



**UNIVERSIDAD MICHOACANA DE
SAN NICOLÁS DE HIDALGO**



**DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO
FACULTAD DE INGENIERÍA QUÍMICA**

**APLICACIÓN DE UN MÉTODO RECURSIVO PARA EL
DISEÑO RIGUROSO DE REDES DE INTERCAMBIO DE
CALOR**

TESIS presentada por:

JUAN MANUEL GARCÍA HERNÁNDEZ

**A la División de Estudios de Posgrado de la
Facultad de Ingeniería Química como
requisito parcial para obtener el
grado de:**

**MAESTRO EN CIENCIAS
EN
INGENIERÍA QUÍMICA**

Morelia, Mich.

Octubre 2005



UNIVERSIDAD MICHOACANA
DE
SAN NICOLAS DE HIDALGO

División de Estudios de Posgrado



MAESTRIA EN CIENCIAS
EN INGENIERIA QUIMICA

Asunto: Aprobación de Impresión de Tesis.

Oficio No. 12/2005-2006.

C. Guadalupe Rangel Suárez
Jefe del Departamento de Titulación de la
Universidad Michoacana de San
Nicolás de Hidalgo
Presente.

Por este medio nos dirigimos a usted de la manera más atenta para notificarle que después de haberle dado seguimiento al desarrollo de la tesis: “**Aplicación de un Método Recursivo para el Diseño Riguroso de Redes de Intercambio de Calor**” y de haber revisado el manuscrito que presentó el Ing. **Juan Manuel García Hernández**, concluimos que cumple con los requisitos académicos y con lo establecido en nuestro manual para el desarrollo de tesis.

Por lo anterior este Comité Tutorial da el aval para su impresión final.

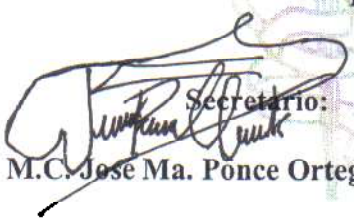
Atentamente.

Morelia, Michoacán a 06 de Octubre de 2005.

Presidente:


Dr. Medardo Serna González.

Secretario:


M.C. José Ma. Ponce Ortega

Vocal:


Dr. Agustín Jaime Castro Montoya

Vocal:


Dr. Luis Ignacio Salcedo Estrada

Vocal:


Dr. Rafael Maya Yescas

LISE/mcpa.

RESUMEN

APLICACIÓN DE UN MÉTODO RECURSIVO PARA EL DISEÑO RIGUROSO DE REDES DE INTERCAMBIO DE CALOR

Por

Juan Manuel García Hernández

Septiembre de 2005

Maestro en Ciencias en Ingeniería Química

Dirigida por:

Asesor Principal: Dr. Medardo Serna González

Coasesor: M.C. José María Ponce Ortega

En este trabajo se presenta una aproximación híbrida, basada en una combinación de técnicas de programación matemática y reglas heurísticas, para realizar la síntesis óptima de Redes de Intercambio de Calor (RIC) incluyendo el diseño riguroso de los equipos de transferencia de calor que las conforman. Para ello se usa una estrategia de árbol de descomposición y un nuevo modelo de selección de acoplamiento de corrientes. En el procedimiento recursivo propuesto, primero los acoplamientos se eligen mediante un modelo de programación entera (IP, por sus siglas en inglés) y después se implementa el método de diseño de pliegue donde la parte remanente se trata como un nuevo problema. El diseño óptimo detallado de los intercambiadores de coraza y tubos se realiza usando un algoritmo basado en el método Bell-Delaware, que trata las caídas de presión de las corrientes como variables de optimización. Los costos de capital y operación de los equipos de bombeo son considerados en este problema de síntesis junto con los costos asociados al área de transferencia de calor y el consumo de servicios. Por lo tanto, la principal contribución de este método es que toma en cuenta apropiadamente los efectos de las caídas de presión sobre el costo total anual de la red de intercambio de calor. Además el método recursivo implementado evita la solución de problemas de programación mixta entera no lineal (MINLP, por sus siglas en inglés) complejos y, consecuentemente, puede ser aplicado a problemas de gran tamaño.

Dedico este trabajo a mi familia, por la inspiración y el apoyo que me han brindado, por el amor y la guía que me han ofrecido a lo largo de toda mi vida. Ellos son el método que he decidido aplicar.

CONTENIDO

Resumen	iii
Dedicatoria	iv
Lista de Tablas	vii
Lista de Figuras	ix
Nomenclatura	xi
Agradecimientos	xv
Capítulo 1. Introducción	1
1.1 Síntesis de Redes de Intercambio de Calor	1
1.2 Métodos sistemáticos evolucionarios de síntesis de redes de intercambio de calor	3
1.3 Métodos de programación matemática para la síntesis de redes de intercambio de calor	5
1.4 Diseño detallado en la síntesis de redes de intercambio de calor	6
1.5 Objetivo	6
1.6 Descripción de este trabajo	7
Capítulo 2. Método Recursivo para la Síntesis de Redes de Intercambio de Calor	9
2.1 Introducción	9
2.2 Estrategia de descomposición	10
2.3 Patrón de acoplamientos	11
2.4 Modelo de selección de acoplamiento para el diseño inicial	13
2.5 Ponderación de acoplamientos preferidos y acoplamientos prohibidos	16
2.6 Evolución del diseño inicial	17
2.7 Optimización de las temperaturas de partición	18
Capítulo 3. El Método Bell-Delaware para Diseño y Optimización de Intercambiadores de Calor de Coraza y Tubos	22

3.1	Introducción	22
3.2	Formulación compacta del fluido del lado del tubo	25
3.3	Formulación compacta del fluido del lado de la coraza	28
3.4	Diseño de intercambiadores de calor de coraza y tubos sin cambio de fase	34
3.5	Optimización de intercambiadores de calor de coraza y tubos sin cambio de fase	35
Capítulo 4. Casos de Estudio		41
4.1	Introducción	41
4.2	Caso de Estudio 1	41
4.3	Caso de Estudio 2	49
4.4	Caso de Estudio 3	56
4.5	Caso de Estudio 4	66
4.6	Caso de Estudio 5	69
Capítulo 5. Conclusiones y Recomendaciones para el Trabajo Futuro		76
5.1	Conclusiones generales	76
5.2	Contribuciones de este trabajo	78
5.3	Recomendaciones para el trabajo futuro	79
5.3.1	Síntesis de redes de intercambio de calor con diferentes tipos de intercambiadores de calor	80
5.3.2	Síntesis de redes de intercambio de calor donde se use equipo estándar	80
Bibliografía		82
Apéndice. Listado del Programa en C++ para el Diseño Óptimo de Intercambiadores de Calor de Coraza y Tubos		86

LISTA DE TABLAS

3.1	Constantes c y r para tubos lisos (Soumerai, 1987)	28
3.2	Parámetros básicos de la geometría del arreglo de tubos	31
3.3	Coefficientes de correlación (Taborek, 1983)	33
4.1	Datos de las corrientes para el Caso de Estudio 1	42
4.2	Propiedades físicas de las corrientes para el Caso de Estudio 1	42
4.3	Matriz de costos para el diseño inicial del Caso de Estudio 1	43
4.4	Matriz de costos de sección remanente del diseño inicial del Caso de Estudio 1	43
4.5	Matriz de costos para el lado izquierdo de la división del Caso de Estudio 1	45
4.6	Matriz de costos del lado derecho de la división del Caso de Estudio 1	46
4.7	Matriz de costos sección remanente lado derecho de la división Caso de Estudio 1	46
4.8	Comparación de los costos resultantes para el Caso de Estudio 1	48
4.9	Resultados del diseño detallado de la red final para el Caso de Estudio 1	48
4.10	Datos de las corrientes para el Caso de Estudio 2	49
4.11	Propiedades Físicas de las corrientes para el Caso de Estudio 2	49
4.12	Matriz de costos para el diseño inicial del Caso de Estudio 2	50
4.13	Matriz de costos para el lado de arriba del pliegue del Caso de Estudio 2	52
4.14	Matriz de costos sección remanente lado de arriba del pliegue del Caso de Estudio 2	52
4.15	Matriz de costos para el lado de abajo del pliegue del Caso de Estudio 2	52
4.16	Comparación de los costos resultantes para el Caso de Estudio 2	55
4.17a	Diseño detallado de las unidades de intercambio de calor de la Figura 4.8	55
4.17b	Diseño detallado de las unidades de intercambio de calor de la Figura 4.8	56
4.18	Datos de las corrientes de la Planta de Aromáticos	57
4.19	Propiedades físicas de las corrientes de la Planta de Aromáticos	57
4.20	Datos de costo para la Planta de Aromáticos	57
4.21	Matriz de costos para el diseño inicial de la Planta de Aromáticos	58

4.22	Matriz de costos sección remanente del diseño inicial de la Planta de Aromáticos	59
4.23	Matriz de costos arriba del pliegue de la Planta de Aromáticos	60
4.24	Matriz de costos sección remanente arriba del pliegue de la Planta de Aromáticos	60
4.25	Matriz de costos abajo del pliegue de la Planta de Aromáticos	60
4.26	Comparación de resultados de la Planta de Aromáticos	65
4.27a	Diseño detallado de las unidades de intercambio de calor de la Figura 4.14	65
4.27b	Diseño detallado de las unidades de intercambio de calor de la Figura 4.14	66
4.28	Datos de las corrientes para el Caso de Estudio 4	67
4.29	Resultados del diseño detallado de la red final del Caso de Estudio 4	68
4.30	Datos de las corrientes del Tren de Precalentamiento	69
4.31	Propiedades físicas de las corrientes del Tren de Precalentamiento	70
4.32	Matriz de costos abajo del pliegue del Tren de Precalentamiento	72
4.33	Comparación de resultados del Tren de Precalentamiento	74
4.34a	Resultados del diseño detallado de la red del Tren de Precalentamiento	74
4.34b	Resultados del diseño detallado de la red del Tren de Precalentamiento	75

LISTA DE FIGURAS

2.1	Superestructura de dos etapas	12
2.2	Ejemplo de la superestructura simplificada propuesta	14
2.3	Modelo de acoplamiento entre una corriente caliente y una corriente fría	14
2.4	Diagrama de flujo del algoritmo de síntesis recursivo	20
2.5	Procedimiento de selección de acoplamiento para un nodo simple	21
3.1	Intercambiador de coraza y tubos (un paso por los tubos y un paso por la coraza)	23
3.2	Esquema de las definiciones de las longitudes de tubo (Taborek, 1983)	25
3.3	Modelo de flujo ideal de la corriente principal de la coraza (Saunders, 1988)	28
3.4	Corrientes de fuga y desviación del fluido de la coraza (Taborek, 1983)	29
4.1	Red del diseño inicial (nodo origen) del Caso de Estudio 1	44
4.2	Red para el problema del lado izquierdo (nodo 1-1) del Caso de Estudio 1	45
4.3	Red para el problema del lado derecho (nodo 1-2) del Caso de Estudio 1	46
4.4	Red final para el Caso de Estudio 1	47
4.5	Red inicial (nodo origen) del Caso de Estudio 2	51
4.6	Red arriba del pliegue (nodo 1-1) para el Caso de Estudio 2	53
4.7	Red abajo del pliegue (nodo 1-2) para el Caso de Estudio 2	53
4.8	Red final para el Caso de Estudio 2	54
4.9	Red inicial para la Planta de Aromáticos (nodo origen)	59
4.10	Red arriba del pliegue (nodo 1-1) de la Planta de Aromáticos	61
4.11	Red abajo del pliegue (nodo 1-2) de la Planta de Aromáticos	61
4.12	Red preliminar para la Planta de Aromáticos	62
4.13	Red infactible para la Planta de Aromáticos	63
4.14	Red final para la Planta de Aromáticos	64
4.15	Red final para el Caso de Estudio 4	68
4.16	Red arriba del pliegue para el Tren de Precalentamiento (nodo 1-1)	71

4.17	Red abajo del pliegue para el Tren de Pre calentamiento (nodo 1-2)	72
4.18	Red final para el Tren de Pre calentamiento	73

NOMENCLATURA

a, a_1 a a_5	Coeficientes para estimar el factor Bell de transferencia de calor para el fluido de la coraza, adimensionales
a_{ij}	Matriz de costos
A_o	Área de transferencia de calor (m^2)
B_C	% de corte de baffle, adimensional
c_1 a c_9	Parámetros de las funciones de costo de los equipos
c	Coeficiente de la relación del factor de fricción del fluido del tubo, adimensional
C_1	Constante de la correlación del número de tubos
C_{EXC}	Costo de capital del intercambiador de calor (\$)
C_{OP}	Costo de operación del intercambiador de calor (\$/año)
C_p	Capacidad calorífica de los fluidos (J/kg °C)
C_{pow}	Costo por unidad de potencia (\$/J)
C_S	Costo de la potencia de bombeo del fluido del lado de la coraza (\$/kW-h)
C_{SP}	Costo de capital del equipo de bombeo del fluido del lado de la coraza (\$)
C_T	Costo de la potencia de bombeo del fluido del lado del tubo (\$/kW-h)
C_{TC}	Coeficiente de la relación del factor de Bell de transferencia de calor del fluido de la coraza dada por la ecuación 3.34, adimensional
C_{TP}	Costo de capital del equipo de bombeo del fluido del lado del tubo (\$)
d	Parámetro que determina el factor dominante en costo, adimensional
D_{ctl}	Diámetro del límite externo del haz de tubos (mm)
D_{otl}	Diámetro del haz de tubos (mm)
D_S	Diámetro de la coraza (mm)
D_t	Diámetro externo de los tubos (mm)
D_{ti}	Diámetro interno de los tubos (mm)
f_{si}	Factor de fricción para un haz de tubos ideal, adimensional
fu	Factor de utilización
F_T	Factor de corrección de la DT_{ML} de cambiadores de múltiples pasos, adimensional
h_S	Coeficiente de transferencia de calor limpio del fluido de la coraza ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
h_T	Coeficiente de transferencia de calor limpio del fluido del tubo ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

H_Y	Tiempo de operación anual de la planta (h/año)
i	Tasa de interés fraccional
j_{si}	Factor de transferencia de calor de Bell, adimensional
J_S	Factor de corrección de espaciados desiguales de baffles para la transferencia de calor, adimensional
k	Conductividad térmica de los fluidos (W/m °C)
k_w	Conductividad térmica del material de los tubos (W/m °C)
K_I	Coeficiente de la relación de caída de presión del fluido de la coraza dada por la ecuación 3.3
K_2	Coeficiente de la relación de caída de presión del fluido de la coraza dada por la ecuación 3.3
K_{CP}	Coeficiente de la relación de caída de presión definida por la ecuación 3.6
K_{ext}	Coeficiente de resistencia para las caídas de presión en los extremos de tubo, adimensional
K_F	Factor de cargos fijos anuales (1/año)
K_{PS}	Coeficiente de la relación de caída de presión del fluido de la coraza dada por la ecuación 3.2 (<i>método Kern</i>)
K_{PT}	Coeficiente de la relación de caída de presión del fluido del tubo dada por la ecuación 3.1
K_S	Parámetro de la relación de caída de presión del fluido de la coraza, ecuación 3.25
K_{S1}	Coeficiente del fluido de la coraza definido por la ecuación 3.39
K_{S2}	Coeficiente del fluido de la coraza definido por las ecuaciones 3.40
K_{S3}	Coeficiente del fluido de la coraza definido por la ecuación 3.37
K_{S4}	Coeficiente del fluido de la coraza definido por la ecuación 3.33
K_{S5}	Coeficiente del fluido de la coraza definido por la ecuación 3.29 y 3.30
K_T	Parámetro de la relación de caída de presión del fluido del tubo, ecuación 3.15
K_{TC}	Coeficiente de la relación general de caída de presión definida por la ecuación 3.5
K_{T1}	Coeficiente del fluido del tubo definido por la ecuación 3.22
K_{T2}	Coeficiente del fluido del tubo definido por las ecuaciones 3.23 y 3.24
K_{T3}	Coeficiente del fluido del tubo definido por la ecuación 3.20
K_{T4}	Coeficiente del fluido del tubo definido por la ecuación 3.19

L_{bb}	Espacio libre entre el diámetro interno de la coraza y el haz de tubos (mm)
L_{bc}	Espaciado de los baffles centrales (mm)
L_{bi}	Espaciado de baffle del extremo de entrada (mm)
L_{bo}	Espaciado de baffle del extremo de salida (mm)
L_{pp}	Parámetro del arreglo de tubos (mm)
L_{ta}	Longitud efectiva de tubo (mm)
L_{ti}	Longitud igual a la suma de todos los espaciados de baffle (mm)
L_{to}	Longitud nominal de tubo (mm)
L_{tpe}	Parámetro del arreglo de tubos (Tabla 3.2) (mm)
L_{ts}	Espesor de los espejos de tubos (mm)
L_{tt}	Longitud total de tubo por paso (mm)
m	Exponente de la relación de caída de presión del fluido de la coraza, ecuación 3.25
n	Exponente de la relación de caída de presión del fluido del tubo, ecuación 3.15
na	Vida útil del equipo (años)
N	Número de corazas en serie para diseños de pasos múltiples por los tubos
N_b	Número de baffles
N_{tcc}	Número de hileras de tubos cruzadas por el fluido en una sección transversal
N_{tcw}	Número de hileras de tubos en una ventana
N_{tt}	Número de tubos
Q	Carga térmica del intercambiador de calor (W)
Q_S	Flujo volumétrico del fluido del lado de la coraza (m^3/s)
Q_T	Flujo volumétrico del fluido del lado del tubo (m^3/s)
r	Exponente del número de Reynolds en la relación del factor de fricción del fluido del tubo, adimensional
r'	Exponente de la velocidad en la relación general de caída de presión del fluido del tubo, adimensional
R_{ds}	Factor de ensuciamiento del fluido del lado de la coraza ($m^2 \cdot ^\circ C/W$)
R_{dt}	Factor de ensuciamiento del fluido del lado del tubo ($m^2 \cdot ^\circ C/W$)
R_{dw}	Resistencia combinada a la transferencia de calor (ecuación 3.43) ($m^2 \cdot ^\circ C/W$)
Re_t	Número de Reynolds del fluido del tubo
Re_s	Número de Reynolds del fluido de la coraza

R_l	Factor de corrección de las corrientes de fugas para las caídas de presión, adimensional
R_S	Factor de corrección de espaciados desiguales de baffles para la caída de presión, adimensional
R_{TC}	Exponente del número de Reynolds en la relación del factor Bell de transferencia de calor del fluido de la coraza (ecuación 3.35), adimensional
S_{ij}	Factor de escalamiento o ponderación, adimensional
S_m	Área mínima de flujo en una sección de flujo transversal (mm^2)
S_w	Área mínima de flujo en una ventana (mm^2)
TAC	Costo total anual del sistema de transferencia de calor ($\$/\text{año}$)
U	Coefficiente global de transferencia de calor, ($\text{W}/\text{m}^2\text{-}^\circ\text{C}$)
n_s	Velocidad promedio del fluido de la coraza (m/s)
n_s^*	Velocidad base del fluido de la coraza (m/s)
n_t	Velocidad lineal media del fluido del tubo (m/s)
n_t^*	Velocidad base del fluido del tubo (m/s)
x_{ij}	Variable binaria para la existencia de los intercambiadores

Letras Griegas

η	Eficiencia de los dispositivos de bombeo
η_S	Eficiencia de los dispositivos de bombeo del lado de la coraza
η_T	Eficiencia de los dispositivos de bombeo del lado del tubo
DP_S	Caída de presión del lado de la coraza (N/m^2)
DP_T	Caída de presión del lado del tubo (N/m^2)
DT_{ML}	Diferencia media logarítmica de temperaturas ($^\circ\text{C}$)
f_s	Factor de corrección de viscosidad por efectos de gradientes de temperatura
ρ	Densidad de los fluidos (kg/m^3)
μ	Viscosidad de los fluidos ($\text{kg}/\text{s-m}$)
y_n	Factor de corrección de la ecuación 3.32, adimensional

AGRADECIMIENTOS

Debo agradecer en primer lugar a mis asesores en este trabajo: el Dr. Medardo Serna González y el M. C. José María Ponce Ortega, por su acertada guía durante el desarrollo del presente y por las invaluable enseñanzas que me han dejado. No habría podido realizar este trabajo sin ellos.

