

SINTESIS DE REDES DE INTERCAMBIO DE CALOR INCORPORANDO DISTINTOS TIPOS DE INTERCAMBIADORES Y LOS EFECTOS DE LAS CAIDAS DE PRESION DE LAS CORRIENTES

MINLP SYNTHESIS OF HEAT EXCHANGER NETWORKS INCLUDING DIFFERENT EXCHANGER TYPES AND PRESSURE DROP EFFECTS

J. de los Santos-Juárez y V. Rico-Ramírez*

*Instituto Tecnológico de Celaya, Departamento de Ingeniería Química
Av. Tecnológico y García Cubas S/n, Celaya, Gto., C.P. 38010, México.*

Resumen

En este trabajo se presenta una extensión a las estrategias de optimización simultánea existentes para la síntesis de redes de intercambio de calor. Se ha desarrollado un modelo de programación mixta entera no lineal (MINLP) que, además de considerar los costos potencia y los efectos de las caídas de presión de las corrientes, incorpora también la posibilidad de incluir diferentes tipos de intercambiadores y patrones de flujo en el problema. Lo anterior no sólo aumenta la complejidad combinatorial de la superestructura, sino también obliga a definiciones alternas para la media logarítmica de la diferencia de temperaturas. Sin embargo, la adición de restricciones lineales basadas en la representación del cascarón convexo (*convex hull*) para calcular las áreas de transferencia, los factores de corrección, y las diferencias de temperatura en cada acoplamiento reduce significativamente las no linealidades y el número de variables de optimización en nuestro modelo. El problema resultante puede resolverse utilizando el resolvidor DICOPT++ disponible a través del entorno de modelación GAMS. Tres casos de estudio se utilizan para mostrar las aplicaciones de esta nueva estrategia de diseño y para ilustrar las ventajas del modelo propuesto.

Palabras clave: redes de intercambio de calor, tipos de intercambiadores, técnicas MINLP.

Abstract

In this paper we extend the simultaneous optimization approach for the design of heat exchanger networks. The MINLP model developed by Yee and Grossmann (*Comput. Chem. Eng.* 14 (1990) p. 1165) has been modified to consider power costs and pressure drop effects as well as to incorporate alternative exchanger types and flow patterns. Such incorporations not only require additional constraints to provide feasible temperature distributions but also increase the combinatorics, size and computational effort needed to solve the problem. However, it is shown that a formulation based on the convex hull representation for heat transfer area, pressure drop, correction factors (for pressure drop and temperature) and temperature approach, drastically reduces both the nonlinearities and the number of optimization variables involved. The resulting model can be solved by using DICOPT++ through the GAMS modeling environment. Finally, three examples are used to illustrate the scope and relevance of the approach.

Keywords: heat exchanger networks, heat exchangers types, MINLP techniques.

1. Introducción

En las últimas dos décadas se han reportado avances significativos en el desarrollo de estrategias de síntesis de redes de intercambio de calor utilizando tanto la Tecnología de Punto de Pliegue como las técnicas de programación mixta-entera no lineal (MINLP). En lo que respecta a la aplicación de las técnicas MINLP, un buen número de publicaciones documentan la obtención de diseños óptimos con potencial

económico y que satisfacen las necesidades energéticas de los procesos considerados (Yee y Grossmann, 1990; Quesada y Grossmann, 1993; Daichendt y Grossmann, 1994; Zamora y Grossmann, 1998; Nie y Zhu, 1999; Briones y Kokossis, 1999). Sin embargo, en la mayoría de las estrategias propuestas, el análisis se basa en la asignación de valores constantes a los coeficientes de película de las corrientes, lo cual puede ocasionar inconsistencias entre la

*Autor para la correspondencia E-mail: vicente@iqcelaya.itc.mx
Tel.: (461) 6117575 Ext. 156

red sintetizada y la red que se puede obtener en términos de implementación de equipo industrial. Dado que el diseño riguroso de intercambiadores de calor se basa en buena medida en los valores de caída de presión de las corrientes, algunos autores han sugerido sustituir la suposición de valores constantes para los coeficientes de película por expresiones algebraicas que relacionan las caídas de presión de los fluidos, los coeficientes de transferencia de calor de película y el área del intercambiador (Polley y Panjeh Shahi, 1991). Recientemente, Frausto-Hernández (2002) y Frausto-Hernández *y col.* (2003) desarrollaron modelos MINLP para la síntesis de redes de intercambio que evitan la consideración de coeficientes de película constantes y que consideran simultáneamente: *i*) las caídas de presión de las corrientes, *ii*) los costos de potencia y *iii*) los costos del equipo de bombeo. Como resultado de dicho trabajo se han logrado diseñar redes económicamente atractivas y que se espera sean consistentes con su implementación industrial. El trabajo de Frausto-Hernández (2002) se basa, sin embargo, en la estrategia simultánea de síntesis MINLP propuesta por Yee y Grossmann (1990) y por ello presenta sus mismas limitaciones estructurales. Desde el punto de vista operacional, posiblemente la más seria de las limitaciones del trabajo reportado por Frausto-Hernández *y col.* (2003) es que se supone que todos los intercambiadores de la red son de la misma geometría y patrón de flujo (intercambiador de tubos y coraza con flujos a contracorriente; *i. e.* un solo paso en los tubos).

En este sentido, Sorsak y Kravanja (2001) presentaron un modelo MINLP que incorpora la posibilidad de incluir diferentes tipos de intercambiadores, pero por otra parte tiene la desventaja de que los autores suponen todavía valores conocidos para los coeficientes de película.

En este trabajo se presenta una extensión a los trabajos reportados por Frausto-Hernández *y col.* (2003) y Sorsak y Kravanja (2001) para la síntesis de redes de intercambio de calor. Así, además de incorporar los costos de potencia y los efectos de las caídas de presión de las corrientes, el modelo incorpora también la posibilidad de incluir diferentes tipos de intercambiadores y patrones de flujo en la superestructura. Lo anterior no sólo aumenta la complejidad combinatorial de la superestructura, sino también obliga a definiciones alternas para la media logarítmica de la diferencia de temperaturas. Sin embargo, la adición de restricciones lineales basadas en la representación del cascarón convexo (*convex hull*) para calcular las áreas de transferencia, los factores de corrección requeridos, y las diferencias de temperatura en cada acoplamiento reduce significativamente las no linealidades y el número de variables de optimización en nuestro modelo.

2. Trabajo previo

El modelo desarrollado en este trabajo tiene como antecedente la extensión propuesta por Frausto-Hernández *y col.* (2003) para incorporar los costos del equipo de bombeo y los efectos de las caídas de presión de las corrientes a la estrategia de optimización simultánea presentada por Yee y Grossmann (1990). Además, la motivación para incorporar diferentes tipos de intercambiadores en la red se deriva de los resultados reportados por Sorsak y Kravanja (2001). Tales estrategias se describen brevemente en esta sección.

2.1 Modelo de optimización simultánea y la incorporación de los efectos de las caídas de presión de las corrientes

El modelo MINLP propuesto por Yee y Grossmann (1990) se basa en una superestructura dividida en etapas; dicha

superestructura considera, en cada etapa, la posibilidad de acoplamiento de todas las corrientes calientes con todas las corrientes frías involucradas en el proceso. Con lo anterior, se incluyen redes con acoplamientos de corrientes tanto en serie como en paralelo así como posible reacoplamientos en diferentes etapas Fig. 1. Brevemente, el modelo MINLP consiste de las siguientes restricciones: *i)* balance global de calor de las corrientes, *ii)* balances de calor en cada etapa de la superestructura, *iii)* asignación de los valores de temperatura de entrada y salida de

las corrientes a las variables del modelo correspondientes, *iv)* restricciones para asegurar la factibilidad de los valores de temperatura obtenidos en el esquema de optimización, *v)* restricciones lógicas en términos de las variables binarias del modelo, *vi)* cálculo de las diferencias de temperatura entre las corrientes frías y calientes y *vii)* la función de costo, que incluye el cálculo de las áreas de transferencia de los intercambiadores.

