	3.1538	

En las Tablas 6a y 6b se observa que el coeficiente de transferencia de calor de una corriente dada depende de la naturaleza de la corriente opuesta. Por ejemplo, la corriente H1 tiene un coeficiente de transferencia de calor sucio de 724.7  $W/(m^2 \text{ } ^\circ\text{C})$  cuando cede calor a la corriente C1 y de 735.8  $W/(m^2 \text{ } ^\circ\text{C})$  cuando la corriente opuesta es la C2. También se aprecia que los coeficientes de transferencia de calor de un par dado de corrientes no cambian de un intervalo de entalpía a otro, por lo que se concluye que no dependen del nivel de recuperación de energía o el tamaño de los intervalos de entalpía.

Este comportamiento es muy importante, ya que permite establecer completamente para cada par de corrientes opuestas los coeficientes de película requeridos para llevar a cabo la tarea de

síntesis. Para el problema bajo estudio, la Tabla 7 de clasificación de intercambiadores muestra estos resultados. Por ejemplo, para el encuentro entre la corriente caliente H1 y la corriente fría C1, la especificación de intercambiador HX4 es requerida. La corriente H1 tiene un coeficiente de transferencia de calor sucio de 724.69  $W/(m^2 \text{ } ^\circ\text{C})$ , mientras que la corriente C1 tiene un coeficiente de transferencia de calor sucio de 748.05  $W/(m^2 \text{ } ^\circ\text{C})$ . En la Tabla 8 se da un resumen de los resultados obtenidos para cada especificación de intercambiador.

### 3.1 Simplificación del algoritmo

Si se supone una sola especificación de intercambiador de calor, la solución de este problema se puede obtener usando el algoritmo de área mínima de Serna-González y Jiménez-Gutiérrez (2003). Los coeficientes

de transferencia de calor sucios de las corrientes calculados por esta aproximación son:  $h_{H1} = 733.123 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$ ,  $h_{H2} = 881.1149 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$ ,  $h_{C1} = 768.7936 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$  y  $h_{C2} = 902.2052 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$ . El área mínima total es  $444.0416 \text{ m}^2$  para una red constituida por intercambiadores de coraza y tubos 1-2. Cuando se comparan las áreas mínimas totales dadas por el algoritmo de área simple (Serna-González y Jiménez-Gutiérrez, 2003) y el algoritmo más complejo basado en la distribución de cargas térmicas y caídas de presión ( $444.0416 \text{ m}^2$  y  $444.5054 \text{ m}^2$ , respectivamente), se puede observar que difieren en un 0.1%. Para propósitos prácticos, esta discrepancia es intrascendente. Por lo tanto, partiendo de la hipótesis de que la divergencia insignificante entre las áreas mínimas totales obtenidas por ambos métodos también se logrará al comparar las áreas mínimas totales correspondientes a cada una de las diferentes especificaciones de intercambiadores, es posible plantear la siguiente estrategia de cálculo sencilla para este caso:

Primero, los coeficientes de transferencia de calor de las corrientes y el área mínima total se calculan usando el algoritmo de área mínima de Serna-González y Jiménez-Gutiérrez (2003).

Luego, usando el método de Jegede y Polley (1992), la distribución de área mínima y la distribución de unidades entre las diversas

especificaciones de intercambiadores de calor se llevan a cabo.

En la Tabla 9 se presentan los resultados obtenidos siguiendo esta estrategia. La distribución de unidades entre las diversas especificaciones de intercambiadores no se ha alterado, en virtud de que sólo depende de la configuración del diseño espagueti y, por ende, del valor de la  $\Delta T_{min}$  que no ha cambiado. Por otro lado, con excepción de la especificación HX3, donde se tiene una discrepancia absoluta de 13.44% entre las áreas mínimas dadas por ambos algoritmos, las otras especificaciones presentan divergencias mucho menores: 1.03% para la HX4 y 0.33% para la HX2. A primera vista, la divergencia encontrada para la especificación HX3 puede parecer lo suficientemente grande como para rechazar esta estrategia. Sin embargo, no es éste el caso, ya que el área mínima de la especificación HX3 es casi 10 veces menor que la más cercana en magnitud, por lo que tendrá una participación reducida al considerar todo el sistema en su conjunto. Por lo tanto, esta estrategia de cálculo se puede recomendar para simplificar la resolución de problemas de área mínima considerando las caídas de presión de las corrientes y especificaciones de intercambiadores no uniformes.