Muchas gracias a los Drs. Agustín Jaime Castro Montoya, Luís Ignacio Salcedo Estrada y Rafael Maya Yescas, por el tiempo que dedicaron a la revisión de este trabajo, así como por sus importantes observaciones y recomendaciones sobre el mismo.

A todos los Ingenieros, Maestros y Doctores que forman parte de la planta académica de la Facultad de Ingeniería Química y su Departamento de Estudios de Posgrado en la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, mi más sincero agradecimiento por haber han colaborado conmigo en muy diversas formas durante mis años de estudio.

Deseo expresar mi sincero aprecio a todos mis amigos, quienes hicieron que aquellos momentos difíciles o cansados se convirtieran en momentos de alegría y diversión. Les agradezco por todo lo que me otorgaron: el apoyo, la fortaleza, el estímulo, la paciencia, la generosidad, el chacoteo y todo lo compartido en los años que nos hemos aguantado unos a otros.

Agradezco a todas aquellas personas que forman parte de la Facultad de Ingeniería Química y su Departamento de Estudios de Posgrado en sus diversas áreas, por la colaboración que han hecho para la realización de este trabajo.

Estaré por siempre agradecido con la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo por haberme otorgado el conocimiento y el saber necesario para la práctica con calidad de mi profesión, por entregarme las herramientas necesarias para la comprensión, el trabajo y la superación.

Es imposible para mí agradecer a todos de la manera adecuada en tan sólo unas cuantas líneas, necesitaría cientos de tesis para poder hacerlo.

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presenta una semblanza de lo qué es el problema de síntesis de redes de intercambio de calor (RIC); además, se describen las ventajas y desventajas de los métodos y procedimientos tradicionales para llevar a cabo esta síntesis, así como las implicaciones del diseño detallado al realizar esta tarea. También, se detalla el objetivo de este trabajo y se hace una descripción del contenido de cada capítulo.

1.1 SÍNTESIS DE REDES DE INTERCAMBIO DE CALOR

El ahorro de energía en las industria química y petroquímica es importante desde el punto de vista económico, puesto que reduce sus demandas de consumo de servicios de calentamiento y enfriamiento y, por consiguiente, su facturación energética. Por otro lado, la disminución de las emisiones contaminantes provenientes de combustibles también está directamente relacionada con el ahorro de energía en las plantas de proceso, lo que a su vez produce la disminución de los riesgos ambientales que pueden ser generados por la operación de las mismas. Por lo tanto, el ahorro de energía es considerado una prioridad en la etapa de diseño de nuevas plantas de proceso o en el reajuste de las ya existentes.

La síntesis de procesos ha generado un interés considerable durante las últimas tres décadas. Uno de los aspectos más estudiados en la síntesis de proceso es, sin duda, el problema de síntesis de redes de intercambio de calor (RIC), que a la fecha presenta de manera bien establecida todos los principios básicos para su comprensión a detalle. Desde el punto de vista de la conservación y la recuperación de energía, el estudio de síntesis de RIC es un problema de una importancia práctica considerable. Al haber permitido una reducción de 30-50% en energía en muchas industrias de proceso, es evidente que la solución de este problema de síntesis sigue siendo considerada muy importante en este sector. El problema básico de síntesis de redes de intercambio de calor se puede describir de la manera siguiente:

- (i) Teniendo un conjunto H de corrientes de proceso calientes para ser enfriadas desde una temperatura de entrada hasta una temperatura de salida,
- (ii) teniendo un conjunto C de corrientes frías para ser calentadas desde una temperatura de entrada hasta una temperatura de salida,

(iii) conociendo las capacidades caloríficas y flujos máxicos de las corrientes de proceso calientes y frías,

(iv) teniendo los servicios disponibles y las temperaturas o intervalos de temperaturas y los costos de esos servicios, y

(v) los datos de costo de los intercambiadores de calor,
desarrollar la red de intercambiadores de calor con el costo total mínimo.

La síntesis de redes de intercambio de calor es un campo importante dentro de la ingeniería de sistemas de proceso y ha sido objeto de una importante cantidad de investigación los últimos 40 años (Furman y Sahinidis, 2002). Esta importancia puede atribuirse a su rol en la reducción de los costos de energía de un proceso. El problema de diseño de redes de intercambio de calor fue introducido en la literatura por Broeck en 1944. El primer trabajo en hojas de cálculo para síntesis de RIC fue presentado por Hwa (1965). El problema de síntesis de RIC fue formulado rigurosamente por vez primera por Masso y Rudd (1969) y desde entonces una gran cantidad de investigadores han propuesto una variedad de algoritmos de diseño diferentes para la síntesis de RIC. La mayoría de estos algoritmos presentan el problema de síntesis basado en un conjunto de simplificaciones y consideraciones usuales (flujos concurrentes con un paso por la coraza, un solo valor de diferencia mínima de temperatura, una sola correlación de costo y caídas de presión despreciables en la red, entre otras); sin embargo, aún con estas simplificaciones, el problema es demasiado complicado para ser resuelto directamente, por lo que se debe recurrir a su descomposición para ser resuelto por etapas. De cualquier manera, el número de corazas es una importante variable en la síntesis de la red; además muchas redes en la práctica pueden presentar división de corrientes para alcanzar un consumo de energía específico. Si se estudian un poco los problemas en la literatura se hallará la existencia de una variedad de técnicas para evaluar los costos anuales usando modelos básicos.

Numerosos métodos de diseño han sido propuestos en las décadas pasadas para la síntesis de redes de intercambio de calor. Estos métodos de diseño pueden ser clasificados de manera amplia en dos categorías:

1. Métodos sistemáticos evolucionarios (con heurísticas).
2. Métodos de programación matemática.

Los métodos sistemáticos evolucionarios desarrollan una red inicial, la cual es modificada hasta conseguir una red óptima práctica. Durante casi toda la década de los ochenta, los métodos

sistemáticos evolucionarios fueron aceptados como los mejores, debido a que son simples de comprender e implementar. Los métodos de diseño basados en técnicas de programación matemática requerían una gran cantidad de tiempo de cómputo, el que se ha ido reduciendo con el impresionante desarrollo de nuevas tecnologías de cómputo. No obstante, estas técnicas siguen siendo normalmente muy complejas, por lo que requieren un considerable conocimiento matemático.

1.2 MÉTODOS SISTEMÁTICOS EVOLUCIONARIOS DE SÍNTESIS DE REDES DE INTERCAMBIO DE CALOR

Dos métodos de diseño, dentro de los sistemáticos evolucionarios, han sido los más populares entre los ingenieros: el método de diseño *pinch* de Linnhoff y Hindmarsh (1983) y el método de aproximación dual de temperatura (Challand y col., 1981; Colbert, 1982).

El método de diseño basado en la tecnología *pinch* (tecnología de punto de pliegue) está basado en un análisis termodinámico del problema y la determinación de la región más restringida, conocida como el punto de pliegue, que divide la red en dos subproblemas independientes. Cada subproblema puede entonces ser diseñado de manera independiente, comenzando en el pliegue y avanzando hacia los límites caliente o frío. Los acoplamientos entre corrientes son localizados mediante un grupo de reglas heurísticas presentadas por Linnhoff y Hindmarsh (1983). Los dos diseños son entonces combinados para producir una red preliminar que tendrá los requerimientos de servicios mínimos. Después este diseño preliminar es simplificado reduciendo el número de unidades, usualmente a costa del incremento en el consumo de energía. El producto final de la evolución depende del diseño de máxima recuperación de energía seleccionado.

La tecnología del punto de pliegue es una herramienta de diseño ampliamente utilizada por los ingenieros de proceso interesados en llevar a cabo estudios de integración térmica de procesos. Para predecir el desempeño óptimo de los sistemas de recuperación de energía, esta aproximación tradicionalmente consideraba sólo el binomio costos de capital de los equipos de transferencia de calor-costos de servicios, sin tomar en cuenta la hidráulica del proceso y, por tanto, las caídas de presión permisibles de las corrientes que comúnmente se especifican como variables independientes del problema de diseño de redes de intercambio de calor. Esta deficiencia ha sido corregida recientemente por varios investigadores (Polley y col., 1991; Serna,

1999), mediante la combinación apropiada del algoritmo de área mínima basado en las curvas compuestas del sistema y de expresiones algebraicas que relacionan el área de los equipos de transferencia de calor con las caídas de presión y los coeficientes de las corrientes de proceso. Esta estrategia de cálculo ha permitido determinar la interrelación que guardan los costos de capital de los equipos de transferencia de calor y los costos de los servicios, así como los costos de capital y operación de los dispositivos de bombeo requeridos para vencer las caídas de presión que experimentan las corrientes de proceso. Esta es la razón por la cual produce resultados más acordes con el comportamiento termo-hidráulico observado en los sistemas industriales de recuperación de energía. Sin embargo, esta aproximación basada en la tecnología del punto de pliegue tiene al menos dos deficiencias que limitan su rango de aplicación. Primero, estrictamente es sólo correcta para conjuntos de corrientes frías y calientes que tienen coeficientes de película de transferencia de calor idénticos, en virtud de que se basa en el modelo de transferencia de calor vertical entre las curvas compuestas balanceadas del sistema. Esta puede ser una limitación seria en procesos que involucran corrientes de proceso líquidas y gaseosas, que pueden presentar diferencias notables en los coeficientes de película de transferencia de calor. Segundo, no permite la definición de restricciones de acoplamiento térmico entre corrientes, que pueden establecerse en términos de la prohibición total de intercambio de calor entre pares específicos de corrientes o del cumplimiento de valores dados para el área o la carga térmica entre dos corrientes particulares.

El método de aproximación dual de temperaturas, como sugiere su nombre, usa dos diferencias de temperatura, denominadas: diferencia de temperatura de recuperación de calor y diferencia mínima de temperatura de intercambio. La primera es idéntica a la diferencia mínima de temperatura empleada por el método de diseño de punto de pliegue, en el sentido de que es utilizada para determina los requerimientos mínimos de servicios y, por tanto, establece el límite en la cantidad de calor del proceso que puede ser recuperado por el sistema. La diferencia mínima de temperatura de intercambio establece el límite inferior en la diferencia de temperatura que debe de existir entre las corrientes caliente y fría de cada intercambiador en la red para obtener dimensiones razonables. En este método las dos diferencias de temperatura son seleccionadas antes de comenzar el diseño. La síntesis de la red de intercambio de calor por este método es similar al método de intervalos propuesto por Linnhoff y Flower (1978). La diferencia mínima de temperaturas de intercambio es usada para definir dichos intervalos. Esta división crea

un gran número de subredes las cuales son diseñadas de manera independiente. El diseño inicial es mejorado usando las reglas de desarrollo evolucionario de Linnhoff y Flower o el procedimiento de ruptura formal de lazos de Su (1979) ó Su y Motard (1984). Este método requiere de una solución computacional aún para problemas de tamaño moderado. Una ventaja que ofrece el uso del método de aproximación dual de temperatura es la reducción en el número de corazas y unidades.

1.3 MÉTODOS DE PROGRAMACIÓN MATEMÁTICA PARA LA SÍNTESIS DE REDES DE INTERCAMBIO DE CALOR

Las formulaciones de programación matemática (Papoulias y Grossmann, 1983; Floudas y col., 1986) para síntesis de RIC usan estrategias simultáneas y han recibido bastante atención por parte de los investigadores durante las últimas dos décadas; sin embargo, su uso se ha restringido esencialmente a la academia debido a que los modelos de programación matemática son relativamente complejos (para formularse e implementarse) y sus soluciones no proporcionan suficiente comprensión física. El método de diseño *pinch* ha sido el más usado en la industria por su aparente simplicidad. Mientras la tecnología de punto de pliegue reúne los estándares industriales, la programación matemática ofrece ventajas en ciertos casos. Aparte de ser rigurosa (aproximación algorítmica en vez de heurística), puede manejar fácilmente restricciones como acoplamientos prohibidos o preferidos entre corrientes. La presencia de acoplamientos entre corrientes es manipulada con variables binarias y los acoplamientos son seleccionados usando un algoritmo matemático. Normalmente se divide el sistema en subsistemas o etapas para establecer el modelo de optimización, y se aplica una forma predeterminada de acoplamiento a cada subsistema. Existen algunas limitaciones con la programación matemática: debido a la naturaleza del problema de síntesis de redes de intercambio de calor, los modelos de programación matemática regularmente son problemas de Programación Mixta Entera No Lineal (MINLP) y, consecuentemente, se presentan dificultades para encontrar la solución óptima global, especialmente para problemas que exceden las 10 corrientes (Athier y col., 1997). También las no convexidades en la función objetivo y en las restricciones pueden conducir a óptimos locales. Además, requiere tiempos de cómputo y almacenamiento de datos mayores para resolver problemas típicos de la industria con gran número de corrientes.

1.4 DISEÑO DETALLADO EN LA SÍNTESIS DE REDES DE INTERCAMBIO DE CALOR

En la mayoría de los trabajos de síntesis de redes de intercambio de calor basados en métodos heurísticos se requiere la especificación de coeficientes de transferencia de calor para las corrientes involucradas y, de este modo, poder calcular la relación entre costos de capital y costos de energía. No existen métodos satisfactorios para la selección de valores correctos de dichos coeficientes previos al diseño de la red. Los coeficientes son seleccionados con base en la experiencia del diseñador, a partir de tablas de valores aproximados, o mediante correlaciones de transferencia de calor con velocidades estándar. Sin embargo, ninguno de esos métodos toma en cuenta las interacciones físicas entre las corrientes y sus efectos sobre el diseño y costo de la red. El uso de coeficientes de transferencia de calor constante para el diseño de RIC también presenta problemas cuando se considera el diseño detallado de los intercambiadores. Una mala selección de los valores supuestos de los coeficientes de transferencia de calor en el diseño de la red puede conducir a una mala estimación de los costos de capital. Además, si se tiene presente que el diseño de intercambiadores de calor se basa en las caídas de presión permisibles de las corrientes en vez de coeficientes de transferencia de calor constantes, es obvio que la anterior aproximación de diseño de RIC no coincide con la práctica industrial.

Numerosos procedimientos usan herramientas de programación matemática para resolver el problema de síntesis de redes de intercambio de calor. La mayoría considera coeficientes de transferencia de calor constantes, sin considerar la geometría de las unidades de intercambio de calor, lo cual puede producir resultados no óptimos debido a que los diseños así obtenidos normalmente estarán alejados de las condiciones reales de operación, dado que los coeficientes de transferencia son fuertemente influenciados por la geometría del intercambiador. El nivel de detalle usado en el diseño de los intercambiadores de calor puede dar diferentes resultados en los problemas de síntesis de redes de intercambio de calor, por lo que cuando se desarrollan métodos de síntesis de RIC se debe tomar en cuenta el diseño detallado de los intercambiadores.

1.5 OBJETIVO

El objetivo principal de este trabajo es lograr el diseño riguroso de redes de intercambio de calor óptimas; es decir, redes que satisfagan los requerimientos energéticos del proceso con un costo anual mínimo y en las que se incluya el diseño riguroso de los equipos de transferencia de

calor que las conforman Para lograr este objetivo, en este trabajo se presenta un método híbrido recursivo, basado en el propuesto por Ren y col., (2001), pero en el que se incorpora el cálculo de los requerimientos óptimos de potencia de las corrientes en el proceso de síntesis de la red, con el propósito de lograr el balance correcto entre el consumo de energía, el costo de capital y el consumo de potencia.

1.6 DESCRIPCIÓN DE ESTE TRABAJO

El método híbrido resulta de la combinación del análisis de pliegue con un modelo de programación entera, junto con un algoritmo de optimización rigurosa de intercambiadores de calor de coraza y tubos basado en el método Bell-Delaware (Serna y Jiménez, 2005). De este modo se simplifica de manera notable el problema de diseño detallado de redes de intercambio de calor y la complejidad del problema, con lo que se reduce significativamente el esfuerzo de cómputo y, por lo tanto, permite abordar problemas que por su tamaño serían difíciles de resolver usando solamente una de las dos técnicas de síntesis. Conviene destacar que en esta aproximación las caídas de presión son variables independientes a optimizar. Por lo tanto, se espera que los resultados obtenidos al aplicar dicho método recursivo serán más realistas que los reportados previamente en la literatura, ya que consideran los efectos de los costos de capital y de operación de los dispositivos de bombeo en el Costo Total Anual (TAC) de la red de intercambio de calor. El procedimiento de optimización también toma en cuenta la naturaleza de las corrientes que intercambian calor, el lado de flujo de las mismas, las características geométricas de los intercambiadores, el material de construcción y material de diseño y, por consiguiente, diferentes funciones de costos.

En el Capítulo 2 se hace una descripción del método recursivo que se implementa en este trabajo. Este método híbrido muestra características tanto de métodos heurísticos tradicionales como de técnicas de programación matemática, buscando aprovechar las bondades de ambos mientras se dejan de lado las simplificaciones y consideraciones propias de cada uno, con lo que se pueden abordar problemas con corrientes de propiedades físicas distintas o problemas muy grandes y conseguir resultados óptimos y no sólo soluciones factibles.