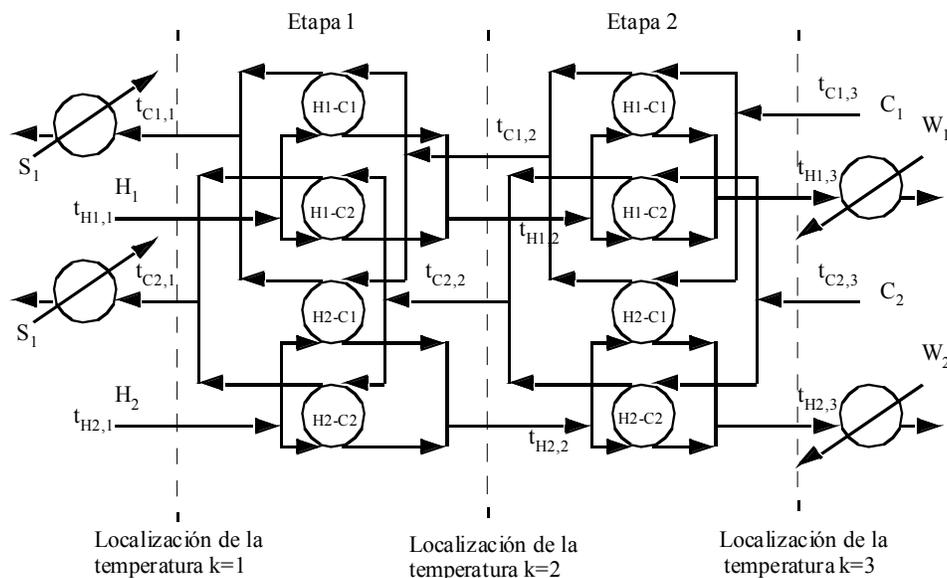


Fig. 1. Superestructura de una red con dos etapas.

Los valores del coeficiente global de transferencia de calor se calculan en términos de valores supuestos (constantes y conocidos) de los coeficientes de película de las corrientes.

Como se describió con anterioridad, se ha mostrado que la suposición de valores constantes para los coeficientes de película puede dar como resultado el diseño de redes cuya implementación no puede lograrse en términos de equipo industrial. Como remedio a lo anterior, Frausto-Hernández y col. (2003) modificaron el modelo de Yee y

Grossmann (1990) de forma que se elimina la suposición de valores constantes de los coeficientes de película y, en lugar de ello, se propone su determinación en términos de las caídas de presión de las corrientes y las áreas de transferencia de los intercambiadores. Así, las siguientes expresiones derivadas por Serna (1999) para flujo turbulento fueron utilizadas en el trabajo de Frausto-Hernández y col. (2003):

$$\Delta P_T = K_{PT} A_0 h_T^{3.5} \quad (1)$$

$$\Delta P_S = K_{ST} A_0 h_S^{5.109} \quad (2)$$

donde, para cada corriente del proceso, ΔP representa la caída de presión, K_P es una constante calculada en términos de las propiedades del fluido y la geometría del intercambiador, A_0 es el área de contacto total de la corriente y h es el coeficiente de película. La Ec. 1 corresponde al lado de los tubos (T) y la Ec. 2 corresponde al lado de la coraza (S), ambas para intercambiadores de tubos y coraza. La incorporación de las Ecs. 1 y 2 tiene varias implicaciones en la complejidad y estructura del modelo de Frausto-Hernández y col. (2003). Primeramente, es necesario incorporar tantas ecuaciones del tipo de las Ecuaciones 1 y 2 como corrientes haya en el proceso. Dada la no convexidad de tales expresiones, el esquema numérico de optimización se complica grandemente. Sin embargo, la inclusión de dichas restricciones tiene también implicaciones ventajosas. Por un lado, es ahora posible considerar los costos de potencia y el costo del equipo de bombeo en la etapa del diseño de la red. Además, dado que las caídas de presión de las corrientes son también variables del modelo, es posible encontrar su valor óptimo considerando los valores permisibles (límite) de tales variables para cada corriente.

2.2 Modelo con diferentes tipos de intercambiadores

Sorsak y Kravanja (2001) propusieron modificar la superestructura original de Yee y Grossmann de la Fig. 1 para obtener la superestructura mostrada en la Fig. 2. Como puede apreciarse, tales autores sustituyeron cada una de los intercambiadores de la superestructura original por un bloque compuesto de intercambiadores, representado por Sm . Cada uno de los bloques Sm es una estructura compuesta que involucra 4 alternativas: 3 tipos de intercambiadores y un *bypass*, Fig. 3. De esta forma, la estructura compuesta permitirá el diseño de redes que, para cada acoplamiento, pueden hacer uso de cualquiera de los tres tipos de intercambiadores considerados en la estructura compuesta. Cada estructura compuesta incluye: *i*) intercambiador de doble tubo ($m=1$), *ii*) intercambiador de plato y marco ($m=2$), *iii*) intercambiador de tubos y coraza (tubos en U) ($m=3$) y *iv*) un *bypass*, cuando no hay transferencia de calor entre las corrientes ($m=4$).

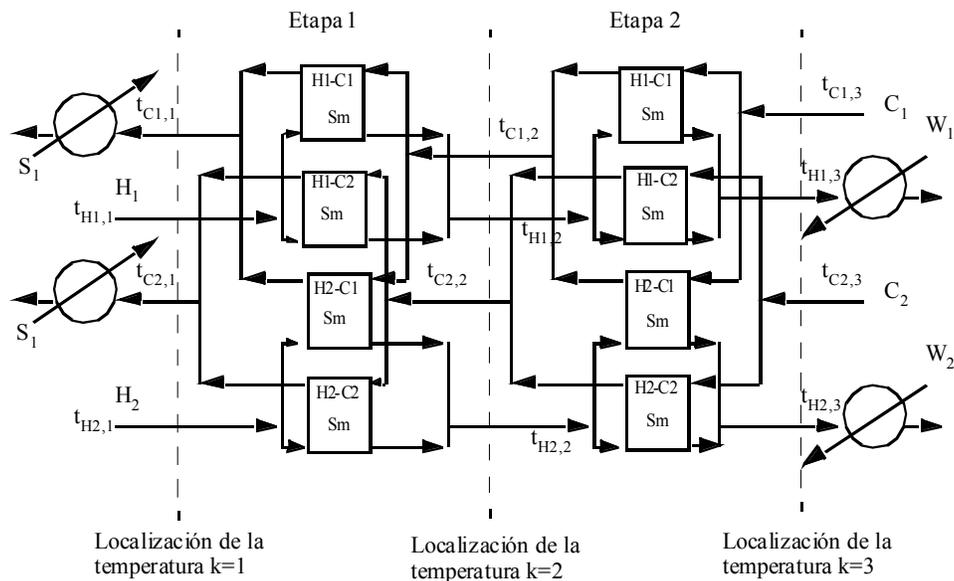


Fig. 2. Superestructura de Sorsak y Kravanja (2001).

Evidentemente, la inclusión de estructuras compuestas en la superestructura incrementa la utilidad práctica de la estrategia de diseño, pues será ahora posible considerar diferentes tipos de intercambiadores para diferentes rangos de temperatura, presión y área de acuerdo con la realidad industrial. Sin embargo, como consecuencia directa de esta modificación en la etapa de diseño, el número de posibles combinaciones involucradas en la solución del modelo también aumenta en forma considerable; observe que el número de variables binarias del problema prácticamente se cuadruplica respecto del número en la superestructura original. Del mismo modo, la existencia de diferentes tipos de intercambio implica también la existencia de diferentes patrones de flujo entre alternativas. Finalmente, el mismo incremento se da con el número de no linealidades en el problema; por ejemplo, se hace necesaria la consideración de tres expresiones para el cálculo del área de transferencia en cada posible acoplamiento.