Tabla 9. Objetivos de acuerdo a las especificaciones de intercambiadores para una  $\Delta T_{min} = 13^\circ\text{C}$  usando los coeficientes de transferencia de calor sucios dados por el algoritmo simplificado.

	Especificación de intercambiador				
	HX1	HX2	HX3	HX4	
$A_L \text{ (m}^2\text{)}$	0	145.7892	16.5344	281.718	
$V_{La}$	0	0	1	1	$V_a = 2$
$V_{Ld}$	0	6	0	7	$V_d = 13$
$N_{u,mre,L}$	0	1.8462	1.0	3.1538	

La ventaja del algoritmo simplificado está en el cálculo directo de los coeficientes de transferencia de calor, sin necesidad de llevar a cabo los cálculos relacionados con la distribución de caídas de presión de las corrientes y el diseño preliminar de los intercambiadores de calor del diseño espagueti, los cuales demandan un esfuerzo de cómputo considerable. Sin embargo, la utilidad de esta aproximación está restringida por las suposiciones en las que se basa. En primer lugar, supone que todos los intercambiadores son del mismo tipo, en este caso, de coraza y tubos. En segundo lugar, supone que todas las corrientes calientes y todas las corrientes frías fluyen por la coraza y los tubos, respectivamente, o viceversa. De aquí se infiere que el algoritmo simplificado es útil para sistemas relativamente simples. En general, si se desea contar con un análisis más realista, la localización de una corriente en un intercambiador de calor de coraza y tubos se establecería dependiendo de las propiedades físicas de la misma, de las propiedades físicas de la otra corriente, de las condiciones de operación, principalmente la presión de las corrientes, y de las necesidades de materiales de construcción de ambas corrientes. De esta manera, una corriente particular fluirá por la coraza en algunos encuentros y lo hará por los tubos en otros. Naturalmente, la estrategia de cálculo simple no puede tratar este caso, mientras que el método propuesto en este artículo, que está basado en la distribución de caídas de presión de las corrientes, es capaz de tomar en cuenta la situación anterior.

También, en la mayoría de los casos prácticos, el problema de cálculo de área mínima está unido a especificaciones de diferentes tipos de intercambiadores. La solución de este problema es más complicada; no obstante, debido a que no impone restricciones adicionales al modelo de distribución de caídas de presión propuesto, se resuelve siguiendo el algoritmo presentado en este trabajo si están disponibles

los métodos rápidos de diseño de los diferentes tipos de intercambiadores. Aquí no es redundante mencionar que la solución de este problema es imposible mediante la estrategia de cálculo simple. La desventaja obvia del algoritmo basado en la distribución de caídas de presión es el mayor número de cálculos involucrados. Sin embargo, puesto que la solución se obtiene por computadora, esta desventaja pasa a segundo plano.

## Conclusiones

Se ha presentado un algoritmo de área mínima de redes de intercambio de calor que incorpora los efectos de las caídas de presión de las corrientes y considera especificaciones no uniformes de intercambiadores. Este método está basado en el diseño espagueti para una  $\Delta T_{min}$  uniforme y en un esquema de distribución de cargas térmicas y de las caídas de presión de las corrientes entre los intervalos del entalpía de las curvas compuestas balanceadas del sistema. Esta formulación se combina con métodos cortos de diseño de los diferentes tipos de intercambiadores de calor especificados para aportar la información referente a los coeficientes de transferencia de calor de película de las corrientes y el área de los encuentros del diseño espagueti. De este modo se trata apropiadamente la dependencia del coeficiente de transferencia de calor de una corriente no sólo de la naturaleza de la otra corriente, sino también del lado y el tipo de intercambiador a través del cual la corriente fluye. Esta aproximación también permite determinar los efectos que tienen las caídas de presión de corrientes opuestas  $i-j$  sobre los coeficientes de transferencia de calor  $h_{ij}$  y  $h_{ji}$ . Por lo tanto, además de cumplir los principios fundamentales de transferencia de calor, este método coincide con la realidad industrial, ya que la etapa de predicción de objetivos, al igual que la etapa de diseño detallado, se basa en las caídas de presión permisibles de las corrientes.