Para lograr los diseños óptimos de los intercambiadores de calor necesarios durante el desarrollo de las redes de intercambio de calor se usa el algoritmo de optimización reportado por Serna y Jiménez (2005), basado en formulaciones compactas que han demostrado ser robustas y

eficientes, donde se relacionan las caídas de presión de las corrientes con los coeficientes de transferencia de calor. De esta manera los resultados serán más apegados a la realidad al incluir los costos de inversión y funcionamiento de los equipos de bombeo en la función objetivo, logrando definir detalles geométricos y de diseño a partir de valores óptimos de las caídas de presión. Estas formulaciones compactas así como el algoritmo de diseño óptimo se detallan en el Capítulo 3.

En el Capítulo 4 se presentan cinco casos de estudio donde se demuestra la eficiencia del método recursivo de síntesis de RIC donde se incluyen los diseños rigurosos de los equipos de transferencia de calor. Dos de estos casos de estudio se toman del trabajo de Mizutani y col., (2003); también se resuelven el problema de la Planta de Aromáticos, quizá el mejor problema de talla industrial, y dos casos donde se trata con redes de enfriamiento. En todos los casos los resultados finales mejoran los reportados previamente en la literatura especializada.

Finalmente, en el Capítulo 5 se presentan las conclusiones principales de este trabajo, las contribuciones que hace al área de síntesis de redes de intercambio de calor y una descripción de lo que se debe considerar en un trabajo futuro sobre este mismo tema.

CAPÍTULO 2. MÉTODO RECURSIVO PARA LA SÍNTESIS DE REDES DE INTERCAMBIO DE CALOR

Este capítulo describe de manera clara la lógica del algoritmo de diseño para el método recursivo de síntesis de redes de intercambio de calor. Al final del capítulo se muestra el procedimiento para aplicar este método en forma de diagramas de bloques.

2.1 INTRODUCCIÓN

La descomposición del sistema y la selección de acoplamientos son elementos centrales en la síntesis de redes de intercambio de calor. De acuerdo a los métodos usados para seleccionar los acoplamientos de corrientes, los métodos de síntesis son clasificados de manera amplia en dos categorías: métodos heurísticos y métodos de programación matemática. Los métodos de programación matemática plantean la síntesis de RIC como un problema de optimización. La presencia de acoplamientos es manejada con variables binarias, y los acoplamientos son seleccionados mediante un algoritmo matemático. El problema es generalmente dividido en subsistemas o etapas para establecer el modelo de optimización, y es aplicado un diseño predefinido de acoplamientos a cada subsistema. Estos métodos se ven limitados por las características de los modelos y las soluciones disponibles, presentándose dificultades para lograr la convergencia, sobre todo cuando se trata de un proceso con más de 10 corrientes (Athier y col., 1997). En los métodos heurísticos, el diseño final es conseguido mediante optimización y evolución, un proceso que generalmente es fácil de realizar. El sistema se diseña usando el método del punto de pliegue, donde los acoplamientos se seleccionan aplicando reglas heurísticas. Este proceso no garantiza la obtención de la mejor solución; el diseño resultante depende en gran medida de la experiencia del diseñador. Además la tecnología de punto de pliegue presenta dificultades para lograr diseños óptimos cuando se manejan corrientes que exhiben diferentes coeficientes de transferencia de calor de película o en problemas de gran escala; esta deficiencia puede ser cubierta con la aplicación del concepto de pliegue diverso.

Ren y col., (2001) proponen un novedoso método de síntesis de redes de intercambio de calor en el que se combinan ambas metodologías de diseño. Sus principales características radican en una estrategia de descomposición de árbol binario, una superestructura simplificada y un modelo de programación entera (IP) para la selección de acoplamientos entre corrientes. La

estrategia empleada en este trabajo es una extensión del método propuesto por Ren y col., (2001); permite abordar y resolver aquellos casos en que los métodos heurísticos y de programación matemática presentan dificultades, combina las ventajas de cada uno de ellos, pero sin caer en alguno de los problemas característicos de cada una de las dos aproximaciones típicas de síntesis. El método recursivo de síntesis descompone el problema en subsistemas, que se clasifican de manera independiente ya sea como problemas de costo de capital dominante, o bien como de costo de servicios dominante; además, usa una superestructura simplificada para el diseño inicial. La principal modificación hecha al método de Ren y col., (2001) se encuentra en el modelo de acoplamiento simple, que al incluir un diseño detallado de los equipos de transferencia de calor entre corrientes de proceso y entre corrientes y servicios externos (de calentamiento o enfriamiento) toma en consideración los costos de los dispositivos de bombeo; de este modo los resultados serán más apegados a la realidad.

2.2 ESTRATEGIA DE DESCOMPOSICIÓN

El costo total anual de una red de intercambio de calor se compone de tres partes, denominadas costo de los servicios, costo anualizado de capital y costo de operación. Tradicionalmente la descomposición del sistema estaba basada principalmente en los datos físicos del problema, por lo que las leyes de costo no tenían un impacto muy fuerte en la descomposición.

Para problemas en los que el principal componente del costo total anual es el costo de capital, la reducción en la inversión de capital hará que el costo global disminuya. Este caso se puede presentar cuando los servicios externos son relativamente baratos o si la cantidad requerida de servicios es muy pequeña. Para reducir el capital de inversión las acciones a seguir son usar menor número de unidades de intercambio de calor o mejorar las fuerzas impulsoras para el intercambio (aumentar la diferencia de temperaturas entre las corrientes que intervienen en el proceso de intercambio de calor). Debe considerarse que al dividir un sistema en subproblemas normalmente el número de corrientes calientes y frías se incrementa, produciéndose un diseño con un gran número de unidades; así que reduciendo al mínimo la descomposición para estos sistemas se reducirá el número de unidades. Con la reducción en el costo de capital, normalmente se produce un incremento en el consumo de energía (y de este modo el costo); sin embargo, el costo total anual se verá reducido. De este modo se concluye que los sistemas donde el costo de

capital es el factor dominante, son manejados mejor si se tratan como un sólo problema y se evitan descomposiciones. Un caso inverso se presenta en problemas donde el componente principal del costo total anual es el costo de los servicios. El ahorro de energía se vuelve importante, y la descomposición podría reducir la necesidad de los servicios. La descomposición se realiza en el pliegue, y se siguen las reglas para generar un diseño de máxima recuperación de energía; por ejemplo, los acoplamientos que cruzan el punto de pliegue son normalmente prohibidos o evitados.

La contribución de los costos de los servicios al costo total anual se define en forma fraccional como :

$$d = \frac{\text{costo de servicios}}{\text{costo total anual}} \quad (2.1)$$

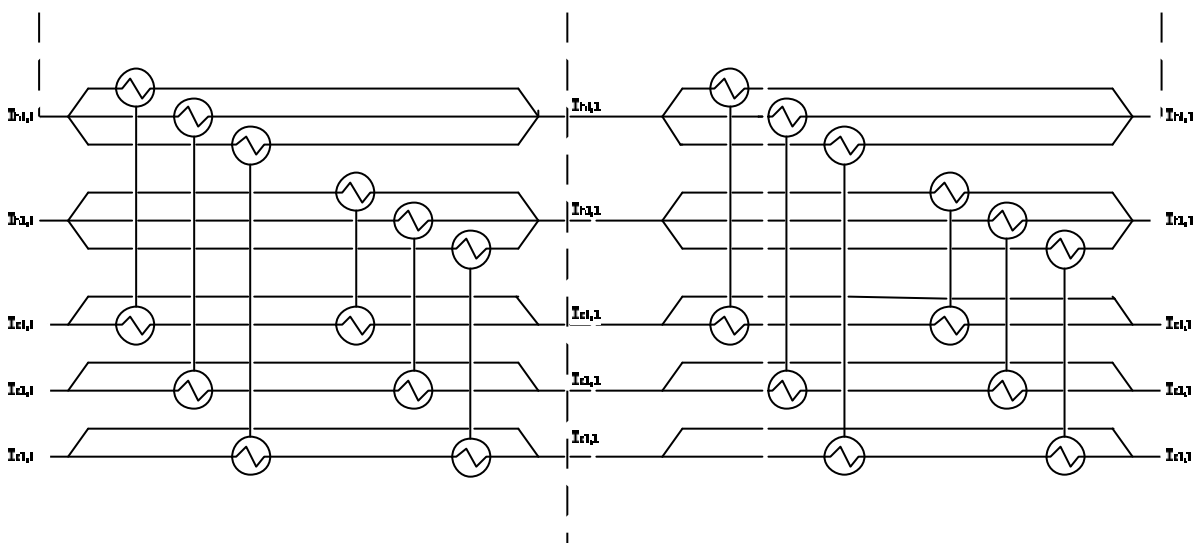
Para una red, el valor de d se puede usar para determinar si el costo de energía o el capital de inversión es el elemento dominante del costo total anual. De acuerdo a la experiencia, Ren y col., (2001) sugieren que un valor fraccional de 0.5 representa un punto de transición. De este modo, si $d = 0.5$ el costo de los servicios es el principal contribuyente al costo total anual; en caso contrario, si $d = 0.5$ entonces el principal contribuyente al costo total anual es el costo de capital.

Una representación simple de la estrategia de descomposición seguida por el procedimiento recursivo propuesta para cualquier problema, es una estructura de árbol con los ramales representando varios subproblemas. Usualmente, el componente que domina en costo no es conocido antes del diseño, es por esto que el nodo origen (el diseño inicial) se considera como un problema dominante en capital. Para tales problemas, la descomposición a nodos secundarios no es necesaria. Un nodo único (raíz) existe en el árbol binario; sin embargo, puede que el diseño del nodo raíz sea dominado por el costo de sus servicios, entonces se requiere la descomposición. El árbol binario se expande en dos ramales o nodos secundarios, y el proceso se repite.

2.3 PATRÓN DE ACOPLAMIENTOS

En la síntesis de redes de intercambio de calor se debe decidir la topología de la red y los parámetros de diseño de las unidades de intercambio de calor. El problema de síntesis es más complicado que un problema general de optimización de parámetros, ya que la combinación de parámetros de diseño y topología de la red producen un incremento en la dimensionalidad del problema. Para obtener un problema general de optimización de parámetros a partir de un

problema típico de síntesis se puede fijar la topología o estructura potencial de la red; lo importante es determinar la topología óptima. En los métodos de programación matemática, para facilitar la búsqueda de topologías potenciales, se introduce el concepto de una superestructura (Yee y Grossmann, 1990), la cual consiste en un número de etapas y permite cualquier acoplamiento potencial dentro de cada una de esas etapas por medio de la división de corrientes. La superestructura provee un patrón típico de acoplamientos para la síntesis de la red de intercambio de calor. La Figura 2.1 ilustra el concepto de una superestructura de dos etapas.

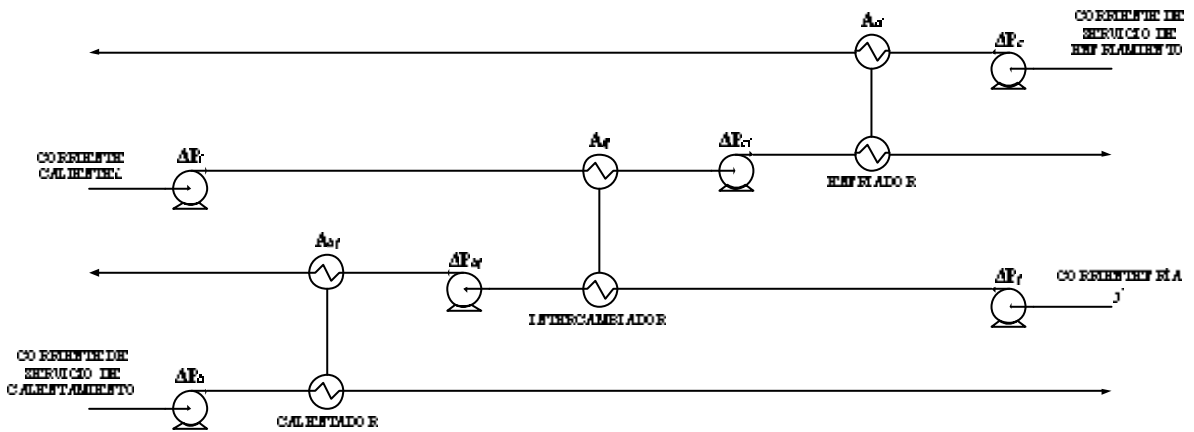
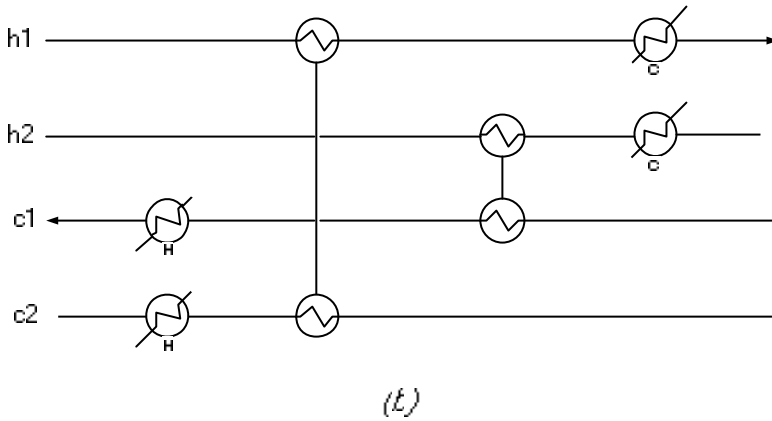
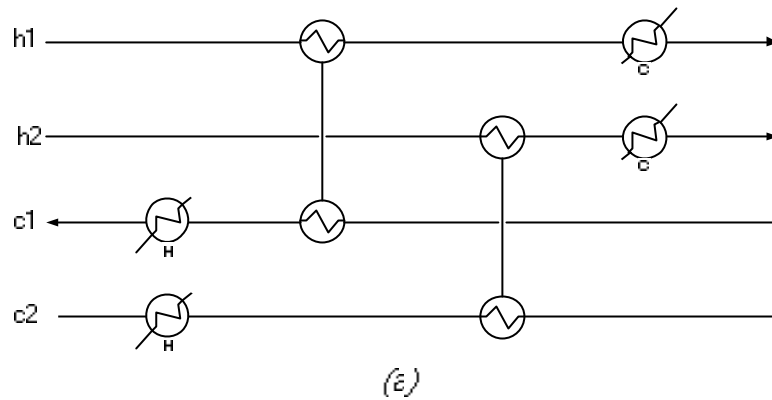


calor entre cada uno de dichos diseños. De acuerdo al trabajo de Yee y Grossmann (1990): “un diseño de costo óptimo usualmente no requiere un gran número de intercambiadores, lo que significa que una corriente particular no intercambia calor con muchas corrientes”; con lo que se concluye que las redes de costo óptimo poseen normalmente estructuras relativamente simples. Para un problema determinado, la estructura más simple posible involucra el acoplamiento de pares de corrientes opuestas de modo que cada una de ellas aparece en un sólo proceso de intercambio dentro de cada etapa o subsistema. Hasta este punto, la división de corrientes y los acoplamientos secuenciales son prohibidos; este patrón de acoplamiento será referido como la superestructura simplificada y se ilustra en la Figura 2.2. Si cada corriente se encuentra restringida a participar en un solo acoplamiento, existen dos posibles configuraciones (Figura 2.2). Al fijar las temperaturas entre etapa y etapa para las corrientes fría y caliente se reduce la complejidad y el número de variables dentro de un subsistema, pero esto podría resultar en una restricción poco realista; para superar este problema las temperaturas intermedias individuales son revisadas por optimización en la última etapa de diseño.

2.4 MODELO DE SELECCIÓN DE ACOPLAMIENTO PARA EL DISEÑO INICIAL

La superestructura simplificada proporciona un diseño inicial y construye la topología básica: como no son permitidas interacciones entre los acoplamientos individuales, cada acoplamiento en el diseño inicial puede ser diseñado y optimizado de manera individual. El costo total anual del diseño inicial es la suma de los costos de los acoplamientos individuales. La falta de interacciones entre acoplamientos individuales hace posible el diseño independiente de cada uno de ellos. En este trabajo se propone el modelo de acoplamiento entre una corriente fría y una corriente caliente que se muestra en la Figura 2.3.

Aunque en la práctica sólo se usa una bomba para cada corriente, el modelo propuesto en la Figura 2.3 establece la existencia de más de una; sin embargo, este modelo de acoplamiento se usa sólo para lograr el diseño final para la red de intercambio de calor mediante la aplicación del método recursivo. En la red final el modelo de acoplamiento contempla el uso de solamente una bomba para cada corriente, la cual satisface las caídas de presión de cada acoplamiento en que participa dicha corriente, de este modo el costo total anual será el óptimo. Como el costo de las bombas es proporcional en cada acoplamiento, el diseño final (la topología de la red) al que conduce el método recursivo será el correcto.



permitir la transferencia de la mayor carga térmica posible, pero cumpliendo con la restricción de la aproximación mínima de temperaturas y teniendo que llegar a condiciones de operación factibles termodinámicamente; con esto se determinará la existencia del calentador, del enfriador o de ambos. Si la temperatura objetivo de la corriente fría es más alta que la de entrada de la corriente caliente se requerirá el uso de un calentador, de igual manera si la temperatura objetivo de la corriente caliente es más baja que la de entrada de la corriente fría será necesario un enfriador. Las temperaturas de salida de las corrientes ya optimizadas son las que se usarán en el diseño óptimo de cada equipo de transferencia de calor, ya sea como las temperaturas de salida del intercambiador de calor o como las de entrada en el calentador y en el enfriador.

Para evaluar económicamente el acoplamiento propuesto se emplea el siguiente modelo de costo. Para un acoplamiento con una corriente caliente i y una corriente fría j , el costo unitario (Costo_{ij}) individual puede ser definido y evaluado con:

$$\text{Costo}_{ij} = \text{Costo HX}_{ij} + \text{Costo H}_{hu} + \text{Costo C}_{cu} \quad (2.2)$$

Donde el término Costo HX_{ij} es el costo del intercambiador de calor, definido más adelante por la ecuación (3.44), que incluye el costo de capital del intercambiador y los costos de capital y operación de los dispositivos de bombeo. Los otros dos términos, Costo H_{hu} y Costo C_{cu} , se refieren a los costos del calentador y el enfriador, respectivamente, definidos de igual manera que para el intercambiador, sólo que además de los costos de capital y de operación se incluyen los costos de las corrientes de servicios externos (de calentamiento y enfriamiento). Los costos de cada uno de los equipos de transferencia de calor se obtienen a partir de los diseños óptimos detallados obtenidos a partir del algoritmo propuesto por Serna y Jiménez (2005), descrito en la sección 3.5.