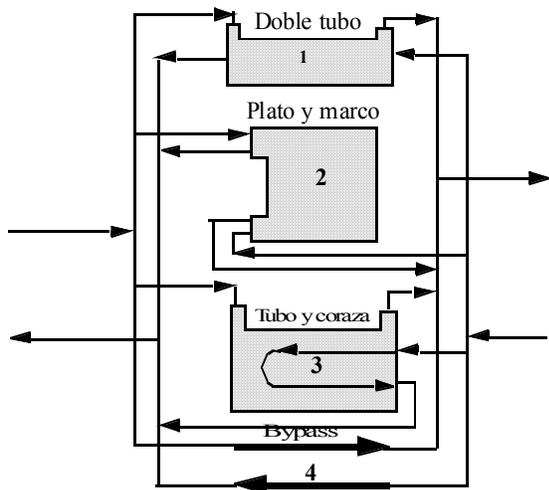


Fig. 3. Tipos de intercambiadores considerados en cada estructura compuesta.

3. Nuevo modelo MINLP para la síntesis de redes de intercambio de calor

El modelo desarrollado en este trabajo integra los conceptos y las ventajas de las estrategias descritas en la sección anterior y propone algunas modificaciones que disminuyen las no linealidades del modelo, favoreciendo por tanto la solución numérica del problema. Así, como resultado de este esfuerzo se obtiene un modelo MINLP para la síntesis de redes de intercambio de calor que considera simultáneamente, además de los costos de los intercambiadores y de los servicios, los costos de potencia, los costos del equipo de bombeo y la posibilidad de incluir diferentes tipos de intercambiadores y patrones de flujo en la red.

3.1 Ecuaciones del modelo

Las ecuaciones que se describen a continuación constituyen la aportación principal de este trabajo y resultan de la integración de los análisis presentados por Frausto-Hernández *et al.* (2003) y Sorsak y Kravanja (2001). El modelo obtenido no solo cumple con las restricciones y objetivos impuestos en dichos trabajos, sino también propone modificaciones que reducen de manera importante la complejidad numérica del problema. Finalmente, cabe destacar que, exceptuando la función objetivo, todas las ecuaciones del modelo de Yee y Grossmann (1990) forman también parte del modelo desarrollado en este trabajo; sin embargo, buscando simplicidad, tales ecuaciones no se presentan aquí. Dichas ecuaciones fueron enlistadas en la sección anterior y pueden consultarse en el trabajo de Frausto-Hernández (2002).

El significado de cada una de los símbolos utilizados en esta sección que no se definen explícitamente con las ecuaciones se indica al final de este trabajo en la sección de nomenclatura.

3.2 Desagregación de las variables binarias

Con la consideración de diferentes tipos de intercambiadores de calor, se hace necesario desagregar las variables binarias originales de cada posible acoplamiento, z_{ijk} . La restricción que resulta esta dada por la Ec. 3.

$$z_{ijk} = \sum_{m=1}^3 z_{m_{ijk}} \quad i \in HP, j \in CP, k \in ST \quad (3)$$

donde m identifica al tipo de intercambiador y $z_{m_{ijk}}$ representa cada una de las cuatro alternativas de la estructura compuesta que representa un posible acoplamiento (incluye *bypass*). Nótese que la sumatoria es hecha sobre las tres primeras alternativas. El uso combinado de las Ecs. 3 y 4 representa adecuadamente la existencia de algún tipo de intercambiador de calor o de un *bypass* (valor igual a cero).

3.3 Selección de un solo intercambiador

Solo uno de los tres posibles intercambiadores de calor puede ser seleccionado. Además, para el caso en el que no exista transferencia de calor en el acoplamiento ijk se debe activar automáticamente la selección del *bypass*. Para esto se ha definido la Ec. 4:

$$\sum_{m=1}^4 z_{m_{ijk}} = 1 \quad i \in HP, j \in CP, k \in ST \quad (4)$$

3.4 Distribución factible de temperaturas

La combinación de flujo paralelo y flujo a contracorriente en el intercambiador de tubos y coraza de tubos en U ($m=3$), puede ocasionar que la distribución de temperaturas pueda ser infactible cuando la temperatura de salida de la corriente fría llega a ser mayor que la temperatura de salida de la corriente caliente, Fig. 4.

Para evitar este problema se ha establecido la siguiente relación propuesta por Sorsak y Kravanja (2001):

$$t_{ik+1} - t_{jk} + \Delta T^{UP}(1 - z_{m_{ijk3}}) \geq \Delta T^{\min} \quad (5)$$

$i \in HP, j \in CP, k \in ST$

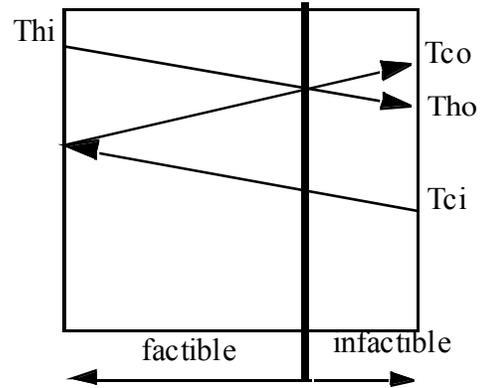


Fig. 4. Perfiles de temperatura en un cambiador de tubos en U.

3.5 Desagregación de variables continuas

Las variables de temperaturas, carga de calor y diferencias de temperatura para los tres tipos de intercambiadores se derivan de la desagregación de las variables correspondientes del modelo original, definiéndolas mediante el uso de la formulación de cascarón convexo. Para el caso de las temperaturas se definen las siguientes restricciones. Para las corrientes calientes i :

$$t_{ik} = \sum_m T_{i_{ijkm}} \quad (6)$$

$$T_{i_{ijkm}} \leq T_m^{\max} z_{m_{ijkm}}$$

$$T_{i_{ijkm}} \geq T_m^{\min} z_{m_{ijkm}}$$

$i \in HP, j \in CP, k \in ST, m \in DTI$

Para las corrientes frías j :

$$t_{jk} = \sum_m T_{j_{ijkm}} \quad (7)$$

$$T_{j_{ijkm}} \leq T_m^{\max} z_{m_{ijkm}}$$

$$T_{j_{ijkm}} \geq T_m^{\min} z_{m_{ijkm}}$$

$i \in HP, j \in CP, k \in ST, m \in DTI$

Las Ecs. 6 y 7 permiten asignar las variables de temperatura a cada tipo de intercambiador en las estructuras compuestas y garantizan que los valores de dichas variables se encuentran dentro del rango de operación de temperatura para el tipo de intercambiador seleccionado.

Similarmente, las cargas de calor deben ser asignadas a cada tipo de intercambiador de la estructura compuesta, y deben estar dentro de la carga máxima permitida para el intercambio. Las expresiones necesarias se muestran a continuación:

$$\begin{aligned} q_{ijk} &= \sum_{m=1}^3 Qm_{ijkm} \\ i \in HP, j \in CP, k \in ST \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} Qm_{ijkm} &\leq Q^{UP} z_{ijkm} \\ i \in HP, j \in CP, k \in ST, m \in DTI \end{aligned}$$

Se requiere también que las diferencias de temperatura sean extendidas a los diferentes tipos de intercambiadores y al *bypass* en la superestructura compuesta y que sus valores se encuentren dentro del límite de operación permitido. Se proponen las siguientes relaciones:

$$\begin{aligned} dt_{ijk} &= \sum_{m=1}^3 dtm_{ijkm} \\ i \in HP, j \in CP, k \in ST \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} dtm_{ijkm} &\leq \Delta T^{UP} z_{ijkm} \\ i \in HP, j \in CP, k \in ST, m \in DTI \end{aligned}$$

La segunda expresión de la Ec. 9 permite seleccionar la diferencia de temperaturas correcta para el tipo de intercambiador seleccionado y su valor es asignado a la variable original dt_{ijk} mediante la primera de las expresiones.