Para redes que sólo usan intercambiadores de calor de coraza y tubos, donde todas las corrientes calientes fluyen por el mismo lado y todas las corrientes frías por el otro lado de los intercambiadores, se justifica la aplicación del algoritmo de área mínima de Serna-González y Jiménez-Gutiérrez (2003) para facilitar la solución del problema con especificaciones de intercambiadores no uniformes. Este método proporciona estimados bastante razonables de la distribución de área entre las diversas especificaciones, por lo que puede no ser necesario utilizar el algoritmo más complejo basado en la distribución de cargas térmica y caídas de presión de las corrientes.

Los intercambiadores de calor de coraza y tubos siguen siendo los dispositivos de transferencia de calor más empleados en la industria. Esta situación ha motivado una amplia disponibilidad de modelos termo-hidráulicos basados en información experimental que describen el funcionamiento de estos equipos y, por ende, ha facilitado el desarrollo de métodos rápidos de diseño preliminar que son requeridos en este trabajo (Serna-González, 1999). Por esta razón, el ejemplo de este trabajo sólo considera intercambiadores de coraza y tubos que, dependiendo de la naturaleza de los encuentros térmicos entre los diversos pares de corrientes opuestas, pueden requerir diferentes materiales de construcción, operar a diferentes presiones o tener patrones de flujo distintos. Sin embargo, los conceptos aquí tratados están basados en los principios fundamentales de la transferencia de calor, por lo que se espera que podrían ser útiles para considerar los casos que requieren otros tipos de intercambiadores de calor para satisfacer algunas necesidades de índole operacional o económica de los procesos, entre los que se encuentran los de placa y marco, así como los de espiral.

En general, los métodos presentados en la Parte I y Parte II de este trabajo tienen las siguientes ventajas. Primero, eliminan la

subjetividad en la selección de los coeficientes de transferencia de calor de las corrientes usados en la etapa de predicción de objetivos. Segundo, hacen que el procedimiento de predicción de objetivos sea consistente con el procedimiento de diseño detallado de intercambiadores de calor, en virtud de que ambos se basan en las caídas de presión permisibles de las corrientes. Por otro lado, es importante tener presente que este trabajo ha considerado únicamente nuevos diseños con caídas de presión especificadas para todas las corrientes del sistema. Por lo tanto, no ha estudiado el tratamiento que debe darse a la incorporación de los costos de potencia asociados con las caídas de presión óptimas de las corrientes. Tampoco ha estudiado proyectos de reajuste de redes de intercambio de calor existentes. Los autores actualmente están trabajando en la incorporación de algunas contribuciones de este trabajo en las investigaciones que realizan sobre los dos temas anteriores.

### Agradecimientos

Se agradece el apoyo económico brindado para la realización de este proyecto por parte del CONACyT (Proyectos I32934-U y 25970-A) y del Consejo de la Investigación Científica de la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo (Proyecto 20.1).

### Nomenclatura

- $A_{ij}$  Área de contacto del encuentro entre las corrientes opuestas  $i$ - $j$ ,  $m^2$ .
- $A_{ijk}$  Área del encuentro del diseño espagueti entre las corrientes opuestas  $i$ - $j$  en el intervalo de entalpía  $k$ ,  $m^2$ .
- $A_L$  Área mínima total de la especificación de intercambiador  $L$ ,  $m^2$ .
- $A_{min}$  Área mínima total de redes de intercambio de calor,  $m^2$ .
- $CP_i$  Flujo-capacidad calorífica de la corriente  $i$ ,  $W/^\circ C$ .
- $D_t$  Diámetro externo de tubo, m.
- $D_{ti}$  Diámetro interno de tubo, m.