La parte fundamental del método recursivo se encuentra en el planteamiento de una matriz de acoplamientos donde se almacenan los costos anualizados asociados con cada posible acoplamiento óptimo. El acoplamiento óptimo en costo entre una corriente caliente i y una corriente fría j es almacenado como el elemento a_{ij} de la matriz. En la superestructura simplificada, la matriz de acoplamientos es siempre cuadrada. Cuando el número de corrientes calientes y corrientes frías es diferente, son incluidas varias corrientes de servicios de calentamiento y enfriamiento para balancear la matriz. El valor del indicador de costo para un acoplamiento entre una corriente caliente (o fría) de servicios y una fría (o caliente) es calculado

suponiendo que la corriente entera fue calentada (o enfriada) por una corriente caliente (o fría) de servicio externo.

Usando la superestructura simplificada y el costo óptimo de acoplamientos individuales, un modelo de selección de acoplamientos puede ser formulado para el diseño inicial. Se introduce una variable binaria x_{ij} para definir un acoplamiento potencial entre la corriente caliente i y la corriente fría j . Si el acoplamiento existe, entonces $x_{ij} = 1$; en caso contrario $x_{ij} = 0$. El modelo de selección de acoplamientos para el diseño inicial se reduce a un problema de asignación IP. El problema es un modelo clásico de asignación y es resuelto fácilmente (hasta para problemas muy grandes) sin recurrir a software complejo.

$$\min \sum_{i=1}^l \sum_{j=1}^l a_{ij} x_{ij} \quad (2.3)$$

$$s.t. \sum_{i=1}^l x_{ij} = 1 \quad \forall j = 1, l \quad (2.4)$$

$$s.t. \sum_{j=1}^l x_{ij} = 1 \quad \forall i = 1, l \quad (2.5)$$

$$l = \max(m, n) \quad (2.6)$$

Donde a_{ij} es el elemento de la matriz de acoplamientos y x_{ij} es una variable binaria que denota la presencia del acoplamiento ij .

La solución de este simple problema IP puede obtenerse sin muchas complicaciones. Las dificultades en la solución asociadas con problemas complejos NLP, MINLP o MILP son eliminadas. Como los acoplamientos para el diseño inicial son determinados usando un algoritmo matemático, las dificultades, conflictos e incertidumbres introducidas con la aplicación de reglas heurísticas se pueden reducir significativamente.

2.5 PONDERACIÓN DE ACOPLAMIENTOS PREFERIDOS Y ACOPLAMIENTOS PROHIBIDOS

En los diseños de redes reales se presentan ciertas restricciones impuestas por seguridad, distribución y distancia entre las unidades de intercambio, y algunas otras. Como consecuencia de estas restricciones, ciertos acoplamientos entre corrientes de proceso serán preferidos, o por el contrario, prohibidos. Situaciones de este tipo causan dificultades importantes, principalmente en los métodos evolucionarios de diseño; sin embargo, estas situaciones son manejadas fácilmente

por el método propuesto en este trabajo mediante la ponderación de los costos de los acoplamientos potenciales. En general, esta ventaja es característica de las técnicas de programación matemática. Si se considera un posible acoplamiento entre las corrientes i y j , el índice de costo a_{ij} puede ser redefinido como:

$$a_{ij} = a'_{ij} \times S_{ij} \quad (2.7)$$

Donde: a_{ij} = costo anual ponderado

a'_{ij} = índice de costo sin escalas

S_{ij} = factor de escalamiento (o ponderación)

S_{ij} representa un factor de peso o ponderación sobre el índice de costo; su valor depende de qué tan deseable es el acoplamiento. Si el acoplamiento es normal, entonces $S_{ij} = 1$; si el acoplamiento es preferido $S_{ij} < 1$. Esto incrementará la posibilidad de que el acoplamiento sea seleccionado mediante la disminución en el índice de costo. Si algún acoplamiento térmico entre corrientes no es deseado, entonces $S_{ij} > 1$; de este modo se reduce la posibilidad de que dicho acoplamiento sea seleccionado al incrementar su índice de costo. En el caso de que un acoplamiento sea prohibido, se escoge un valor del factor de escalamiento tal que $S_{ij} = M$ (un valor muy grande); el índice de costo tan grande asegura que no será seleccionado el acoplamiento en el diseño inicial.

2.6 EVOLUCIÓN DEL DISEÑO INICIAL

Aunque el diseño inicial prohíbe la interacción y proporciona una topología básica simple, generalmente existe la posibilidad de reducir el costo de la red al permitir la interacción entre los acoplamientos. Al continuar con el diseño inicial, se puede presentar la situación en que varias corrientes calientes o frías (o partes de ellas) no se involucran en ningún proceso de intercambio; esas corrientes (o fragmentos de corrientes) son calentadas (o enfriadas) con el uso de servicios externos hasta ese punto del diseño. Normalmente se dispone de posibles reducciones en el costo de las secciones remanentes del diseño al tratarlas como nuevos problemas, con lo que la combinación del diseño inicial y el de la parte remanente tendrá un costo total anual menor al encontrado inicialmente.

Otra posible reducción en el costo se obtendría con el acoplamiento secuencial, que es frecuente en las secciones remanentes de los problemas. Lo primero que se debe establecer es una

secuencia de acoplamiento que permita una máxima recuperación de energía; luego esta secuencia puede ser ajustada para reducir el capital de inversión. Es difícil diseñar los acoplamientos secuenciales sin considerar la influencia de las temperaturas origen y objetivo, además de los cambios de entalpía de las corrientes en el diseño. La selección de varios acoplamientos en algunos problemas puede causar un número de corrientes que no están disponibles para el proceso de intercambio debido a que las fuerzas impulsoras no son favorables o incluso no son factibles; sin embargo, esto se evita si los acoplamientos son arreglados en un orden permisible. Los datos de las corrientes, que influyen sobre la secuenciación de los acoplamientos, incluyen las temperaturas de origen y objetivo así como la recuperación potencial de energía (cambio de entalpía) para las corrientes. Normalmente se prefiere acoplar del lado frío (derecho) del sistema una corriente caliente con una temperatura objetivo baja, una temperatura origen baja y un pequeño cambio de entalpía; mientras que para el lado caliente (izquierdo) una corriente fría con temperaturas origen y objetivo elevadas y un cambio pequeño de entalpía se acopla preferentemente. En la mayoría de los problemas de acoplamientos secuenciales en las secciones remanentes, la simple inspección permite conseguir el diseño adecuado. Para problemas donde se manejan muchas corrientes, el escalamiento de índices de costo permite ponderar las temperaturas y los cambios de entalpía durante la selección de los acoplamientos.

Ya se ha mencionado que en el diseño inicial cada corriente se ve restringida a participar en un sólo proceso de intercambio de calor; sin embargo, al seguir la evolución de la sección remanente del sistema, varias corrientes frías (o calientes) pueden acoplarse con más de una corriente caliente (o fría), por lo que este proceso de intercambio se denomina acoplamiento múltiple. Cuando se presenta una situación como la descrita, se puede analizar la división de corrientes para modificar las fuerzas impulsoras y, consecuentemente, reducir el costo total anual. La división de corrientes sólo se considera y aplica si se llega a la reducción notable del costo.

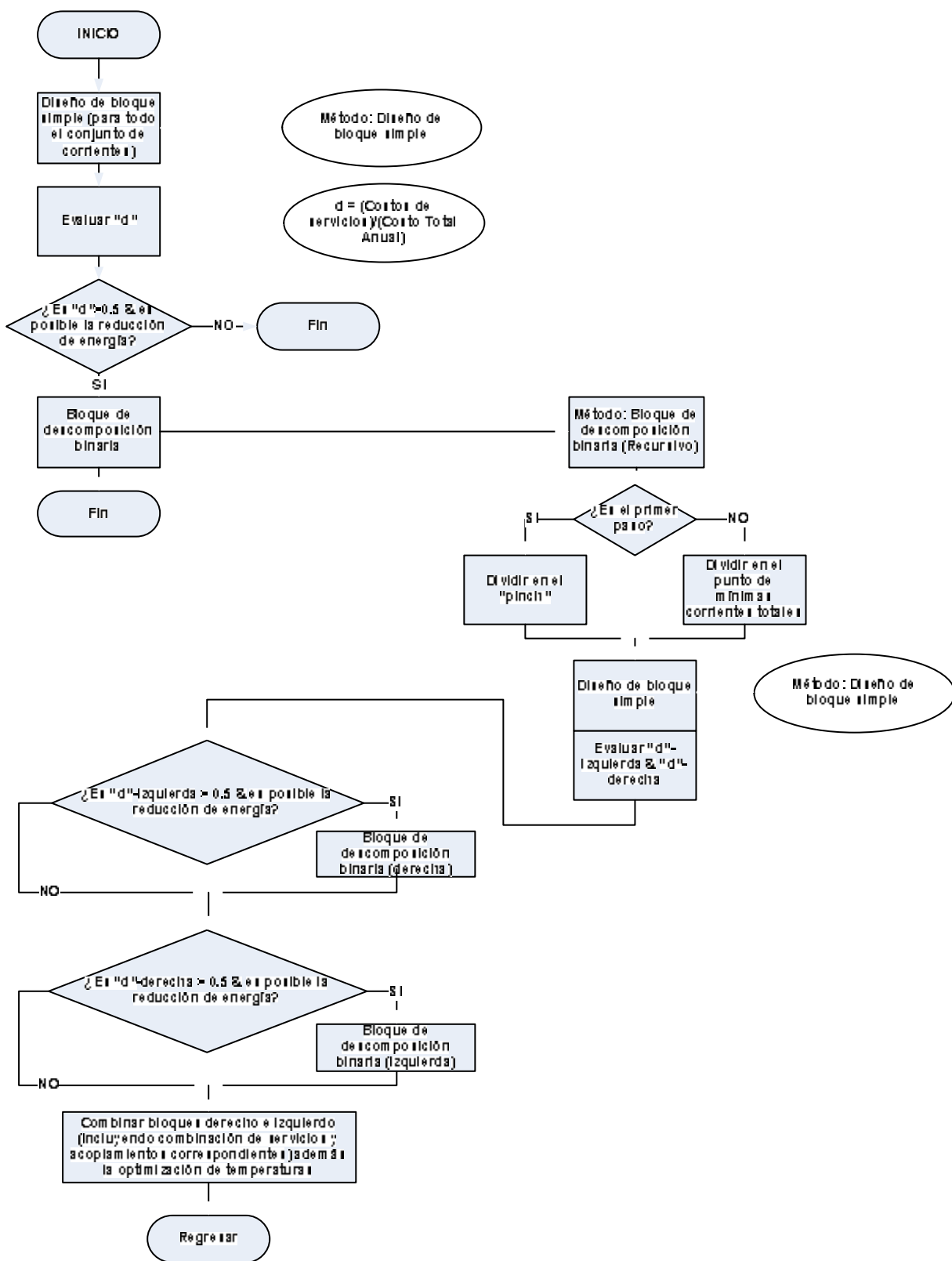
2.7 OPTIMIZACIÓN DE LAS TEMPERATURAS DE PARTICIÓN

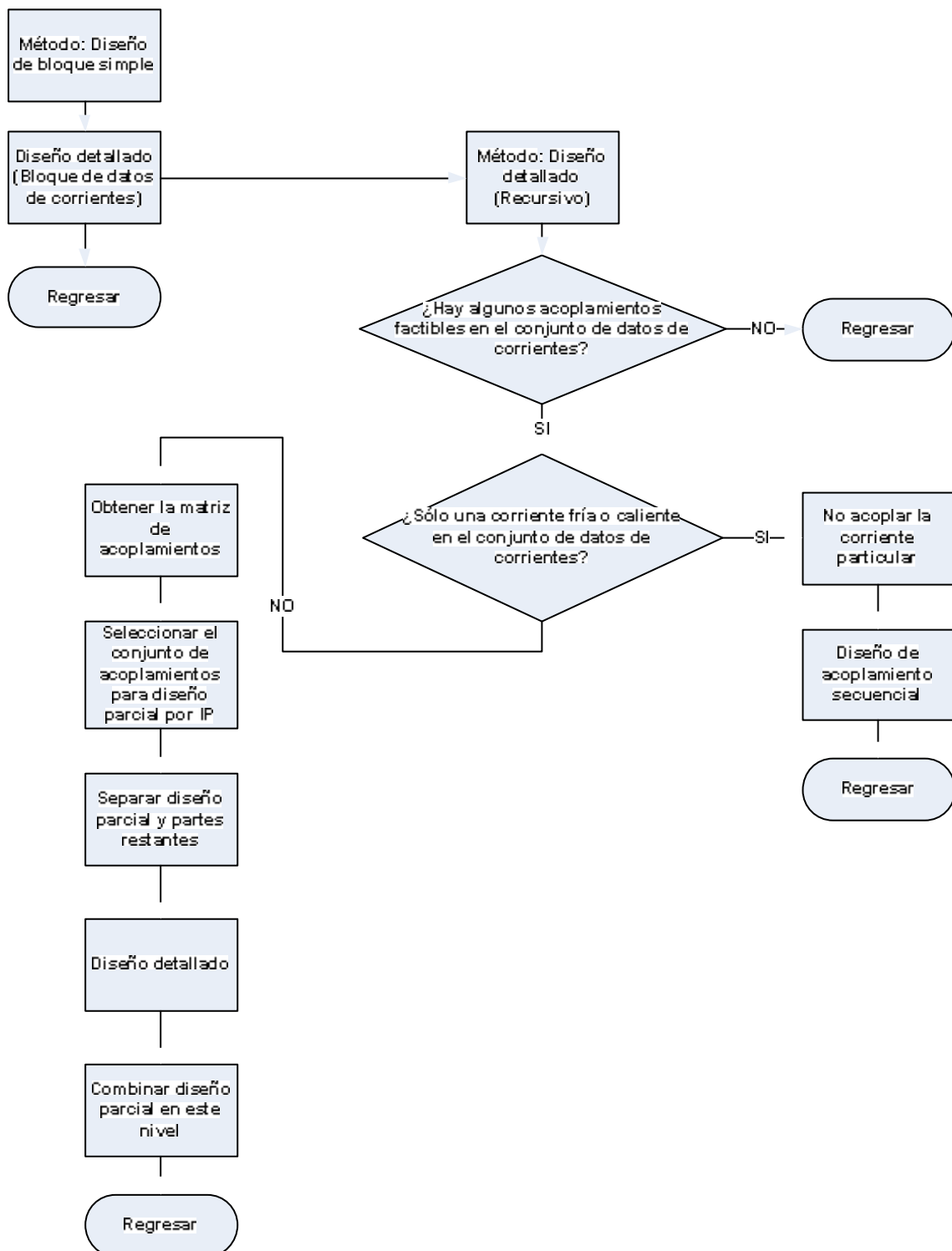
El diseño obtenido mediante métodos evolucionarios proporciona los valores iniciales para un problema de optimización NLP o MINLP, que consiste en minimizar el costo total anual sin cambiar la topología de la red usando algún método de programación matemática. Para simplificar el modelo matemático para la selección de acoplamientos térmicos, se pueden considerar constantes las temperaturas de partición (temperaturas intermedias o entre

intercambiadores) para el conjunto de corrientes calientes (y el conjunto de corrientes frías) en la superestructura simplificada; sin embargo, las corrientes individuales en un diseño óptimo normalmente tienen diferente temperatura de partición. Es por esto que es desarrollada una optimización de las temperaturas de partición al seguir la combinación de los diseños de nodos secundarios. Esta optimización produce temperaturas de partición para cada corriente y corrige ciertas inexactitudes en la relación entre capital de inversión y costo de energía. Dicha optimización se repite cada vez que un nodo se descompone; para una descomposición de niveles múltiples, el problema de optimización se resuelve varias veces. Esta secuencia de refinamiento del diseño reduce la dificultad de la optimización final del nodo origen.

En este trabajo, para lograr la optimización de las temperaturas de partición (temperaturas intermedias entre unidades de intercambio de calor) se aprovecha el modelo MINLP de síntesis de redes de intercambio de calor *SYNHEAT*, propuesto por Yee y Grossmann (1990), pero con la consideración de una topología de la RIC fija, es decir que se ha fijado qué corrientes intercambian calor y en qué etapa de la superestructura; con esto el problema de optimización de las temperaturas de partición será NLP y su solución no será muy complicada; de este modo se reduce el costo total anual de la red al modificar las cargas térmicas de los intercambiadores y disminuir el consumo de servicios externos. La topología fija que se optimiza es la que se obtiene a partir de la aplicación del método recursivo de síntesis de RIC donde se incluye el diseño detallado de los equipos de transferencia de calor. Este procedimiento de optimización de temperaturas para topologías fijas se repite en cada nodo, es decir en cada subdivisión y finalmente en el diseño final.

La lógica del algoritmo de diseño para el método recursivo de síntesis se presenta de manera global en las Figuras 2.4 y 2.5. El método recursivo se basa en una estrategia de descomposición del problema y un modelo de selección de acoplamientos que aprovecha las técnicas de programación entera, con esto se permite abordar cada parte del problema de manera independiente. La descomposición del problema se hace de acuerdo a qué factor domina sobre el costo total anual, el costo de capital de los equipos o el costo de los servicios. El diseño final se obtiene recursivamente con la combinación para cada división.





CAPÍTULO 3. EL MÉTODO BELL-DELAWARE PARA DISEÑO Y OPTIMIZACIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS

La descripción de las relaciones analíticas basadas en el método Bell-Delaware, para el lado de los tubos y el lado de la coraza, obtenidas por Serna (1999), en las que se relacionan los valores de las caídas de presión al área de transferencia de calor y al coeficiente de transferencia de calor es presentada en este capítulo; de igual manera, se describen los procedimientos de diseño (Serna y Jiménez, 2004) y optimización (Serna y Jiménez, 2005) que aprovechan dichas expresiones y conducen a resultados más exactos.

3.1 INTRODUCCIÓN

Como mencionan Perry y col., (1992): “el uso apropiado de conocimientos de transferencia de calor en el diseño de equipos prácticos de transferencia de calor es un arte”. Al diseñar se debe estar conciente constantemente de las diferencias entre las condiciones idealizadas por y sobre las cuales se obtiene el conocimiento básico y las condiciones reales de la expresión mecánica de su diseño y su ambiente. El intercambiador de coraza y tubos es el tipo de equipo de transferencia de calor más usado en la industria química y de proceso (Sinnott, 1999). Las ventajas de este tipo de intercambiador son:

1. La configuración proporciona un área de superficie grande en un volumen pequeño.
2. Buen arreglo mecánico: permite operar a diversas presiones.
3. Usa técnicas de fabricación bien establecidas.
4. Puede ser construido por un amplio rango de materiales.
5. Es de fácil limpieza.
6. Se cuenta con procedimientos para su diseño bien establecidos.