Para el caso del *bypass* la diferencia de temperaturas puede ser un valor negativo (el intercambiador no existe y no se restringe la diferencia de temperaturas entre corrientes). La restricción utilizada para *bypass* fue también propuesta por Sorsak y Kravanja (2001):

$$\begin{aligned} dtm_{ijk4} &\geq -\Delta T^{UP} z_{ijk4} \\ i \in HP, j \in CP, k \in ST \end{aligned} \quad (10)$$

3.6 Area de contacto (transferencia) para el acoplamiento ij en la etapa k

La relación para el cálculo del área de contacto de los acoplamientos ijk entre corrientes ha sido obtenida modificando la expresión del modelo de Frausto-Hernández y *col.* (2003); debido a que el flujo en el intercambiador de tubo y coraza (tubos en U) es una combinación de flujo en paralelo y a contracorriente, el cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperaturas debe también ser corregida. Se utiliza para ello el factor de corrección Ft obtenido de la ecuación de Underwood (Hewitt y *col.*, 1994). Así, la relación para el cálculo del área de contacto se muestra en la Ec. 11. Observe que la Ec. 11 utiliza la aproximación de Chen (1987) para el cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperaturas ($MLDT$).

$$\begin{aligned} A_{ijk} &= \left\{ \frac{q_{ijk}}{Ft_{ijk} MLDT_{ijk}} \right\} \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_j} \right) \\ MLDT_{ijk} &= \left[(dt_{ijk}) (dt_{ijk+1}) \left(\frac{dt_{ijk} + dt_{ijk+1}}{2} \right) \right]^{1/3} \\ i \in HP, j \in CP, k \in ST \end{aligned} \quad (11)$$

El factor de corrección Ft , Ft_{ijk} , depende del tipo de intercambiador seleccionado, por lo que su definición también se logra mediante la expresión de tipo:

$$\begin{aligned} Ft_{ijk} &= \sum_{m=1}^3 FtI_{ijkm} z_{ijkm} \\ i \in HP, j \in CP, k \in ST \end{aligned} \quad (12)$$

donde FtI_{ijkm} es el factor de corrección correspondiente a cada tipo de intercambiador. Para los intercambiadores de doble tubo y de plato y marco, el factor tiene un valor de 1 y para el intercambiador de tubo y coraza varía entre 0.75 y 1.

La importancia de definir la relación anterior es que se evita la necesidad de desagregar el área de contacto para cada tipo de intercambiador, logrando así reducir de manera significativa el número de Ecuaciones del tipo de la Ec. 11 presentes en el problema.

3.7. Restricciones sobre las áreas de contacto en los acoplamientos ijk

La selección del tipo de intercambiador en la etapa de síntesis debe de considerar no solo el costo sino también las restricciones prácticas de operación (temperatura y cargas de calor). Así, el área obtenida debe corresponder al rango de área impuesto por la implementación práctica. Se definen entonces:

$$\begin{aligned} A_{ijk} &\leq \sum_{m=1}^3 A \max_m z m_{ijkm} \\ A_{ijk} &\geq \sum_{m=1}^3 A \min_m z m_{ijkm} \end{aligned} \quad (13)$$

$i \in HP, j \in CP, k \in ST$

donde A_{max_m} y A_{min_m} corresponden a los límites superior e inferior del área para los diferentes tipos de intercambiadores.

3.8 Areas de contacto de las corrientes con los servicios de calentamiento y enfriamiento

Las áreas de contacto para las corrientes con los servicios de enfriamiento y calentamiento vienen dadas por las Ec. 14.

$$\begin{aligned} A_{icu} &= \left\{ \frac{q_{icu}}{MLDT_{icu}} \right\} \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_{cu}} \right) \\ MLDT_{icu} &= \left[(dt_{icu})(T_{OUTi} - T_{INcu}) \left(\frac{dt_{icu} + T_{OUTi} - T_{INcu}}{2} \right) \right]^{1/3} \quad (14) \\ &\quad i \in HP \\ A_{huj} &= \left\{ \frac{q_{huj}}{MLDT_{huj}} \right\} \left(\frac{1}{h_{hu}} + \frac{1}{h_j} \right) \\ MLDT_{huj} &= \left[(dt_{huj})(T_{OUThu} - T_{INj}) \left(\frac{dt_{huj} + T_{OUThu} - T_{INj}}{2} \right) \right]^{1/3} \\ &\quad j \in CP \end{aligned}$$

3.9 Areas de contacto totales por etapa (i,j) y totales por corriente $(i y j)$

$$AT_{ij} = \sum_k A_{ijk} \quad i \in HP, j \in CP \quad (15)$$

$$\begin{aligned} A_{Ti} &= \sum_k \sum_j A_{ijk} + A_{icu} \quad i \in HP \\ A_{Tj} &= \sum_k \sum_i A_{ijk} + A_{huj} \quad j \in CP \end{aligned} \quad (16)$$

3.10 Determinación de los coeficientes de película: Efectos de las caídas de presión

Para el cálculo de los coeficientes de película y de las caídas de la presión de las corrientes del proceso, se utilizaron expresiones del tipo de las Ecs. 1 y 2. Por lo tanto, para la corriente caliente i , que es la que se supone fluye para la coraza y la corriente fría j que es la que se supone fluye por los tubos, las relaciones de caída de presión respectivamente se pueden escribir como:

$$\begin{aligned} \Delta PS_i &= K_{Pi} A_{Ti} \left(\frac{1}{h_i} - R_{di} \right)^{-5.109} \quad i \in HP \\ \Delta PT_j &= K_{Pj} A_{Tj} \left(\frac{D_{ti}}{D_t h_j} - R_{dj} \right)^{-3.5} \quad j \in CP \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \Delta PS_i &\leq \Delta PPS_i \quad i \in HP \\ \Delta PT_j &\leq \Delta PPT_j \quad j \in CP \end{aligned}$$

donde ΔPS_i y ΔPT_j son las caídas de presión de las corrientes calientes y frías, respectivamente, ΔPPS_i y ΔPPT_j son las caídas de presión permisibles, R_{di} es el factor de ensuciamiento especificado para la corriente i , D_t es el diámetro externo de los tubos y D_{ti} es el diámetro interno. Los coeficientes de transferencia de calor de película usados en expresiones del tipo de las Ecs. 1 y 2 no consideran el ensuciamiento, mientras que las Ecs. 11 y 14 de las áreas de contacto de las corrientes usan los coeficientes de película sucios (h_i o h_j). Es por ello que se hace necesaria la corrección de los coeficientes de película de la Ec. 17 mediante el factor de ensuciamiento.