$f_i$	Factor de ensuciamiento de la corriente $i$ , $m^2 \text{ }^\circ\text{C}/\text{W}$ .
$h_{ij}$	Coefficiente de transferencia de calor de la corriente $i$ en el encuentro $i,j$ $\text{W}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ .
$I$	Número de corrientes calientes.
$J$	Número de corrientes frías.
$k_w$	Conductividad térmica del material de la pared del tubo, $\text{W}/\text{m }^\circ\text{C}$ .
$K$	Número de intervalos de entalpía de las curvas compuestas.
$K_i$	Parámetro constante de la relación de caída de presión de la corriente $i$ .
$N_{u,mre,L}$	Número mínimo de unidades de la especificación $L$ en una red de máxima recuperación de energía que sigue la descomposición del punto de pliegue.
$\Delta P_i$	Caída de presión permisible especificada para la corriente $i$ , kPa.
$\Delta P_{ik}$	Caída de presión disponible para la corriente $i$ en el intervalo de entalpía $k$ , kPa.
$q_{ijk}$	Carga térmica del encuentro térmico entre las corrientes opuestas $i-j$ en el intervalo de entalpía $k$ , W.
$T_{c,k}$	Temperatura de la curva compuesta caliente en el extremo caliente del intervalo de entalpía $k$ , $^\circ\text{C}$ .
$T_{c,k-l}$	Temperatura de la curva compuesta caliente en el extremo frío del intervalo de entalpía $k$ , $^\circ\text{C}$ .
$\Delta T_{min}$	Diferencia mínima de temperaturas, $^\circ\text{C}$ .
$\Delta T_{M,k}$	Diferencia media de temperaturas del intervalo de entalpía $k$ , $^\circ\text{C}$ .
$(UA)_{ik}$	Valor-UA de la corriente $i$ en el intervalo de entalpía $k$ , $\text{W}/^\circ\text{C}$ .
$(UA)_{ijk}$	Valor-UA del encuentro térmico entre el par de corrientes opuestas $i-j$ en el intervalo de entalpía $k$ , $\text{W}/^\circ\text{C}$ .
$V_{La}$	Número de intercambiadores espagueti de la especificación $L$ arriba del punto de pliegue.
$V_{Ld}$	Número de intercambiadores espagueti de la especificación $L$ debajo del punto de pliegue.
$V_a$	Número total de intercambiadores espagueti arriba del punto de pliegue.
$V_d$	Número total de intercambiadores espagueti debajo del punto de pliegue.

## Referencias

- Hall, S. G., Ahmad, S. y Smith, B. (1990). Capital cost targets for heat exchanger networks comprising mixed materials of construction, pressure ratings and exchanger types. *Computers and Chemical Engineering* 14, 319-335.
- Jegede, F. y Polley, G. T. (1992). Capital cost targets for networks with non-uniform heat exchanger specifications. *Computers and Chemical Engineering* 16, 477-495.
- Kern, D. Q. (1950). *Process Heat Transfer*. McGraw-Hill. New York.
- Polley, G.T. y Panjeh Shahi, M.H. (1991). Interfacing heat exchanger network synthesis and detailed heat exchanger design. *Transactions of the Institute of Chemical Engineers* 69 (Part A), 445-457.
- Serna-González, M. (1999). *Desarrollo de algoritmos rigurosos para la integración térmica de procesos*. Tesis doctoral. Departamento de Ingeniería Química. Instituto Tecnológico de Celaya. México.
- Serna-González, M. y Jiménez-Gutiérrez, A. (2003). Área mínima de redes de intercambio de calor basada en las caídas de presión de las corrientes. I. Especificaciones uniformes de intercambiadores. *Revista Mexicana de Ingeniería Química* 2, 143-152.
- Shenoy, U.V. (1995). *Heat exchanger network synthesis. Process optimization by energy and resource analysis*. Gulf Publishing Company.