Esencialmente, un intercambiador de coraza y tubos consiste de un haz de tubos encerrados en una coraza cilíndrica. Los bordes de los tubos están colocados en placas, las cuales separan los fluidos del lado de la coraza y del lado de los tubos. Los baffles están colocados en la coraza para dirigir el flujo de fluido y soportar a los tubos (Figura 3.1).

En la literatura especializada en el tema de diseño de intercambiadores de calor se encuentran correlaciones experimentales, en las que tanto el coeficiente de transferencia de calor como la caída de presión de un fluido se relacionan a su velocidad de flujo.

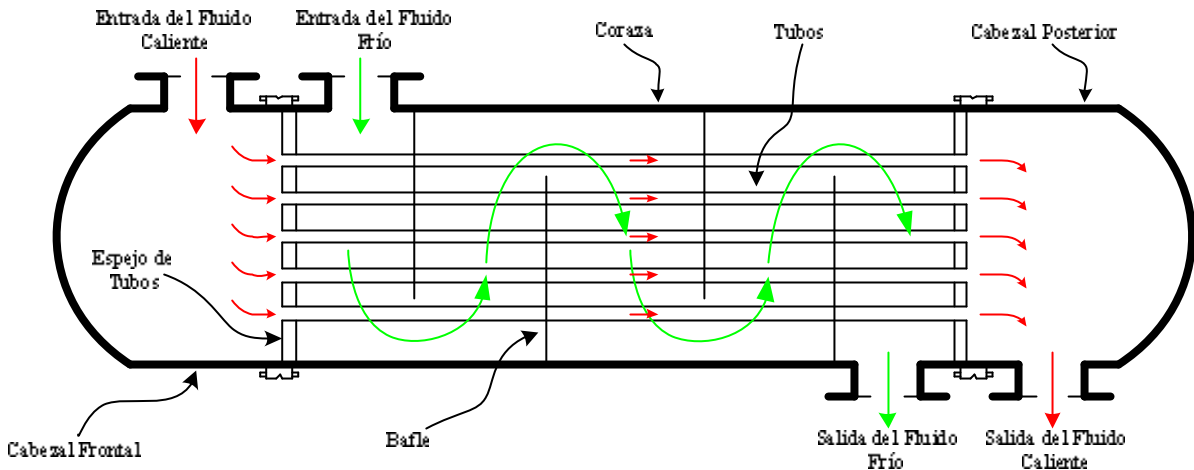


Figura 3.1. Intercambiador de coraza y tubos (un paso por los tubos y un paso por la coraza).

Tener la velocidad de flujo como variable común ha permitido el desarrollo de expresiones algebraicas que relacionan la caída de presión del fluido con su coeficiente de transferencia de calor y el área de transferencia de calor del intercambiador. Para el caso de flujo turbulento de fluidos dentro de tubos lisos de intercambiadores de calor de coraza y tubos, ha sido obtenida la siguiente expresión por diversos autores (Polley y col., 1990; Peters y Timmerhaus, 1991; Jegede y Polley, 1992):

$$\Delta P_T = K_{PT} A_o h_T^{3.5} \quad (3.1)$$

Para el flujo turbulento de fluidos que fluyen por el lado de la coraza se puede obtener una expresión similar (Polley y col., 1990; Jegede y Polley, 1992):

$$\Delta P_S = K_{PS} A_o h_S^{5.109} \quad (3.2)$$

Donde A_o es el área externa de transferencia de calor del intercambiador, ΔP_T es la caída de presión del fluido del tubo, ΔP_S es la caída de presión del fluido de la coraza, h_T es el coeficiente de transferencia de calor limpio del fluido del tubo y h_S es el coeficiente de transferencia de calor limpio del fluido de la coraza. Los parámetros K_{PT} y K_{PS} dependen de las propiedades físicas de los fluidos y de algunos datos geométricos del intercambiador.

La importancia de estas expresiones radica en que han permitido el desarrollo de algoritmos novedosos de diseño y optimización de intercambiadores de calor, que han sido aplicados en las tareas de síntesis y modificación de redes de intercambio de calor (Polley y col., 1990; Polley y Shahi, 1991; Serna, 1999). Aunque esta aproximación es correcta, las relaciones

de caída de presión en las que se basa, dadas por las ecuaciones (3.1) y (3.2) presentan limitaciones importantes. La ecuación (3.1) sólo considera la caída de presión en los tramos rectos de los tubos y, por tanto, despreja la pérdida de presión causada por el desplazamiento a la entrada y a la salida de los tubos que puede ser especialmente importante en el caso de pasos múltiples por los tubos. Por otro lado, la ecuación (3.2) no produce resultados confiables, ya que se ha formulado usando las correlaciones empíricas del método Kern (1950) y, por consiguiente, sobrestima la caída de presión, usualmente en más de 100% y el coeficiente de transferencia de calor del fluido de la coraza en un porcentaje algo menor. Para superar la limitación causada por la poca exactitud de la ecuación (3.2), Polley y col. (1991) derivaron la relación siguiente para el fluido de la coraza:

$$\Delta P_S = (K_1 + K_2 A_o) h_s^2 \quad \text{para } Re_S = 100 \quad (3.3)$$

Donde los parámetros K_1 y K_2 son funciones de los factores de corrección R_S y J_S propios del método Bell-Delaware, las propiedades físicas y el flujo másico del fluido, el factor de fricción f_{si} , el factor de Bell de transferencia de calor j_{si} y el tipo de haz de tubos. En un intento por derivar una relación más simple, mediante la simulación de varios intercambiadores de calor usando el método Bell-Delaware, Polley y col., (1991) encontraron que el funcionamiento del lado de la coraza es bien correlacionado por la expresión:

$$\Delta P_S = K_S A_o (h_s)^{4.412} \quad (3.4)$$

Aplicable a intercambiadores con áreas de flujo en la ventana iguales a las áreas de flujo transversal; no obstante, la suposición geométrica en la que se basa restringe las posibilidades de análisis y de diseño del lado de la coraza.

Para cualquier tipo de intercambiador de calor, si el coeficiente de transferencia de calor de película, h , y la caída de presión de una corriente, ΔP , pueden expresarse como funciones de la velocidad, v , y la longitud efectiva de transferencia de calor, L_{ta} , de acuerdo a las siguientes relaciones generales:

$$h = K_{TC} v^m \quad (3.5)$$

$$\Delta P = K_{CP} L_{ta} v^n \quad (3.6)$$

Es posible eliminar el término de velocidad para ambas ecuaciones y de este modo establecer la siguiente ecuación simple y general, que muestra que la caída de presión de la

corriente se relaciona al área externa del intercambiador y al coeficiente de transferencia de calor de la corriente:

$$\Delta P = KA_o(h)^p \quad (3.7)$$

3.2 FORMULACIÓN COMPACTA DEL FLUIDO DEL LADO DEL TUBO

Hay tres tipos principales de construcción de intercambiadores de calor de coraza y tubos:

1. Intercambiador de calor de haz de tubos fijos.
2. Intercambiadores de calor de cabezales flotantes.
3. Intercambiador de calor de tubos en U.

Los dos primeros tipos se caracterizan por tener tubos rectos, a diferencia del intercambiador de tubos en U. Esta situación da lugar a diferentes definiciones de las longitudes de tubo, como se muestra en la Figura 3.2 (Taborek, 1983). L_{to} es la longitud de tubo nominal para todos los tipos de haces excepto para los tubos en U, para los cuales la longitud de tubo varía entre las hileras internas y externas, y que debe ser calculada por el fabricante. L_{ti} es la longitud que resulta de sumar todos los espaciados de baffles, es la distancia entre el lado interno del espejo de tubos y el último baffle; por lo que para determinar su valor se debe conocer el espesor de los espejos de tubo, L_{ts} .

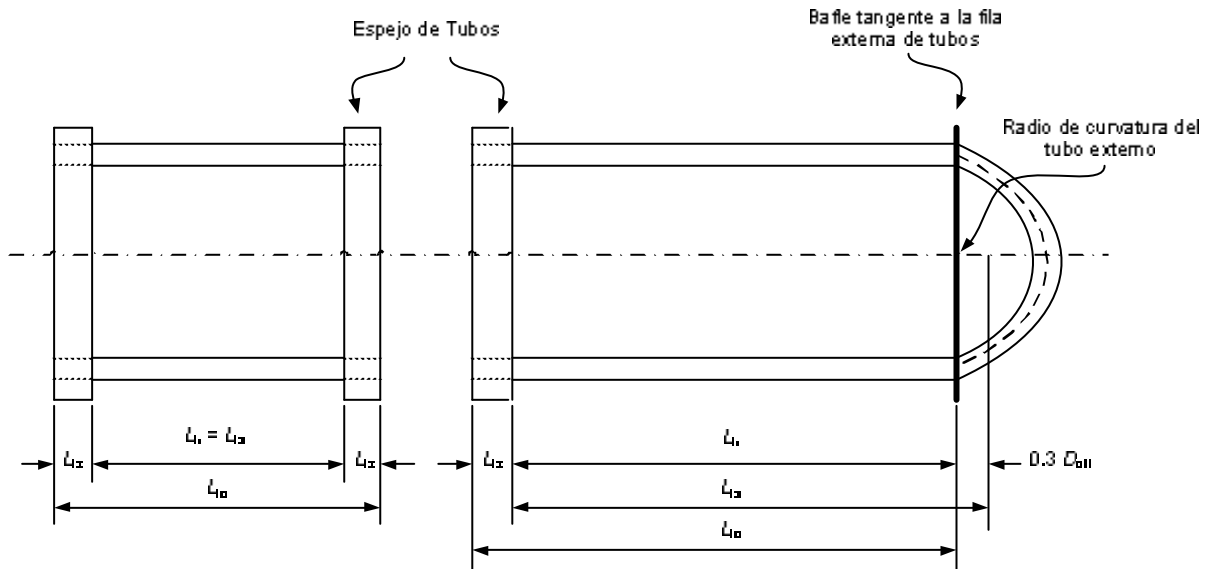


Figura 3.2. Esquema de las definiciones de las longitudes de tubo (Taborek, 1983).

Cuando se cuenta con el dibujo detallado de la geometría del intercambiador se tendrá:

$$L_{ts} = 0.1D_S \quad (3.8)$$

Donde D_S es el diámetro de la coraza en mm ($L_{ts} = 25$ mm para evitar fugas a través del espejo de tubos).

Además se conoce la siguiente relación:

$$L_{ti} = L_{to} - 2L_{ts} \quad (3.9)$$

Para haces de tubos en U:

$$L_{ti} = L_{to} - L_{ts} \quad (3.10)$$

La longitud efectiva de los tubos, necesaria para calcular el área de transferencia de calor, para haces de tubos rectos es:

$$L_{ta} = L_{ti} \quad (3.11)$$

Y para los tubos en U esta longitud se expresa como:

$$L_{ta} = L_{ti} + 0.3D_{otl} \quad (3.12)$$

Siendo D_{otl} el diámetro delimitado por los tubos externos del haz

Para determinar la caída de presión del fluido del tubo se requiere la longitud total de flujo por paso, L_{tt} . En haces de tubos rectos:

$$L_{tt} = L_{to} \quad (3.13)$$

Y para haces de tubos en U está dada por:

$$L_{tt} = L_{ta} + L_{ts} \quad (3.14)$$

La caída de presión total del fluido que circula por los tubos de intercambiadores de calor está constituida por tres componentes: la caída de presión en los tramos rectos, la caída de presión en los extremos y la caída de presión en las boquillas e interconexiones. Con el objeto de obtener una relación semejante a la ecuación (3.6), Serna (1999) presenta desarrollos matemáticos para el caso de flujo turbulento, que interviene en la mayoría de los problemas de flujo de fluidos y transferencia de calor que se encuentran en la práctica, donde se incorporan las pérdidas de presión en los extremos de los tubos, las cuales habían sido ignoradas en las relaciones de caídas de presión presentadas en la literatura (Polley y col., 1990; Peters y Timmerhaus, 1991; Jegede y Polley, 1992). La fórmula compacta final es:

$$\Delta P_T = K_T A_o (h_T)^n \quad (3.15)$$

Siendo:

$$h_T = K_{T4} (\mathbf{n}_t)^{1-r} \quad (3.16)$$

Donde los parámetros K_T y n están dados por:

$$K_T = \frac{K_{T3}}{2g_c} \left(\frac{D_{ii} \mathbf{r}_t}{4Q_T D_i} \right) \left(\frac{1}{K_{T4}} \right)^n \quad (3.17)$$

$$n = \frac{3-r'}{1-r} \quad (3.18)$$

Además, a partir de los trabajos de Colburn (1934), y sabiendo que D_{ii} es el diámetro interno de tubo, el número de Prandtl es dado por $Pr_t = Cp_t \mathbf{m}_t / k_t$ y \mathbf{f}_t es un factor de corrección que tiene en cuenta la variación de la viscosidad con la temperatura ($\mathbf{f}_t = (\mathbf{m}_t / \mathbf{m}_{tw})^{-0.14}$), se definió el parámetro K_{T4} como:

$$K_{T4} = (c/2) (10^3 k_t / D_{ii}) (D_{ii} \mathbf{r}_t / \mathbf{m}_t)^{1-r} Pr_t^{1/3} / \mathbf{f}_t \quad (3.19)$$

Esta expresión se aplica a tubos lisos en el intervalo $5 \times 10^3 < Re_t < 2 \times 10^5$ y $L_{tt}/D_{ii} \gg 1$, valores típicamente encontrados en el diseño de intercambiadores de calor de coraza y tubos. Los parámetros K_{T3} y r' se calculan con las ecuaciones:

$$K_{T3} = K_{T1} (\mathbf{n}_t^*)^{r'} + K_{T2} (\mathbf{n}_t^*)^{r'-r} \quad (3.20)$$

$$r' = \frac{r}{\frac{K_{T1}}{K_{T2} (\mathbf{n}_t^*)^{-r}} + 1} \quad (3.21)$$

Donde v_i^* es una velocidad base del fluido del tubo. El parámetro K_{T1} está dado por:

$$K_{T1} = K_{ext} \frac{D_{ii}}{L_{ta}} \quad (3.22)$$

K_{ext} es el coeficiente de resistencia, para el que no hay un método completamente satisfactorio de estimación, en este trabajo se toma el valor usado por Serna (1999) de 1.5 para un paso y 2.5 para dos o más pasos por los tubos.

Para haces de tubos rectos, K_{T2} se expresa como:

$$K_{T2} = 4c \mathbf{f} \left(1 + \frac{2L_{ts}}{L_{ta}} \right) \left(\frac{\mathbf{m}_t}{D_{ii} \mathbf{r}_t} \right)^r \quad (3.23)$$

Y para haces de tubos en U, K_{T2} está dado por:

$$K_{T2} = 4c f \left(1 + \frac{L_{ts}}{L_{ta}} \right) \left(\frac{m_t}{D_{ii} r_t} \right)^r \quad (3.24)$$

Las constantes c y r se presentan en la Tabla 3.1, junto con la desviación porcentual máxima estimada en cualquier intervalo $(Re_t)_1 < Re_t < (Re_t)_2$.

Tabla 3.1. Constantes c y r para tubos lisos (Soumerai, 1987).

Intervalo de Re_t	c	r	% Desviación
$3.0 \times 10^3 - 5.0 \times 10^3$	0.100725	0.2761	+0.05
$5.0 \times 10^3 - 1.0 \times 10^4$	0.09465	0.2688	+0.1
$1.0 \times 10^4 - 4.0 \times 10^4$	0.081375	0.2524	+0.4
$4.0 \times 10^4 - 1.6 \times 10^5$	0.06135	0.2257	+0.6
$1.6 \times 10^5 - 6.4 \times 10^5$	0.042225	0.1946	+0.5
$6.4 \times 10^5 - 3.0 \times 10^6$	0.022625	0.1484	+0.8

3.3 FORMULACIÓN COMPACTA DEL FLUIDO DEL LADO DE LA CORAZA

El patrón de flujo en la coraza de un intercambiador de bafle segmentado es complejo, no es tan simple como se muestra en la Figura 3.3. Esto hace la predicción del coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión mucho más difícil que para el lado de los tubos. Aunque los baffles son instalados para dirigir el flujo en forma perpendicular a los tubos, el flujo real de la corriente principal será una mezcla del flujo cruzado entre los baffles, acoplado con flujo axial (paralelo) en la ventana del bafle.

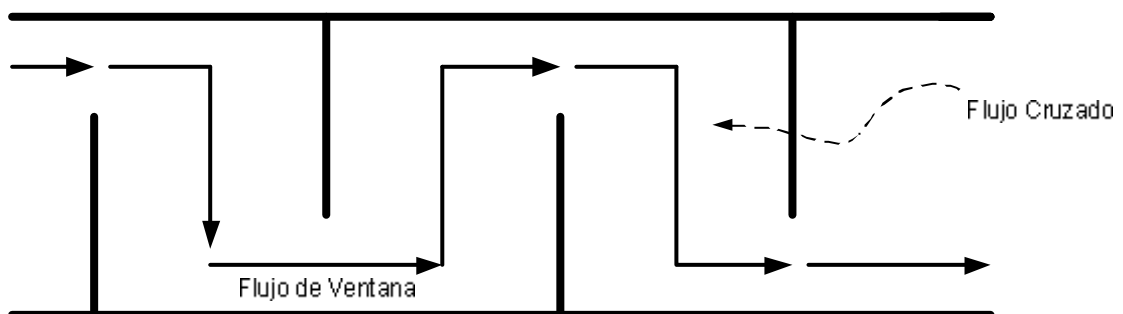


Figura 3.3. Modelo de flujo ideal de la corriente principal de la coraza (Saunders, 1988).

No todo el flujo de fluido sigue el patrón mostrado en la figura anterior; algo de flujo se fugará a través de los huecos formados por los espacios que son necesarios para la fabricación y el ensamblaje del intercambiador. Esas corrientes de fuga y desviación se muestran en la Figura 3.4, la cual se basa en el modelo de flujo propuesto por Tinker (1951, 1958), aceptado como el más adecuado para representar el flujo de la coraza.