3.11 Distribución de las caídas de presión

La estrategia para calcular las caídas de presión en cada unidad se basa en la aproximación de Shenoy (1995). Esta aproximación establece que la caída de presión total de una corriente se distribuye en cada acoplamiento en proporción al área de transferencia de la corriente en el acoplamiento con respecto al área de contacto total para la corriente. En el modelo aquí presentado, sin embargo, debido a la presencia de diferentes tipos de intercambiadores en la red, se hace necesaria la incorporación de un factor de corrección por presión cuyo valor depende del tipo de intercambiador seleccionado en cada acoplamiento. Tal factor, se ha considerado como 1 en los intercambiadores de doble tubo y de tubos y coraza, puesto que las caídas de presión se reportan dentro del mismo orden de magnitud. Por otra lado, para el caso del intercambiador de platos y marco, las caídas de presión son menores comparadas con los otros dos tipos; en este trabajo, para intercambiadores de platos y marco, se han considerado valores promedio del factor de corrección iguales a 0.65 y 0.84, de acuerdo con los resultados obtenidos por Ganapathy (1982). Las caídas de presión para cada corriente en cada etapa son entonces dadas por las Ec. 18.

$$\Delta P_{ik} = \frac{\sum_j FpS_{ijk} A_{ijk}}{\sum_k \sum_j FpS_{ijk} A_{ijk} + A_{icu}} \Delta PS_i \quad i \in HP, k \in ST \quad (18)$$

$$\Delta P_{jk} = \frac{\sum_i FpT_{ijk} A_{ijk}}{\sum_k \sum_i FpT_{ijk} A_{ijk} + A_{ihu}} \Delta PT_j \quad j \in CP, k \in ST$$

donde ΔP_{ik} y ΔP_{jk} son las caídas de presión de las corrientes caliente i y fría j en la etapa k , respectivamente. El valor de los factores de corrección por presión en la Ec. 18 se representan por FpS_{ijk} y FpT_{ijk} para las corrientes calientes y frías, respectivamente. Para determinar el valor adecuado de FpS_{ijk} y FpT_{ijk} para cada acoplamiento, se definen

restricciones del tipo cascarón convexo dadas por las Ec. 19.

$$FpS_{ijk} = \sum_{m=1}^3 FpIS_m z m_{ijkm}$$

$$FpT_{ijk} = \sum_{m=1}^3 FpIT_m z m_{ijkm} \quad (19)$$

$$i \in HP, j \in CP, k \in ST$$

El uso de las Ec.s 19 permite asignar el factor de corrección de caída de presión apropiado para el tipo de intercambiador seleccionado. La ventaja principal de la incorporación de este factor radica en que las ecuaciones de caídas de presión se utilizan tal y como fueron presentadas originalmente. Si éste no hubiese sido el caso, las variables de caída de presión hubieran tenido que ser desagregadas, aumentando en gran medida la complejidad numérica del problema.

3.12 Coeficientes de costo de los intercambiadores

El costo de los intercambiadores dependerá del tipo del que se trate. Por tanto, es necesario establecer las siguientes restricciones para obtener apropiadamente los coeficientes de costo correspondientes al intercambiador involucrado en el acoplamiento ijk :

$$CFN_{ijk} = \sum_{m=1}^3 CUI_m z m_{ijkm}$$

$$CN_{ijk} = \sum_{m=1}^3 CAI_m z m_{ijkm} \quad (20)$$

$$i \in HP, j \in CP, k \in ST$$

El primer coeficiente (CFN) es el coeficiente de costo fijo, mientras que el segundo (CN) es el coeficiente del costo de área (inversión). El uso de la segunda de las restricciones de la Ec. 20 evita la necesidad de incluir expresiones particulares para el cálculo del costo de área de alguno de los tipos de intercambiador considerados, lo cual también requeriría de desagregar la variable correspondiente al área de transferencia.

3.13 Función objetivo

La función objetivo incluye los costos (fijos y de operación) anualizados de la red. Como ya se describió, en este trabajo se consideran simultáneamente: *i)* el costo del consumo de servicios, *ii)* la inversión anualizada para los enfriadores y calentadores, *iii)* la inversión anualizada para los intercambiadores de diferente tipo y *iv)* los costos de potencia. La potencia requerida por una corriente de proceso se puede calcular como el producto entre su razón de flujo volumétrico y su caída de presión. El costo de potencia se determina entonces asignando un factor de costo a dicha potencia. La función objetivo de este trabajo se omite debido a su complejidad, pero la ecuación utilizada como base para su definición puede consultarse en el trabajo de Frausto-Hernández (2002).

En resumen, aunque el modelo está basado en la formulación presentada por Sorsak y Kravanja (2001), las incorporaciones propuestas en este trabajo permiten la consideración de diferentes tipos de intercambiadores y al mismo tiempo evitan la necesidad de desagregar las variables correspondientes a las caídas de presión de las corrientes (totales y por etapas) y a las áreas de transferencia de calor; con ello, implícitamente se reduce el número de ecuaciones requeridas en la modelación. Si tales variables se hubieran desagregado, el número de instancias de las Ecs. 11, 12, 13, 17 y 18 en el modelo se hubieran cuadruplicado. Observe además que tales ecuaciones son altamente no lineales (y no convexas).

4. Ejemplos ilustrativos y resultados

Esta sección muestra la solución de 3 ejemplos ilustrativos con lo que se pretende mostrar los beneficios potenciales de tomar en cuenta simultáneamente: *i)* Los requerimientos de energía de las corrientes usando un mínimo de servicios, *ii)* los

efectos de las caídas de presión de las corrientes, *iii)* los costos de potencia como modificador del análisis económico y *iv)* la inclusión de diferentes tipos de intercambiadores en la red. Todos los ejemplos fueron resueltos utilizando el resolutor DICOPT++ disponible a través del lenguaje de modelación GAMS. Un ejemplo del código en lenguaje GAMS utilizado para la resolución de los casos de estudio puede encontrarse en el trabajo de De los Santos-Juárez (2003).

4.1 Ejemplo 1

El primer ejemplo fue presentado por Shenoy (1995) e involucra dos corrientes calientes y dos corrientes frías. Las temperaturas de entrada y salida de las corrientes así como las caídas de presión permisibles están dadas en la Tabla 1. En este ejemplo el valor de la diferencia mínima de temperaturas es de 20 °C. Los coeficientes de transferencia de calor de película de los servicios se han considerado como 5 kW/m²°C para el vapor y 2.5 kW/m²°C para el agua de enfriamiento. Comparando con el modelo original de Frausto-Hernández (2002), se puede mostrar que el modelo de Frausto-Hernández (2002) incluye 16 variables binarias y 101 variables continuas.

Con el modelo propuesto en este trabajo se registraron 64 variables binarias y 389 variables continuas. La red resultante de la solución del problema MINLP involucra un consumo mínimo de servicios de 605 KW para el caso de calentamiento y de 525 KW para el servicio de enfriamiento, con un costo mínimo de \$65,570.78/año. En total, se obtiene una red con nueve unidades, un calentador, un enfriador y siete intercambiadores, con un área total de 387 m², un costo de inversión anualizado de \$37,493.74/año, y un costo de potencia de \$5,586.72/año. Por lo tanto el costo total anualizado de la red es de \$108,651.24/año.

La Tabla 2 presenta los resultados para los intercambiadores seleccionados y la Fig. 5 muestra la distribución de las unidades en la red (topología). En la Tabla 3 se presentan los valores óptimos obtenidos para los coeficientes de transferencia de calor de película de las corrientes. Se puede observar que la red resultante involucra ahora dos

tipos de intercambiadores: de doble tubo y de plato y marco aunque la mayoría de las unidades corresponden al primer tipo. Lo anterior se debe a que las áreas de intercambio de calor requeridas corresponden a valores pequeños, menores a 200 m², valores para los cuales ambos intercambiadores pueden ser usados.

Tabla 1 Datos de temperatura para las corrientes del ejemplo 1.

Corriente	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)	FCP (KW/°C)	ΔP permisible (KPa)
H1	175	45	10	30
H2	125	65	40	25
C1	20	155	20	10
C2	40	112	15	10
Vapor	180	179	-	-
Agua	15	25	-	-

Tabla 2. Solución del ejemplo 1.

Intercambiador	Tipo	Área (m ²)	Carga de calor (KW)
1	Doble Tubo	17.83	395
2	Doble Tubo	16.47	105
3	Doble Tubo	7.94	57.95
4	Doble Tubo	83.37	917.05
5	Plato y Marco	199.57	917.05
6	Doble Tubo	27.48	742
7	Doble Tubo	2.08	40.91
8	Calentador	20.93	605
9	Enfriador	11.34	525

Tabla 3. Coeficientes de transferencia de calor para las corrientes del ejemplo 1.