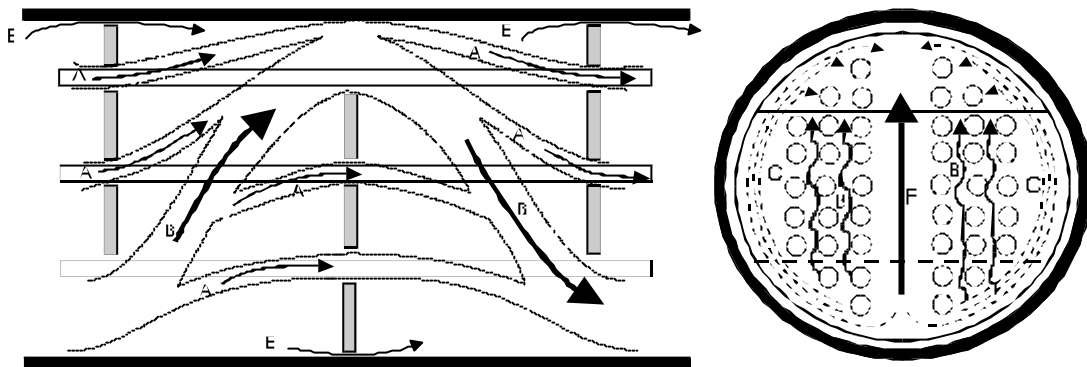


Figura 3.4. Corrientes de fuga y desviación del fluido de la coraza (Taborek, 1983).

Se usa la nomenclatura de Tinker para identificar las corrientes:

1. Corriente A. Es la *corriente de fuga tubo-baffle*. El fluido pasa a través de los espacios entre el diámetro externo del tubo y el orificio en el baffle donde se inserta el tubo.
2. Corriente B. Es la corriente efectiva de flujo cruzado que fluye transversalmente a través del haz de tubos entre dos baffles cualesquiera.
3. Corriente C. Es la *corriente de desviación* que fluye circunferencialmente por el espacio libre entre el diámetro interno de la coraza y el haz de tubos.
4. Corriente E. Es la *corriente de fuga* que fluye longitudinalmente por el espacio libre entre el diámetro interno de la coraza y los baffles.
5. Corriente F. Esta es una *corriente de desviación*, que fluye a través del espacio en el arreglo de tubos debido a la omisión de tubos en las particiones de paso.

El fluido en las corrientes de fuga C, E y F reduce el área efectiva de transferencia de calor. La corriente C es la principal corriente de desviación y es particularmente importante en diseños con cabezales flotantes, donde el espacio libre entre la coraza y el haz de tubos es grande por necesidad. La corriente C puede ser considerablemente reducida usando tiras de sello, que

son aditamentos horizontales que bloquean el hueco entre el haz y la coraza. También, algunas veces se usan tubos falsos para bloquear la corriente de desviación F.

La complejidad del patrón de flujo del lado de la coraza y el gran número de variables involucradas hacen difícil predecir con completa exactitud el coeficiente y la caída de presión del lado de la coraza. Los métodos de diseño usados hasta antes de 1960 se basaron en el modelo de flujo ideal. Los métodos típicos de este tipo son los de Kern (1950) y Donohue (1949). El método de análisis de corrientes propuesto por Tinker (1951, 1958), que se basa en el modelo de flujo de la Figura 3.4, es el primer método que predice el funcionamiento de la coraza mediante un análisis detallado de las contribuciones que las corrientes de fuga y desviación hacen a la caída de presión y a la transferencia de calor; la solidez de sus conceptos permitieron el desarrollo de trabajos posteriores. Entre estos trabajos, sobresalen los que resultaron de las investigaciones realizadas en la Universidad de Delaware (Bell, 1963), obtenidos en intercambiadores pequeños sometidos a variaciones sistemáticas de los parámetros geométricos. El método de diseño resultante cuantifica los efectos de las corrientes de fuga y desviación. Posteriormente, Taborek (1983) actualizó el trabajo de la Universidad de Delaware y publicó una versión refinada del método de diseño para estimar la caída de presión y el coeficiente de transferencia de calor del fluido de la coraza, que considera los efectos del corte de baffle y el gradiente de temperatura adverso propio del flujo laminar, el cual es conocido como el método Bell-Delaware.

El método Bell-Delaware es el método más exacto y confiable reportado en la literatura abierta para estimar el funcionamiento del lado de la coraza. Es considerado por Taborek (1983) como “el mejor método disponible y el más apropiado para aplicaciones generales de ingeniería”. Por lo tanto, este método ha sido seleccionado para el diseño riguroso de los intercambiadores de calor de coraza y tubos, que reportarán costos más realistas de las redes de intercambio de calor sintetizadas mediante el método recursivo usado en este trabajo.

En el trabajo de Serna (1999), las ecuaciones del método Bell-Delaware fueron usadas para desarrollar una nueva fórmula compacta para la caída de presión del fluido de la coraza, similar en forma matemática a la ecuación (3.7). La relación compacta que reporta este autor para la caída de presión del fluido de la coraza en un régimen de flujo turbulento es:

$$\Delta P_s = K_s A_o (h_s)^m \quad (3.25)$$

Donde A_o es el área externa de transferencia de calor y el coeficiente de transferencia de calor limpio de película del fluido de la coraza, h_s está definido por la ecuación:

$$h_s = K_{S4} (v_s)^{1-R_{TC}} \quad (3.26)$$

Los coeficientes K_S y m están dados por:

$$K_S = \frac{K_{S3} K_{S5}}{(K_{S4})^m} \quad (3.27)$$

$$m = \frac{3 - R'}{1 - R_{TC}} \quad (3.28)$$

Para haces de tubos rectos, el coeficiente K_{S5} se define como :

$$K_{S5} = \frac{4C_1}{D_t Q_S (1 - y_n)} \left(\frac{L_{tp} D_s}{P D_{ctl}} \right)^2 \frac{(N_b + 1) L_{bc}}{[(N_b - 1) L_{bc} + L_{bi} + L_{bo}]} \left[\frac{L_{bb}}{D_s} + \frac{D_{ctl}}{D_s} \left(\frac{L_{tp} - D_t}{L_{tp.eff}} \right) \right] \quad (3.29)$$

Y para haces de tubos en U se tiene :

$$K_{S5} = \frac{4C_1}{D_t Q_S (1 - y_n)} \left(\frac{L_{tp} D_s}{P D_{ctl}} \right)^2 \frac{(N_b + 1) L_{bc}}{[(N_b - 1) L_{bc} + L_{bi} + L_{bo} + 0.3 D_{ot}]} \left[\frac{L_{bb}}{D_s} + \frac{D_{ctl}}{D_s} \left(\frac{L_{tp} - D_t}{L_{tp.eff}} \right) \right] \quad (3.30)$$

Donde L_{bc} es el espaciado de los baffles centrales, L_{bi} es el espaciado de baffle a la entrada, L_{bo} es el espaciado de baffle a la salida del intercambiador, N_b es el número de baffles, la constante C_1 toma el valor de 0.866 (ó 1.0) para un arreglo triangular (o cuadrado), D_{ctl} es el diámetro del círculo que pasa a través del centro de los tubos exteriores del haz de tubos, Q_S es el flujo volumétrico del fluido de la coraza, L_{bb} es el espacio libre entre el diámetro interno de la coraza y el haz de tubos y $L_{tp.e}$ es un parámetro del arreglo de tubos que se da en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2. Parámetros básicos de la geometría del arreglo de tubos.

<i>Angulo del Arreglo</i>	L_{pn}	L_{pp}	L_{tpe}
30°	$0.5 L_{tp}$	$0.866 L_{tp}$	L_{tp}
90°	L_{tp}	L_{tp}	L_{tp}
45°	$0.707 L_{tp}$	$0.707 L_{tp}$	$0.707 L_{tp}$

El número de tubos N_{tt} para un solo paso por los tubos se define como:

$$N_{tt} = \frac{P}{4C_1} \left(\frac{D_{ctl}}{L_{tp}} \right)^2 \quad (3.31)$$

Si se trata de diseño de pasos múltiples por los tubos se tiene la ecuación:

$$N_{tt} = \frac{p}{4C_1} \left(\frac{D_{ctd}}{L_{tp}} \right)^2 (1 - y_n) \quad (3.32)$$

Donde se introduce un factor de corrección y_n .

El coeficiente K_{S4} está definido por:

$$K_{S4} = \frac{C_{TC} k_s (\text{Pr}_s)^{1/3} (\mathbf{f}_s)^{-rs}}{D_t (10^{-3})} \left(\frac{D_t \mathbf{r}_s}{\mathbf{m}_s} \right)^{1-R_{TC}} J_{tot} \quad (3.33)$$

Además los parámetros C_{TC} y R_{TC} están dados por:

$$C_{TC} = a_1 \left(\frac{1.33}{L_{tp} / D_t} \right)^a \quad (3.34)$$

$$R_{TC} = -a_2 \quad (3.35)$$

La variable a es una función del arreglo de tubos y del número de Reynolds y está dada por:

$$a = \frac{a_3}{1 + 0.14(\text{Re}_s)^{a_4}} \quad (3.36)$$

Y los coeficientes de correlación se listan en la Tabla 3.3.

El coeficiente del fluido de la coraza K_{S3} se define por:

$$K_{S3} = K_{S1} (\mathbf{n}_s^*)^{R'} + K_{S2} (\mathbf{n}_s^*)^{R'-R_{CP}} \quad (3.37)$$

donde v_s^* es una velocidad base del fluido de la coraza, además:

$$R' = \frac{R_{CP}}{\frac{K_{S1}}{K_{S2} (\mathbf{n}_s^*)^{-R_{CP}}} + 1} \quad (3.38)$$

Los coeficientes K_{S1} y K_{S2} son definidos con las ecuaciones:

$$K_{S1} = (10^{-3}) \left(\frac{S_m}{S_w} \right) \frac{(1 + 0.3N_{tcw}) R_t N_b \mathbf{r}_s}{(N_b + 1) D_s} \quad (3.39)$$

$$K_{S2} = \left[\frac{(N_b - 1)}{(N_b + 1)} R_t + \frac{(N_{tcc} + N_{tcw})}{N_{tcc} (N_b + 1)} R_s \right] \left[1 - 2 \left(\frac{B_c}{100} \right) \right] \frac{2(10^{-3}) (\mathbf{f}_s)^{-rs} C_{CP} R_b \mathbf{r}_s}{L_{pp}} \left(\frac{\mathbf{m}_s}{D_t \mathbf{r}_s} \right)^{R_{CP}} \quad (3.40)$$

N_{tcw} es el número de hileras de tubos en una ventana, S_m es el área mínima de flujo en una sección de flujo transversal, S_w es el área mínima de flujo en una ventana y N_{tcc} es el número de tubos en una sección de flujo transversal que se define:

$$N_{icc} = \frac{D_s}{L_{pp}} \left[1 - 2 \left(\frac{B_c}{100} \right) \right] \quad (3.41)$$

Donde D_s es el diámetro de la coraza, B_c es el corte porcentual de baffles segmentados y el valor del parámetro L_{pp} es obtenido de la Tabla 3.2.

Las formulaciones compactas mostradas como las ecuaciones (3.15) y (3.25) pueden tener dos diferentes aplicaciones. Una de estas aplicaciones es su uso dentro de algún algoritmo eficiente de diseño, mientras que la otra sería en la optimización de intercambiadores de calor basada en criterios económicos.

Tabla 3.3. Coeficientes de correlación (Taborek, 1983).

Ángulo del Arreglo	Re_s	a_1	a_2	a_3	a_4
30°	$10^5 - 10^4$	0.321	-0.388	1.450	0.519
	$10^4 - 10^3$	0.321	-0.388		
	$10^3 - 10^2$	0.593	-0.477		
	$10^2 - 10^1$	1.360	-0.657		
	< 10	1.400	-0.667		
45°	$10^5 - 10^4$	0.370	-0.396	1.930	0.500
	$10^4 - 10^3$	0.370	-0.396		
	$10^3 - 10^2$	0.730	-0.500		
	$10^2 - 10^1$	0.498	-0.656		
	< 10	1.550	-0.667		
90°	$10^5 - 10^4$	0.370	-0.395	1.187	0.370
	$10^4 - 10^3$	0.107	-0.266		
	$10^3 - 10^2$	0.408	-0.460		
	$10^2 - 10^1$	0.900	-0.631		
	< 10	0.970	-0.667		

Uno de los trabajos más sobresalientes, que proporciona sustento a la mayoría de los realizados posteriormente, es el de Jegede y Polley (1992), en el que se proponen algoritmos rápidos para el diseño y optimización de intercambiadores de calor de coraza y tubos basados en el método Kern para el modelo de flujo del lado de la coraza. Sus algoritmos usan las ecuaciones 3.1 y 3.2 junto con la ecuación de diseño del intercambiador de calor:

$$A_o = \frac{Q}{F_T \Delta T_{ML}} \left(\frac{1}{h_s} + R_{dw} + \frac{D_i}{D_o h_T} \right) \quad (3.42)$$

Donde A_o es el área superficial exterior requerida para la carga térmica específica Q , ΔT_{ML} es la diferencia media logarítmica de temperaturas calculada para un intercambiador

completamente en flujo a contracorriente, D_t es el diámetro externo de tubo, D_{ii} es el diámetro interno de tubo y F_T es el factor de corrección para diseños de intercambiadores de calor con múltiples pasos por los tubos, donde el patrón de flujo es parte a contracorriente y parte en paralelo. R_{dw} es la resistencia combinada que las capas de ensuciamiento y la pared del tubo ofrecen a la transferencia de calor:

$$R_{dw} = R_{ds} + \frac{(10^3) D_t}{2k_w} \ln \left(\frac{D_t}{D_{ii}} \right) + \frac{D_t}{D_{ii}} R_{dt} \quad (3.43)$$

Donde k_w es la conductividad térmica del material de la pared del tubo, R_{ds} es el factor de fricción del lado de la coraza, y R_{dt} es el factor de fricción del lado del tubo.

3.4 DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS SIN CAMBIO DE FASE

Los intercambiadores de calor de coraza y tubos son ampliamente empleados en la industria. El diseño de estos equipos consiste en determinar el área superficial requerida para transferir una cantidad dada de calor desde un fluido caliente a un fluido frío. Las especificaciones de proceso constituyen el requerimiento principal que un intercambiador de calor debe satisfacer: realizar el cambio térmico de las corrientes de proceso al costo más bajo, respetando los valores máximos de las caídas de presión permisibles, aún en condiciones sucias. Con el propósito de obtener los mayores coeficientes globales de transferencia de calor y, por consiguiente, equipos de menor tamaño y más económicos, es preciso usar totalmente las caídas de presión permisibles. En el procedimiento de diseño se requieren las siguientes variables para cada corriente: temperaturas de entrada y salida, caída de presión permisible, flujo másico, factor de ensuciamiento y propiedades tales como densidad, capacidad calorífica, viscosidad y conductividad térmica. El diseñador también debe conocer los siguientes parámetros geométricos del intercambiador de calor: diámetros interno y externo del tubo, pitch (separación entre centros de los tubos), arreglo de tubos, número de pasos por los tubos, número de tiras de sello, espesor del espejo de tubos, corte de bafle y espacios libres. La aplicación del algoritmo de diseño proporciona los siguientes datos: longitud total de tubo, longitud de tubo y área de transferencia de calor efectivas, número de tubos, número de bafles, espaciado de bafle central, espaciado de bafle a la entrada y a la salida, diámetro de coraza, coeficientes de transferencia de calor del lado del tubo y del lado de la coraza, y área de transferencia de calor.

El algoritmo de diseño convencional de intercambiadores de calor de coraza y tubos (Kern, 1950; Bell, 1983, Saunders, 1988) emplea un método iterativo de cálculo para evaluar varias configuraciones, con respecto tanto a la transferencia de calor como a las caídas de presión. Los cálculos terminan cuando se identifica el diseño que satisface tres requisitos principales:

1. Transfiere la carga térmica requerida.
2. La caída de presión del fluido del tubo es menor que el valor permisible.
3. La caída de presión del fluido de la coraza es menor que el valor permisible.

Por lo tanto, trata a las caídas de presión como restricciones en vez de objetivos de diseño. Si un intercambiador dado satisface la carga térmica del sistema y ambas caídas de presión calculadas están cercanas a las caídas de presión permisibles, pero son menores que éstas, se le considera como una solución del problema de diseño. Este equipo procesará térmicamente las corrientes de proceso, pero podría no ser el único ni el mejor diseño posible.

A partir de las relaciones de caídas de presión para el fluido de los tubos y el fluido de la coraza desarrolladas por Serna (1999), Serna y Jiménez (2004) presentaron un algoritmo de diseño de intercambiadores de calor de coraza y tubos sin cambio de fase. Este algoritmo asegura el aprovechamiento total de las caídas de presión permisibles especificadas, es aplicable para intercambiadores 1-2 e incorpora las caídas de presión en los extremos para el fluido del lado del tubo. El procedimiento de cálculo implica dos ciclos de iteración: en el ciclo interno se resuelve un modelo simplificado matemáticamente, mientras que en el ciclo externo se actualizan los parámetros del modelo simplificado usando las correlaciones del modelo riguroso. Los cálculos terminan cuando se ha alcanzado la concordancia deseada entre los valores de las variables de iteración de dos iteraciones sucesivas. Dicho algoritmo es simple, fácil de programar y converge a la solución rápidamente.

3.5 OPTIMIZACIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS SIN CAMBIO DE FASE

El problema de diseño de un intercambiador de calor de coraza y tubos consiste en determinar el área superficial requerida para transferir una cantidad dada de calor desde un fluido caliente a un fluido frío. Una vez definida la carga térmica que debe satisfacer un intercambiador, técnicamente existe una cantidad infinita de soluciones de este problema de diseño. Valores

pequeños de caídas de presión de los fluidos implican menores costos anuales (capital y operación) de los dispositivos de bombeo, pero estos beneficios sólo se obtienen a expensas de un intercambiador de calor grande y costoso. Por el contrario, los valores grandes de las caídas de presión de los fluidos dan como resultado velocidades de flujo mayores y, como consecuencia, coeficientes globales de transferencia de calor grandes, lo que a su vez reduce el tamaño y el costo del intercambiador de calor a costa del incremento de los costos anuales (capital y operación) de los equipos de bombeo de los fluidos. Es posible demostrar que entre la infinidad de soluciones, sólo una es la que ofrece el área y las caídas de presión para las cuales el costo total anual del intercambiador será un mínimo.