Corriente	h Calculado (kW/m ² °C)
H1	2.666
H2	1.402
C1	0.904
C2	0.182

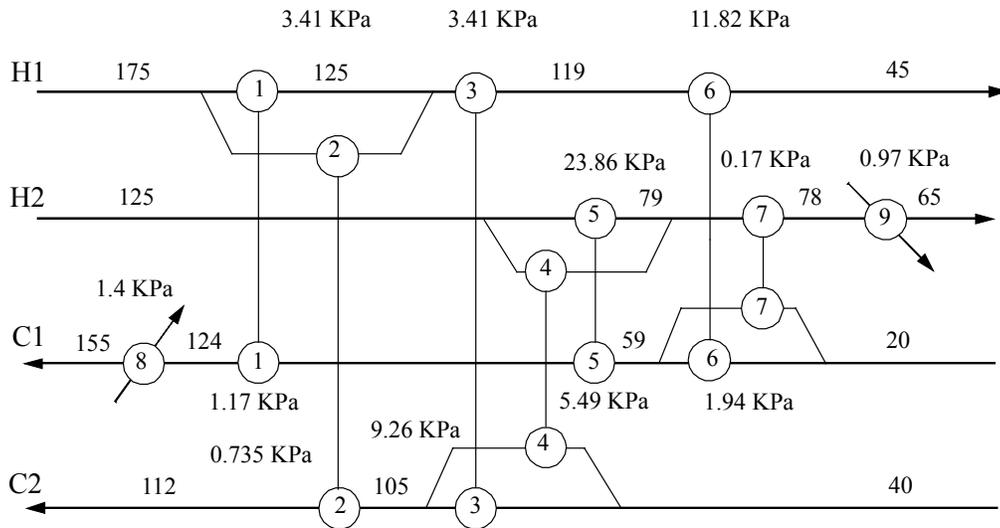


Fig. 5. Diseño de la red del ejemplo 1.

4.2 Ejemplo 2

El Ejemplo 2 corresponde al problema utilizado por Nie y Zhu (1999) para demostrar la importancia de la incorporación de las caídas de presión permisibles para las corrientes en el diseño de una red. El ejemplo involucra seis corrientes calientes y solo una corriente fría. Las temperaturas de entrada y salida de las corrientes están dadas en la Tabla 4.

La Tabla 5 proporciona los datos para las caídas de presión permisibles y los factores de rugosidad de las corrientes. En este ejemplo el valor de la diferencia mínima de temperaturas es de 36 °C. Los coeficientes de transferencia de calor de película de los servicios se han considerado como 5.0 KW/m²°C para el vapor y 2.5 KW/m²°C para el agua de enfriamiento.

Frausto-Hernández (2002) resolvió este problema para el cual se presentaron 49 variables binarias y 289 variables continuas en su modelo. Con el modelo propuesto el problema registró 217 variables binarias y 1318 variables continuas. La red resultante involucra un consumo mínimo de servicios de 48,880 KW para el caso de calentamiento

y de 102,596 KW para el servicio de enfriamiento. En la red sintetizada en este trabajo se seleccionaron un total de diez unidades: un calentador, seis enfriadores y tres intercambiadores de proceso, con un área total de 5,088.36 m², un costo de inversión anualizado de \$592,948.88/año, y un costo de potencia de \$1,167,029.664/año. Por lo tanto el costo total anualizado de la red es de \$1,759,978.54/año. El costo de potencia para este último problema, en comparación con el ejemplo anterior, es significativamente alto, aproximadamente un 65 % del costo total de la red. La Fig. 6 muestra la distribución de las unidades en la red diseñada por el modelo propuesto en este trabajo (topología).

La Tabla 6 presenta valores obtenidos para los coeficientes de película de las corriente y la Tabla 7 muestra los resultados para los intercambiadores seleccionados. Las áreas de intercambio de calor requeridas son considerablemente grandes (cerca de 1000 m²) en comparación con los casos anteriores, lo cual genera la selección de intercambiadores de tubo y coraza y de plato y marco en el esquema de solución.

Tabla 4. Datos de temperatura para las corrientes del ejemplo 2.

Corriente	Tin (°C)	Tout (°C)	FCP (KW/°C)
H1	180	30	59.80
H2	270	40	114.40
H3	350	30	33.80
H4	380	50	145.60
H5	150	100	657.80
H6	290	190	384.80
C1	20	235	520.00
Vapor	430	429	-
Agua	10	15	-

Tabla 5. Factores de rugosidad y caídas de presión permisibles para las corrientes del ejemplo 2.

Corriente	ΔP permisible (KPa)	Rd	(m ² °C)/W
H1	59.2	0.00052	
H2	277.6	0.00167	
H3	14.0	0.00135	
H4	6.2	0.0012	
H5	171.9	0.00062	
H6	115.8	0.002	
C1	456.6	0.00123	

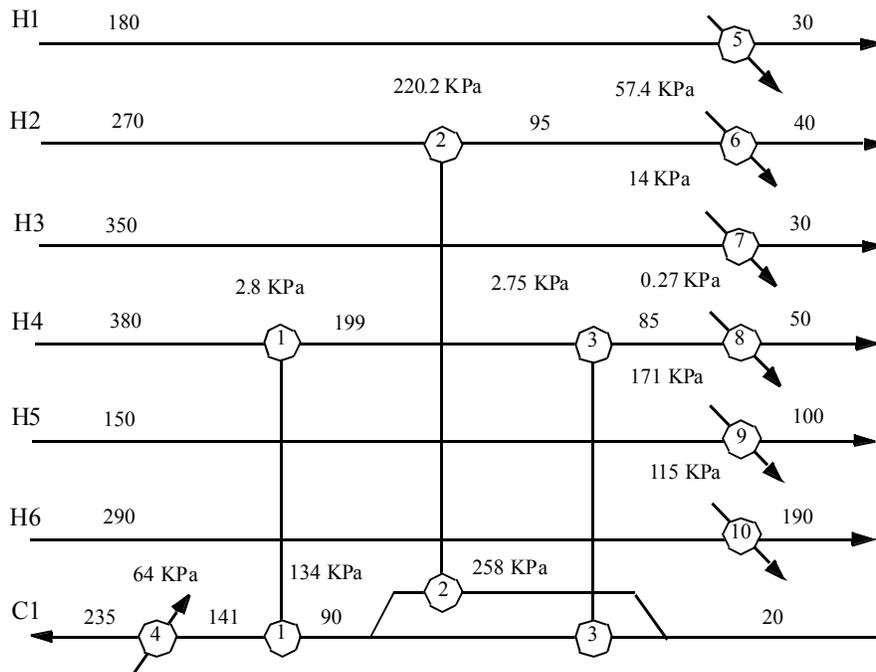


Fig. 6. Diseño de la red del ejemplo 2.

Tabla 6. Coeficientes de transferencia de calor para las corrientes del ejemplo 2.

Corriente	h Calculado (KW/m ² °C)
H1	0.8125
H2	0.4147
H3	0.3801
H4	1.3452
H5	0.9899
H6	0.3891
C1	0.4694

Tabla 7. Solución del ejemplo 2.

Intercambiador	Tipo	Área (m ²)	Carga de calor (KW)	Ft
1	Tubo y Coraza	1000.00	26320.09	0.94
2	Tubo y Coraza	945.42	19976.02	0.83
3	Plato y Marco	982.35	16623.89	1
4	Calentador	477.68	48880.00	-
5	Enfriador	155.50	8970.00	-
6	Enfriador	246.50	6335.98	-
7	Enfriador	232.45	10816.00	-
8	Enfriador	227.35	5104.02	-
9	Enfriador	353.51	32890.00	-
10	Enfriador	467.60	38480.00	-

4.3 Ejemplo 3

El último ejemplo corresponde al caso de estudio presentado por Polley y Panjeh Shahi (1991). Las especificaciones para las temperaturas de entrada y salida de las corrientes así como las caídas de presión permisibles están dadas en la Tabla 8. El ejemplo fue resuelto para una diferencia mínima de temperaturas de 20 °C. El problema resuelto por Frausto-Hernández (2002) contiene 16 variables binarias y 101 variables continuas, a diferencia del modelo propuesto el cual presentó 64 variables binarias y 389 variables continuas. Este ejemplo se utiliza sólo para mostrar los alcances del modelo desarrollado, al hacer posible también la especificación de los tipos de intercambiadores para los acoplamientos de la red. Se especifica la existencia de dos intercambiadores de doble

tubo y dos intercambiadores de plato y marco en la red. Se han fijado entonces los dos intercambiadores de doble tubo a los dos requerimientos de área menores y los dos intercambiadores de plato y marco, se han asignado a los acoplamientos restantes. El costo de potencia requerido para este caso es de \$13,669.38/año, el costo de inversión de los intercambiadores equivale a \$57,707.03/año para un área total de intercambio de 586.25 m², haciendo un costo total de la red de \$71,376.41/año. La topología de la red se representa en la Fig. 7, y los resultados para las áreas de transferencia se proporcionan en la Tabla 9. Es de hacer notar que el diseño obtenido es el óptimo pero sólo para la especificación dada de los tipos de intercambiadores de la red.

Tabla 8. Datos de temperatura para las corrientes del ejemplo 3.

Corriente	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)	FCP (KW/°C)	ΔP permisible (KPa)
H1	150	60	20	20
H2	90	60	80	30
C1	20	125	25	10
C2	25	100	30	60
Vapor	180	180	-	-
Agua	10	15	-	-

Tabla 9. Solución del ejemplo 3.

Intercambiador	Tipo	Área (m ²)	Carga de calor (KW)
1	Plato y Marco	147.54	1200
2	Doble Tubo	17.27	200
3	Doble Tubo	99.74	1050
4	Plato y Marco	101.73	1350
5	Calentador	35.04	175
6	Calentador	104.89	900
7	Enfriador	80.05	400

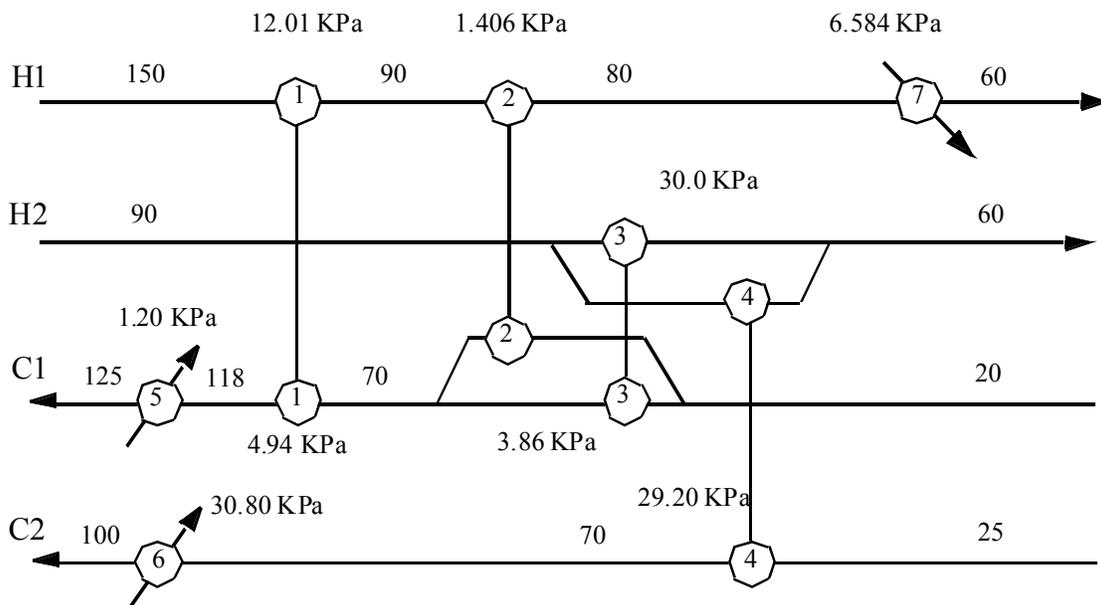


Fig. 7. Diseño de la red del ejemplo 3.

Cuando esta decisión se deja al esquema de optimización, se obtiene que los cuatro intercambiadores sugeridos son de tipo de doble tubo y la función objetivo anualizada es menor (\$71,226.23/año).

Como se indicó, el ejemplo sólo trata de mostrar los alcances del modelo para adaptarse a las necesidades de implementación y operación a nivel industrial.

5. Análisis de resultados

Desafortunadamente no existen reportes en la literatura que permitan una comparación directa con los resultados obtenidos en este trabajo. Los trabajos de Frausto-Hernández (2002) y de Frausto-Hernández *y col.* (2003) no consideran diferentes tipos de intercambiadores, y por ello no consideran tampoco: i) distintos patrones de flujo, ii) distintos costos de las unidades y iii) restricciones para los rangos de operación respecto del área de transferencia para cada intercambio. Por otro lado, el trabajo de Sorsak y Kravanja (2001) no incluye los costos de potencia ni los efectos de las caídas de presión sobre los

coeficientes de película. De esta forma, el hecho de que, al realizar comparaciones, la función objetivo de estrategias anteriores fuese menor, no necesariamente significa que los diseños obtenidos en dichos trabajos sean mejores. Evidentemente, una función objetivo que no considere costos adicionales de potencia será menor que una que si los considera. Es nuestra opinión, sin embargo, que, dado que el presente trabajo incluye distintos tipos de intercambiadores de calor y costos de potencia, proporcionará una base más sólida para la toma de decisiones respecto de la posible implementación industrial de las redes obtenidas. No obstante, las Tablas 10 y 11 presentan de cualquier manera una comparación entre los resultados obtenidos en este trabajo con los reportados por Frausto-Hernández (2002) para los Ejemplos 1 y 2. En la Tabla 11 se observa una mejora en el sentido económico para la estrategia propuesta. Esta es debida mayormente a que para áreas relativamente pequeñas, menores a 200 m², se tiene la alternativa de seleccionar unidades de menor costo (intercambiadores de doble tubo).

Tabla 10. Comparación del número de unidades entre el modelo de Frausto-Hernández (2002) y el modelo propuesto.

Ejemplo	No. de unidades Frausto-Hernández (2002)	No. de unidades Modelo propuesto
1	7	9
2	11	10

Tabla 11. Comparación del costo total anual de la red entre el modelo de Frausto-Hernández (2002) y el modelo propuesto.

Ejemplo	Costo (\$/año) Frausto-Hernández (2002)	Costo (\$/año) Modelo propuesto
1	164,538.43	108,651.24
2	2,088,6121.63	1,759,978.54

Conclusiones

Las redes de intercambio de calor representan un factor importante al determinar la eficiencia de energía de un proceso. Debido a la significancia de este problema en la industria, un número considerable de técnicas han sido desarrolladas para resolverlo. En la búsqueda de un modelo eficiente cuyos resultados estén apegados a los requerimientos industriales, se ha desarrollado un nuevo modelo MINLP para la síntesis de redes de intercambio de calor que considera los efectos de las caídas de presión permisibles de las corrientes para obtener coeficientes de transferencia de calor de película óptimos, y la posibilidad de que la red se constituya por diferentes tipos de intercambiadores.

El modelo descrito pone fin a la suposición de coeficientes de transferencia de calor de película constantes y de la presencia de un solo tipo de intercambiador en la etapa de síntesis. Aunque el modelo está basado en la formulación presentada por Sorsak y Kravanja (2001), en el modelo propuesto se ha logrado reducir considerablemente el número de ecuaciones relacionadas a la modelación del tipo de intercambiador mediante la inclusión de varios factores de corrección y su desagregación utilizando la formulación del cascarón convexo. Con ello, el nuevo modelo desarrollado disminuye considerablemente en tamaño y complejidad en comparación con el modelo presentado por Sorsak y Kravanja (2001) para la selección del tipo de intercambiador óptimo.