El gran costo total requerido por algunos intercambiadores de calor justifica la selección sistemática de los parámetros de diseño que dan el funcionamiento óptimo de los mismos. En general, la solución de este problema de optimización es importante, ya que podría reducir de manera significativa los costos de capital y operación de la industria química y de proceso, donde estos equipos son ampliamente utilizados. La optimización de intercambiadores de calor de coraza y tubos sin cambio de fase, con el costo total anual como función objetivo, ha sido formulada por varios autores. McAdams (1954) presenta un algoritmo donde desarrolla expresiones del costo de potencia y el costo fijo del intercambiador, y obtiene una función objetivo continua y diferenciable; considera el efecto de las caídas de presión, pero supone que los fluidos de cada lado del intercambiador no interactúan. Steinmeyer (1976, 1982) ha desarrollado ecuaciones algebraicas simples para determinar las caídas de presión óptimas de los fluidos, en virtud de cuál de las resistencias térmicas, la del fluido de los tubos o la del de la coraza, gobierna la transferencia de calor; sin embargo, en la mayoría de los problemas prácticos es más común que ambas resistencias térmicas gobiernen la transferencia de calor. Peters y Timmerhaus (1991) y Edgar y col., (2001) discuten un método propuesto por primera vez por Cichelli y Brinn (1956), que usa los multiplicadores de Lagrange y la diferenciación parcial para optimizar simultáneamente la caída de presión del lado del tubo, la caída de presión del lado de la coraza y el área del intercambiador; sin embargo, la aproximación de Cichelli y Brinn (1956) funciona siempre y cuando la función objetivo esté constituida por términos que dependan en forma lineal del área del intercambiador y ambas caídas de presión. Estas deficiencias son eliminadas en la aproximación propuesta por Jegede y Polley (1992), donde se usa el método de Newton-Raphson para la solución de este problema.

En este trabajo, el algoritmo para determinar el diseño óptimo de intercambiadores de calor de coraza y tubos sin cambio de fase se basa en las correlaciones del método Bell-Delaware para predecir el comportamiento del fluido de la coraza. El problema que se desea resolver puede enunciarse como sigue:

Seleccione el intercambiador o el arreglo en serie de intercambiadores de calor de coraza y pasos múltiples por los tubos para el cual el costo total anual es mínimo. Las variables de diseño especificadas son las temperaturas terminales y los flujos máxicos de ambos fluidos, así como el número de pasos por los tubos, los diámetros interno y externo, el espaciado y el arreglo de los tubos del intercambiador a ser seleccionado. Se considera que cada uno de los N intercambiadores multipasos de un arreglo en serie es del mismo tamaño y usa las mismas caídas de presión para los fluidos del tubo y la coraza, ΔP_T y ΔP_S , respectivamente.

La expresión del costo total anual de un intercambiador de calor debe considerar el costo anual propio del intercambiador, que está dado por el costo anual de la superficie de éste; además debe incluir los costos anuales que ocasiona el funcionamiento del intercambiador, que están relacionados con la potencia necesaria para vencer las caídas de presión de los fluidos. Si la densidad del fluido se considera constante, la potencia requerida en un intercambiador de calor puede ser calculada como el producto entre el flujo volumétrico y la caída de presión en cada lado del intercambiador (coraza y tubos). El costo total anual (TAC , por sus siglas en inglés) para un arreglo en serie de N intercambiadores se puede expresar como :

$$TAC = K_F (NC_{EXC} + C_{TP} + C_{SP}) + C_{OP} \quad (3.44)$$

Donde K_F es el factor de carga fija que anualiza la inversión y es definido por $(1+i)^{na} / na$, donde na se refiere a la vida útil del equipo e i es la tasa de interés fraccional. C_{EXC} es el costo de capital del intercambiador de calor, modelado con ecuaciones de la forma :

$$C_{EXC} = c_1 + c_2 A_o^{c_3} \quad (3.45)$$

Aquí c_1 es un costo fijo asociado con los gastos de instalación de intercambiadores de calor, c_2 y c_3 son constantes empíricas apropiadas para características específicas de los intercambiadores y A_o es el área exterior del intercambiador.

C_{TP} y C_{SP} son los costos de capital de los dispositivos de bombeo de los fluidos del tubo y la coraza, respectivamente, y se pueden correlacionar en función de la potencia requerida de la siguiente manera:

$$C_{TP} = c_4 + c_5(Q_T \Delta P_T)^{c_6} \quad (3.46)$$

$$C_{SP} = c_7 + c_8(Q_S \Delta P_S)^{c_9} \quad (3.47)$$

Donde c_4 a c_9 son constantes empíricas apropiadas para dispositivos de bombeo específicos.

C_{OP} representa los costos de operación de los dispositivos de bombeo, proporcional a la energía requerida para bombear los fluidos y está dado por:

$$C_{OP} = C_T f_U (Q_T \Delta P_T / \mathbf{h}_T) + C_S f_U (Q_S \Delta P_S / \mathbf{h}_S) \quad (3.48)$$

Donde f_U es el factor de utilización, C_T y C_S son los costos unitarios anuales de la energía de bombeo de los fluidos del tubo y la coraza, respectivamente, y η_T y η_S son las eficiencias globales de los dispositivos de bombeo de los fluidos del tubo y la coraza.

Al combinar las ecuaciones anteriores queda la función objetivo a minimizar para un arreglo en serie de N intercambiadores de calor multipasos, que se escribe como sigue :

$$TAC = NK_F (c_1 + c_2 A_o^{c_3}) + K_F [c_4 + c_5 (NQ_T \Delta P_T)^{c_6}] + K_F [c_7 + c_8 (NQ_S \Delta P_S)^{c_9}] + (C_T f_U NQ_T \Delta P_T) / \mathbf{h}_T + (C_S f_U NQ_S \Delta P_S) / \mathbf{h}_S \quad (3.49)$$

Esta ecuación presenta la característica de la no linealidad en las variables independientes de los términos de costos de capital de los componentes del sistema. Solamente los términos de los costos de operación de los dispositivos de bombeo son lineales en las variables independientes.

Como la transferencia de calor y la caída de presión se vinculan mediante la velocidad de flujo, la ecuación (3.47) se puede expresar como función de los coeficientes de transferencia de calor individuales y el área del intercambiador. Para el fluido del lado del tubo, si se toman en cuenta las pérdidas de presión en los tramos rectos y en los extremos de los tubos, la caída de presión está definida por la ecuación (3.15), mientras que para el fluido de la coraza, la relación compacta de caída de presión es dada por la ecuación (3.25).

Estas últimas dos ecuaciones no consideran las caídas de presión causadas por el flujo en las boquillas; para compensar estas contribuciones las caídas de presión resultantes de las ecuaciones (3.15) y (3.25) deberán tener un incremento de 10%. Ambas expresiones sólo son

aplicables para fluidos incompresibles en flujo turbulento. Los valores de los parámetros K_T y K_S dependen de las propiedades físicas y del flujo volumétrico de los fluidos, así como de datos geométricos del intercambiador.

Así que, al introducir las ecuaciones (3.15) y (3.25) en (3.47) se obtiene una nueva expresión para la función objetivo:

$$TAC = K_F \left[N \left(c_1 + c_2 A_o^{c_3} \right) + c_4 + c_5 (NK_T Q_T h_T^n A_o)^{c_6} + c_7 + c_8 (NK_S Q_S h_S^m A_o)^{c_9} \right] + (C_T / \mathbf{h}_T) f_U NK_T Q_T h_T^n A_o + (C_S / \mathbf{h}_S) f_U NK_S Q_S h_S^m A_o \quad (3.50)$$

Se considera que cada coraza tendrá la misma área de transferencia de calor y arreglo geométrico; por consiguiente, las caídas de presión de la corriente son las mismas para cada coraza.

La solución a este problema debe satisfacer la ecuación básica de diseño del intercambiador dada por la ecuación (3.40), la cual relaciona las tres variables independientes h_T , h_S y A_o de la función objetivo. Al incorporar la ecuación (3.40) en la ecuación (3.48), se llega a una forma factible de la función objetivo con sólo dos variables independientes (h_T y h_S), lo que ayuda al procedimiento de optimización:

$$TAC = NK_F \left[c_1 + c_2 \left(\frac{Q}{NF_T \Delta T_{ML}} \right)^{c_3} \left(\frac{1}{h_S} + R_{dw} + \frac{D_t}{D_i h_T} \right)^{c_3} \right] + K_F \left[c_4 + c_5 \left(\frac{K_T Q_T Q}{F_T \Delta T_{ML}} \right)^{c_6} \left(\frac{1}{h_S} + R_{dw} + \frac{D_t}{D_i h_T} \right)^{c_6} (h_T^n)^{c_6} \right] + K_F \left[c_7 + c_8 \left(\frac{K_S Q_S Q}{F_T \Delta T_{ML}} \right)^{c_9} \left(\frac{1}{h_S} + R_{dw} + \frac{D_t}{D_i h_T} \right)^{c_9} (h_S^m)^{c_9} \right] + \left(\frac{H_Y C_T K_T Q_T Q}{\mathbf{h}_T F_T \Delta T_{ML}} \right) \left(\frac{1}{h_S} + R_{dw} + \frac{D_t}{D_i h_T} \right) h_T^n + \left(\frac{H_Y C_S K_S Q_S Q}{\mathbf{h}_S F_T \Delta T_{ML}} \right) \left(\frac{1}{h_S} + R_{dw} + \frac{D_t}{D_i h_T} \right) h_S^m \quad (3.51)$$

Donde H_Y es el tiempo de operación de la planta en horas por año.

Para resolver el problema usando cálculo diferencial, el costo total anual y sus primera y segunda derivada se tratan como funciones continuas; nuevamente, como en el caso de diseño, se sigue un procedimiento con dos ciclos, descrito en el trabajo de Serna y Jiménez (2005). En el ciclo interno, los parámetros compactos son rearrreglados como independientes de la configuración del intercambiador. Entonces, se obtienen dos ecuaciones algebraicas no lineales

después de aplicar las condiciones para el criterio de optimalidad para la función objetivo no lineal:

$$\frac{\partial TAC}{\partial h_T} = 0 \quad (3.52)$$

$$\frac{\partial TAC}{\partial h_S} = 0 \quad (3.53)$$

Puede obtenerse un conjunto de soluciones locales de los coeficientes de transferencia de calor para cada iteración al resolver las dos ecuaciones anteriores simultáneamente (por ejemplo con el método Newton Raphson). Una vez que los valores para h_T y h_S han sido obtenidos, es sencillo calcular los detalles del intercambiador de calor y los nuevos valores de los parámetros compactos en el ciclo externo; el procedimiento es aplicado hasta que se obtiene la convergencia.

CAPÍTULO 4. CASOS DE ESTUDIO

Ya que el tipo de intercambiador de calor más comúnmente usado es el de tubos y coraza, en este capítulo se tratan cinco casos de estudio donde se usan este tipo de intercambiadores: los dos primeros se toman del trabajo de Mizutani y col., (2003), uno más es la bien conocida Planta de Aromáticos de Linnhoff y col., (1982) y, finalmente, se presentan dos ejemplos donde se trata con redes de enfriamiento.

4.1 INTRODUCCIÓN

Una parte esencial de la mayoría de los procesos químicos es la transferencia de calor hacia o desde fluidos de proceso; sin embargo, aún cuando se ha hecho una gran cantidad de investigación y desarrollo sobre la síntesis de redes de intercambio de calor, en la mayoría de los trabajos se hacen consideraciones de coeficientes transferencia de calor constantes para todos los acoplamientos térmicos entre corrientes, lo que comúnmente lleva a diseños no óptimos pues dichos coeficientes varían con el diseño del equipo de transferencia de calor. Para ilustrar la aplicación y los principios del método de diseño discutido en este trabajo, en el que se incluye el diseño detallado del equipo de intercambio de calor, en esta sección se presentan varios casos de estudio. Como se ha explicado, el diseño detallado consiste en la determinación de la geometría óptima (en cuanto al costo total) de los intercambiadores, conforme a las especificaciones de proceso y las restricciones establecidas por los estándares industriales. Para cada intercambiador, la información mínima requerida acerca del proceso debe incluir principalmente la carga térmica, los flujos de los fluidos, las temperaturas de entrada y salida, los factores de ensuciamiento y las propiedades físicas de los fluidos necesarias para los cálculos (capacidad calorífica, densidad, viscosidad y conductividad térmica).

4.2 CASO DE ESTUDIO 1

Este primer caso de estudio consiste en determinar el diseño de la red de intercambio de calor con costo óptimo para tres corrientes calientes, tres corrientes frías, un servicio de calentamiento y un servicio de enfriamiento. Este problema aparece en el trabajo de Mizutani y col., (2003), donde se usa un modelo de programación matemática para la síntesis de la red de intercambio de calor que incluye el diseño detallado de los intercambiadores de calor de coraza y

tubos. Los datos de las corrientes se muestran en las Tablas 4.1 y sus propiedades físicas, constantes para todas las corrientes, son dadas en la Tabla 4.2; además, se establece como restricción de optimización el valor de la diferencia mínima de temperatura en 10°K.

Tabla 4.1. Datos de las corrientes para el Caso de Estudio 1.

Corriente	m (kg/s)	T_{in} (°K)	T_{out} (°K)
H1	16.3	426	333
H2	65.2	363	333
H3	32.6	454	433
C1	20.4	293	398
C2	24.4	293	373
C3	65.2	283	288
CW		300	320
S		700	700

Se conocen las siguientes funciones de costo:

$$\text{Costo Anual} = 1000 + 60\text{Área}^{0.6} \quad (4.1)$$

Válida para todos los intercambiadores y donde el Área está en m².

$$\text{Costo de Bombeo Anual} = 1.3(\Delta P_T m_T / r_T + \Delta P_S m_S / r_S) \quad (4.2)$$

Donde ΔP está en Pa, m en kg/s, y r en kg/m³. Además los costos de los servicios son \$6/kW-año y \$60/kW-año para CW y S, respectivamente.

Tabla 4.2. Propiedades físicas de las corrientes para el Caso de Estudio 1.

Viscosidad, kg/m s	2.4X10 ⁻⁴
Densidad, kg/m ³	634
Calor Específico, J/kg °K	2454
Conductividad Térmica, W/m °K	0.114

Como paso inicial para la síntesis de la red de intercambio de calor, se construye la matriz de costos de todos los acoplamientos posibles entre todas las corrientes existentes de acuerdo al

modelo mostrado en la Figura 2.3, realizando el diseño detallado de los equipos de intercambio de calor. Para obtener el costo total anual de cada posible acoplamiento entre las corrientes de proceso se usa el diseño detallado del equipo de intercambio de calor de acuerdo al procedimiento de diseño óptimo descrito por Serna y Jiménez (2005) que se explica en el Capítulo 3. Para obtener un diseño de la red de intercambio de calor que pueda ser comparado con el reportado por Mizutani y col., (2003) se deben hacer las siguientes simplificaciones sobre la geometría de los intercambiadores de calor: se considera que todas las unidades de intercambio de calor tienen solamente un paso por los tubos y se fija un valor del corte de baffle de 25%. De este modo se dejan como variables a optimizar, además de las caídas de presión, el arreglo de los tubos, el tipo de cabezal del intercambiador, la localización de los fluidos (de qué lado del intercambiador fluye cada uno), los diámetros interno y externo de tubo y la separación entre ejes de tubo. El diseño detallado se restringe solamente a las unidades de intercambio de calor entre corrientes de proceso. De la misma manera que en el trabajo de Mizutani y col., (2003), se establece un valor fijo para el coeficiente global de transferencia de calor entre corrientes de proceso y servicios externos (calentadores y enfriadores) de $444 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$. Debe mencionarse que, de acuerdo a los datos del problema presentados por Mizutani y col., (2003), el costo total anual incluirá solamente los costos de capital de los equipos de intercambio de calor y de bombeo, pues no se reportan funciones de costo para los dispositivos de bombeo. La matrices de costos para el diseño inicial se reportan en las Tablas 4.3 y 4.4.

Tabla 4.3. Matriz de costos para el diseño inicial del Caso de Estudio 1.

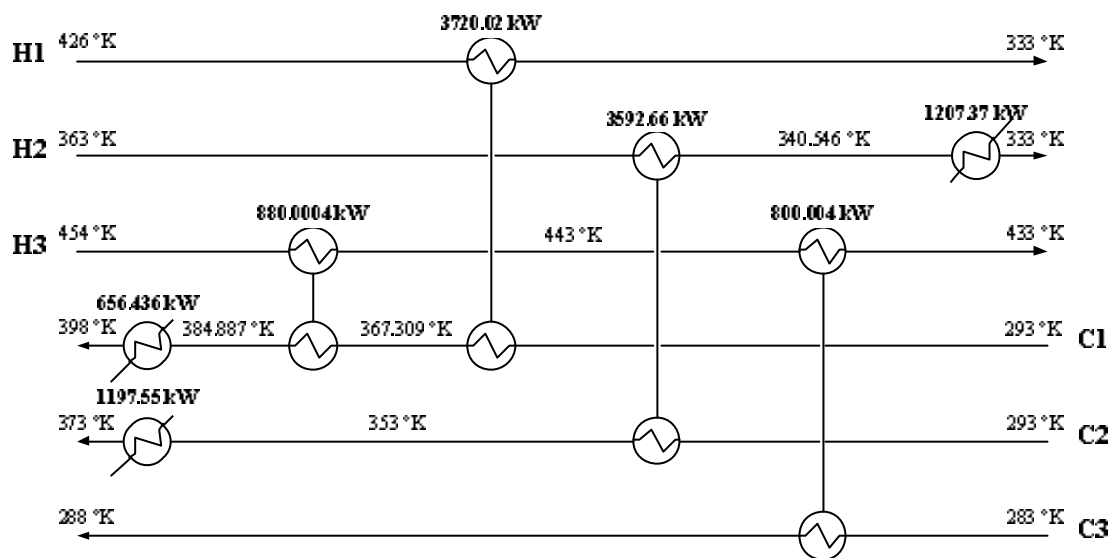
	C1	C2	C3
H1	\$98,184.42/año	\$70,109.32/año	\$21,310.72/año
H2	\$155,024.62/año	\$88,375.43/año	\$64,505.24/año
H3	\$218,295.08/año	\$190,482.07/año	\$7,944.86/año

Tabla 4.4. Matriz de costos de sección remanente del diseño inicial del Caso de Estudio 1.

	C1	C2
H3	\$42,628.52/año	\$22,449.22/año
Vapor	\$94,116.72/año	\$73,840.33/año

Al aplicar el método híbrido siguiendo el procedimiento que se ha descrito en el trabajo de Ren y col. (2001), que permite la selección de los acoplamientos que conduzcan a un menor

costo total anual usando el modelo de programación entera (IP) establecido en la Sección 2.4, se consigue el diseño inicial mostrado en la Figura 4.1 (nodo origen), donde los acoplamientos H1-C1, H2-C2 y H3-C3 se obtienen directamente de la matriz de costos, mientras que el acoplamiento térmico H3-C1 es logrado mediante el análisis de la sección remanente. El costo total anual de esta red es de \$136,385.05/año. El costo de los servicios es de \$118,483.38/año, esto es, representa el 86.87% del costo total, por lo que se trata de un problema de costo de energía dominante (los costos de los servicios externos son más de la mitad del costo total anual).