Finalmente, se presentaron tres ejemplos que muestran el alcance del modelo propuesto y, aunque en algunos casos se requiere un mayor número de unidades y un área de transferencia más grande que en diseños reportados previamente, el costo se ve reducido. Esto se debe a que, para áreas relativamente pequeñas, menores a 200 m², se pueden seleccionar unidades de menor costo (intercambiadores de doble tubo).

Esta es una ventaja clara de introducir diferentes tipos de intercambiadores en la red.

Agradecimientos

Los autores agradecen el apoyo del Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) y del Consejo de Ciencia y Tecnología del Estado de Guanajuato (CONCYTEG).

Nomenclatura

Índices

- i Corriente de proceso caliente.
- j Corriente de proceso fría.
- k Índice para la etapa 1... NOK y la localización de la temperatura 1... $NOK+1$.
- m Tipo de intercambiador de calor.

Conjuntos

- DTI $\{m|m$ es un tipo de intercambiador o bypass $\}$.
- CP $\{j|j$ es una corriente de proceso fría $\}$.
- HP $\{i|i$ es una corriente de proceso caliente $\}$.
- ST $\{k|k$ es una etapa de la superestructura.
- k 1,..., NOK .

Parámetros y Variables

- A_{icu} Área de contacto para el intercambio i - cu .
- A_{huj} Área de contacto para el intercambio hu - j .
- A_{ijk} Área de contacto para el intercambio i - j .
- A_{Ti} Área de contacto total para la corriente i .
- A_{Tj} Área de contacto total para la corriente j .
- A_{maxm} Límite superior para el rango de operación de área del intercambiador tipo m .
- A_{minm} Límite inferior para el rango de operación de área del intercambiador tipo m .
- dt_{cui} Diferencia de temperatura para el acoplamiento de la corriente caliente i y el servicio de enfriamiento.
- dt_{huj} Diferencia de temperatura para el acoplamiento de la corriente fría j y el servicio de calentamiento.
- dt_{ijk} Diferencia de temperatura para el acoplamiento (i,j) en la etapa k .
- dtm_{ijkm} Diferencia de temperatura para los intercambiadores del tipo m .

- F_p Factor de corrección del cálculo de caídas de presión.
- h_i Coeficiente de transferencia de calor sucio de película del fluido de la coraza.
- h_j Coeficiente de transferencia de calor sucio de película del fluido de los tubos.
- NOK Número total de etapas.
- $Q_{m_{ijk}}$ Carga de calor para el intercambiador tipo m .
- Q^{UP} Límite superior para el calor intercambiado.
- q_{ijk} Calor intercambiado entre la corriente de proceso caliente i y la corriente de proceso fría j en la etapa k .
- q_{cui} Calor intercambiado entre la corriente caliente i y el servicio de enfriamiento.
- q_{huj} Calor intercambiado entre la corriente fría j y el servicio de calentamiento.
- TIN Temperatura de entrada de la corriente.
- $TOUT$ Temperatura de salida de la corriente.
- $T_{i_{ijk}}$ Temperatura de entrada de la corriente caliente i al intercambiador tipo m .
- $T_{j_{ijk}}$ Temperatura de entrada de la corriente fría j al intercambiador tipo m .
- T_m^{min} Temperatura mínima de operación del intercambiador tipo m .
- T_m^{max} Temperatura máxima de operación del intercambiador tipo m .
- $t_{i,k}$ Temperatura de la corriente caliente i a la salida del lado caliente de la etapa k .
- $t_{j,k}$ Temperatura de la corriente fría j a la salida del lado caliente de la etapa k .
- z_{ijk} Variable binaria para denotar la existencia del acoplamiento (i,j) en la etapa k .
- zm_{ijk} Variable binaria para determinar la existencia de intercambiadores del tipo m .
- ΔP_{S_i} Caída de presión permisible para el fluido de la coraza.
- ΔP_{T_j} Caída de presión permisible para el fluido del tubo.
- ΔT^{LO} Diferencia mínima de temperatura permitida en el *bypass*.
- ΔT^{min} Diferencia mínima de temperatura.
- ΔT^{minFt} Diferencia mínima de temperatura (restricción para el factor de corrección Ft).
- ΔT^{UP} Límite superior para la diferencia de temperatura.

Referencias

- Briones, V. y Kokossis, A. C. (1999). Hypertargets: a Conceptual programming approach for the optimisation of industrial Heat Exchanger Networks. *Chemical Engineering Science* 54, 541-561.
- Chen, J. J. J. (1987). Letter to Editors: Comments on improvement on a replacement for the Logarithmic Mean. *Chemical Engineering Science* 42, 2488-2489.
- Daichendt, M. M. y Grossmann, I. E. (1994). Preliminary screening procedure for the MINLP synthesis of process systems-II. Heat Exchanger Networks. *Computers and Chemical Engineering* 18, 679-709.
- De los Santos-Juárez, J. (2003). *Síntesis MINLP de Redes de Intercambio de Calor Incorporando Diferentes Tipos de Intercambiadores*. Tesis de Maestría, Departamento de Ingeniería Química, Instituto Tecnológico de Celaya, México.
- Frausto-Hernández, S. (2002). *Síntesis de Redes de Intercambio de Calor Incorporando Efectos de Potencia*. Tesis de Maestría, Departamento de Ingeniería Química, Instituto Tecnológico de Celaya, México.
- Frausto-Hernández, S., Rico-Ramírez, V., Jiménez-Gutiérrez, A. y Hernández-Castro, S. (2003). MINLP Synthesis of Heat Exchanger Networks Considering Pressure Drop Effects. *Computers and Chemical Engineering* 27, 1143-1152.
- Ganapathy, V. (1982). *Applied Heat Transfer*. Pennwell Publishing Co. Tulsa, Oklahoma, EUA.
- Hewitt, G. F., Shires, G. L. y Bott, T. R. (1994). *Process Heat Transfer*. CRC Press.
- Nie, X. R. y Zhu, X. X. (1999). Heat Exchanger Network Retrofit Considering Pressure Drop and Heat-Transfer Enhancement. *AIChE Journal* 45, 1239-1249.
- Polley, G. T. y Panjeh Shahi, M. H. (1991). Interfacing Heat Exchanger Network Synthesis and Detailed Heat Exchanger Design. *Trans IChemE*. 69, 445-457.
- Quesada, I. y Grossmann, I. E. (1993). Global Optimization Algorithm for Heat Exchanger Networks. *Industrial Engineering, Chemical Research* 32, 487-499.

- Serna, G. M. (1999). *Desarrollo de Algoritmos Rigurosos para la Integración Térmica de Procesos*. Tesis de Doctorado. Departamento de Ingeniería Química, Instituto Tecnológico de Celaya, México.
- Shenoy, U. V. (1995). *Heat Exchanger Network Synthesis. Process Optimization by Energy and Resource Analysis*. Gulf Publishing Company.
- Sorsak, A. y Kravanja, Z. (2001). Simultaneous MINLP Synthesis of Heat Exchanger Networks Comprising Different Exchanger Types. In the *Proceedings of the ESCAPE11 Conference*. Kolding, Dinamarca.
- Yee, T. F. y Grossmann, I. E. (1990). Simultaneous optimization models for heat integration - II. Heat exchanger network synthesis *Computers and Chemical Engineering* 14, 1165-1184.
- Zamora, J. M. y Grossmann, I. E. (1998). A global MINLP optimization algorithm for the synthesis of heat exchanger networks with no stream splits. *Computers and Chemical Engineering* 22, 367- 384.