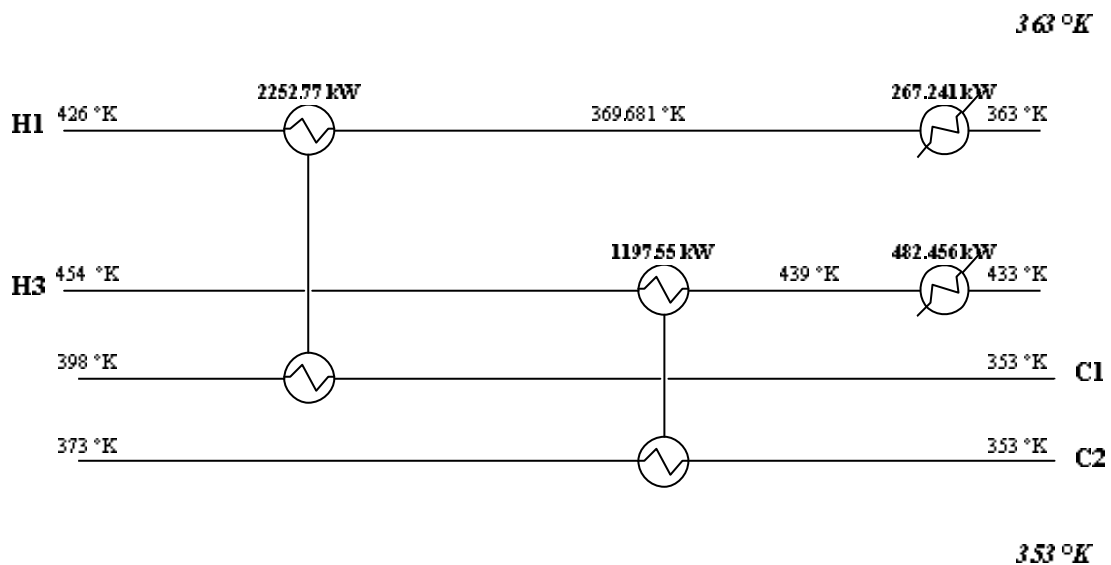


de abajo del pliegue sólo existiría la corriente fría C3. Entonces, de acuerdo a lo sugerido por Ren y col., (2001), se debe dividir el problema en el punto para mínimo número de corrientes totales, es decir donde se consiga tener el menor número de corrientes a cada lado de la división. De este modo, al dividir el problema a una temperatura de 358 °K, se tendrán dos problemas diferentes que se tratan de manera independiente.

Para el lado izquierdo del punto de división se llega al diseño mostrado en la Figura 4.2 (nodo 1-1) directamente de la selección de acoplamientos óptimos en la matriz de costos, y se tiene un costo total anual de \$16,365.31/año, siendo el costo de los servicios el 27.48% del costo total.

Tabla 4.5. Matriz de costos para el lado izquierdo de la división del Caso de Estudio 1.

	C1	C2
H1	\$8,703.62/año	\$11,329.79/año
H3	\$37,351.92/año	\$7,661.68/año



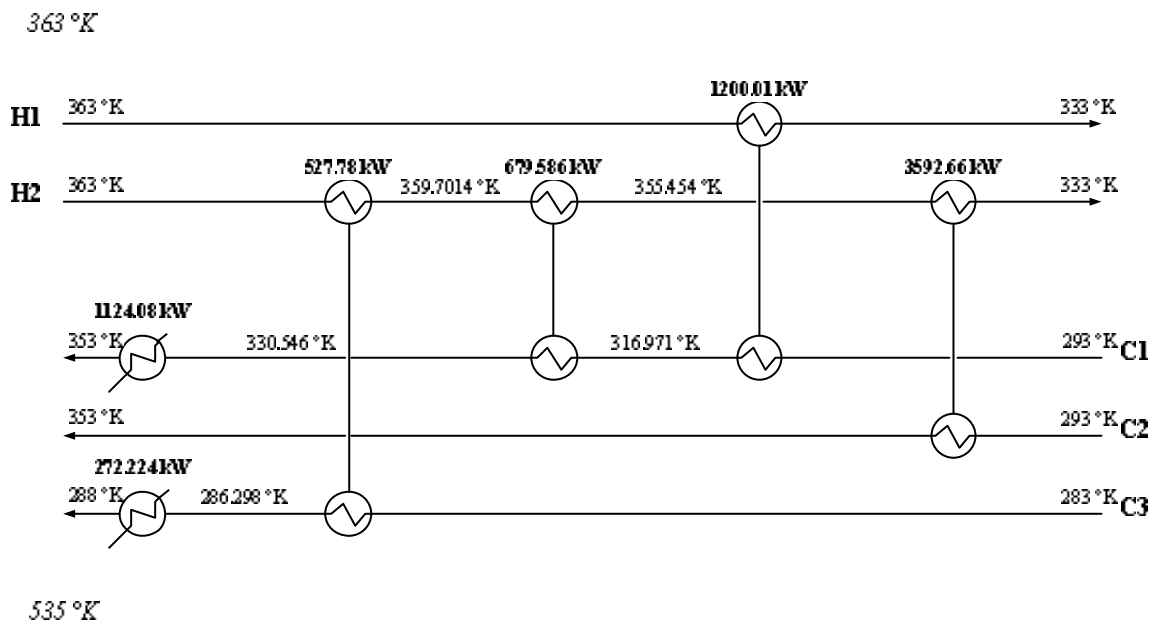
acoplamiento H2-C3. Finalmente, abajo del pliegue se logra el diseño de la Figura 4.3 (nodo 1-2), y aunque no se consigue reducir la proporción del costo de los servicios con respecto al costo total anual a menos del 50%, ya no es posible bajar el consumo de servicios externos.

Tabla 4.6. Matriz de costos para el lado derecho de la división del Caso de Estudio 1.

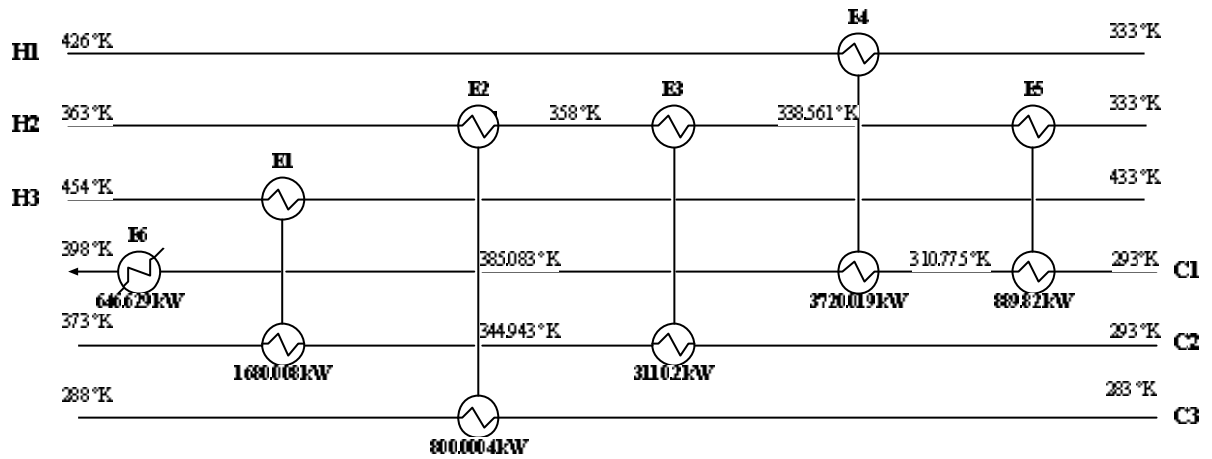
	C1	C2	C3
H1	\$111,962.767/año	\$147,749.9915/año	\$5,520.622/año
H2	\$17,841.67/año	\$14,535.1/año	\$64,505.24/año
Vapor	\$182,238.5078/año	\$218,281.5072/año	\$51,516.4765/año

Tabla 4.7. Matriz de costos sección remanente lado derecho de la división del Caso de Estudio 1.

	C1	C3
H2	\$76,172.5817/año	\$47,096.817/año
Vapor	\$110,151.167/año	\$51,516.4765/año



El orden de los acoplamientos secuenciales de la corriente H2 se establece de acuerdo a las cargas térmicas de las corrientes frías. El diseño final, que se muestra en la Figura 4.4, está constituido por cinco intercambiadores de calor y un calentador, y tiene un costo total anual de \$55,955.58/año con un costo de servicios externos de \$38,797.74/año, que constituyen el 69.34% del total y es el más bajo posible (consumo de servicios mínimos).



siguiente se muestran los detalles de diseño de los intercambiadores de calor del diseño final para este caso de estudio.

Tabla 4.8. Comparación de los costos resultantes para el Caso de Estudio 1.

	Mizutani y col. (2003)	Este trabajo
Número de Unidades de Intercambio de Calor	9	6
Área Total de la Red	308.8 m ²	602.45 m ²
Costo de Inversión de Unidades de Intercambio entre Corrientes de Proceso	\$9,389/año	\$9,768.60/año
Costo de Inversión de Unidades de Intercambio Corrientes-Servicios	\$2,999/año	\$1,152.28/año
Costo de Servicios	\$173,456/año	\$38,797.74/año
Costo de Bombeo	\$17,076/año	\$6,236.96/año
Costo Total Anual	\$202,920/año	\$55,955.58/año

Tabla 4.9. Resultados del diseño detallado de la red final para el Caso de Estudio 1.

	E1	E2	E3	E4	E5
Área (m ²)	68.9821	9.4596	273.3783	172.1526	62.9807
Diámetro Interno/Diámetro Externo/Pitch (mm)	46.58/50.8/63.5	46.58/50.8/63.5	13.386/15.875/22.225	4.928/6.350/7.938	46.58/50.8/63.5
Arreglo de los Tubos	Cuadrado 90°	Cuadrado 90°	Cuadrado 90°	Cuadrado 90°	Cuadrado 90°
Tipo de Cabezal	Tubos en U	De Anillo	Empacado	Tubos en U	Flotante
Localización del Fluido Caliente	Tubos	Coraza	Tubos	Coraza	Tubos
Diámetro de Coraza (mm)	782.5940	500.9585	835.4205	427.9360	720.9690
Número de Tubos	86	22	1293	2157	67
Longitud de los Tubos (mm)	5045.7615	2734.0281	4242.3387	4001.0076	5922.9235
Número de Baffles	6	6	6	9	8
Espaciado de Baffle Central (mm)	756.9612	393.9231	636.2763	399.4295	706.8204
Espaciado de Baffle de Entrada (mm)	756.9612	393.9231	636.2763	399.4295	706.8204
Espaciado de Baffle de Salida (mm)	756.9612	393.9231	636.2763	399.4295	706.8204
Coefficiente de Transferencia de Calor del Lado de los Tubos (W/m ² °C)	498.5362	2605.6164	934.3493	1478.9689	1061.2841
Coefficiente de Transferencia de Calor del Lado de la Coraza (W/m ² °C)	819.6817	2456.4383	1021.2422	1909.4821	778.7765
Coefficiente Global de Transferencia de Calor (W/m ² °C)	288.2863	1127.6004	437.4320	705.560	421.4297
DP _{Tubo} (Pa)	1000	5834.04	1000	46529.70	1000
DP _{Coraza} (Pa)	1000	18058.40	1815.490	17339.10	1000

4.3 CASO DE ESTUDIO 2

El siguiente caso al igual que el anterior fue estudiado por Mizutani y col., (2003). El problema consiste de diez corrientes de proceso: siete calientes y tres frías, además vapor para calentamiento y agua como servicio de enfriamiento. Se trata de determinar la red óptima de intercambio de calor, considerando el diseño detallado de los intercambiadores de calor de coraza y tubos entre corrientes de proceso. Los datos de las corrientes involucradas en el proceso y los datos de costo se presentan en la Tabla 4.10, mientras que las propiedades físicas de dichas corrientes son las mismas que para el ejemplo anterior y se muestran en la Tabla 4.11. Al igual que en el caso de estudio anterior se ha fijado la diferencia mínima de temperatura en 10°K.

Tabla 4.10. Datos de las corrientes para el Caso de Estudio 2.

Corriente	m (kg/s)	T_{in} (°K)	T_{out} (°K)
H1	134	413	313
H2	235	433	393
H3	12.1	483	318
H4	28.5	533	333
H5	102	553	483
H6	14.2	623	443
H7	38.9	653	433
C1	235	543	658
C2	143	403	543
C3	104	293	403
CW		293	298
S		700	700

Tabla 4.11. Propiedades físicas de las corrientes para el Caso de Estudio 2.

Viscosidad, kg/m s	2.4×10^{-4}
Densidad, kg/m ³	634
Calor Específico, J/kg °K	2454
Conductividad Térmica, W/m °K	0.114

Se tienen las funciones de costo siguientes:

$$\text{Costo Anual} = 1000 + 60 \text{Área}^{0.6} \quad (4.3)$$

$$\text{Costo de Bombeo Anual} = 0.7 \left(\Delta P_T m_T / r_T + \Delta P_S m_S / r_S \right) \quad (4.4)$$

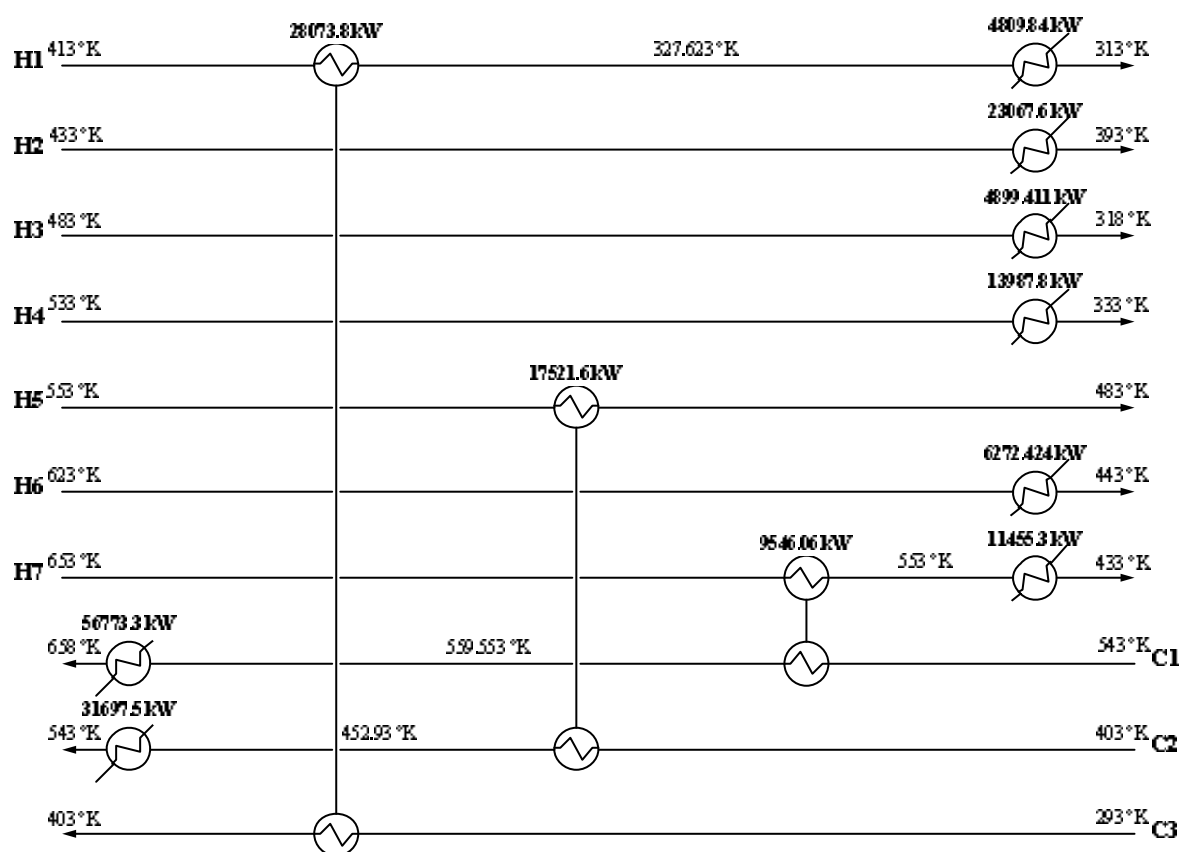
La ecuación (4.3) es válida para todos los intercambiadores, donde Área está en m²; en la ecuación (4.4) ΔP tiene unidades de Pa, m está en kg/s, y r en kg/m³. Los costos de los servicios externos son: \$6/kW-año para CW y \$60/kW-año para S. Al igual que en el caso anterior, se considera que todas las unidades de intercambio de calor tienen un paso por los tubos y se fija el corte de bafle de 25%; además se fija un coeficiente global de transferencia de calor de 444 W/m² °C para los calentadores y enfriadores. Además, el costo total anual no incluye el costo de los dispositivos de bombeo, pues no se tienen las funciones de costo para estos equipos. Al final se tendrán resultados que pueden compararse con los de Mizutani y col., (2003).

El paso inicial en el diseño de la red óptima de intercambio de calor mediante el método recursivo propuesto (Ren y col., 2001) es el diseño de bloque simple. Se obtiene la matriz de costos de los acoplamientos posibles entre todas las corrientes presentes usando el algoritmo de diseño óptimo (Serna y Jiménez, 2005) para el diseño de los intercambiadores de calor y se sigue el modelo de acoplamiento propuesto en el Capítulo 2. A partir de la matriz obtenida se seleccionan aquellos acoplamientos que produzcan el menor costo total anual; la cantidad de servicios externos (vapor para calentamiento y agua fría para enfriamiento) usados en el diseño resultante determinará si el problema se clasifica como de capital dominante o de energía dominante. Debe recordarse que el objetivo deseado de un menor costo total anual (óptimo) para la red final se alcanza cuando el costo de los servicios usados sea menor al 50% del costo total, o cuando ya no se pueda reducir más la cantidad usada de dichos servicios.

Tabla 4.12. Matriz de costos para el diseño inicial del Caso de Estudio 2.

	C1	C2	C3	Agua
H1	\$1X10 ¹⁰ /año	\$1X10 ¹⁰ /año	\$55,953.28/año	\$207,139.65/año
H2	\$1X10 ¹⁰ /año	\$2,638,799.49/año	\$308,534.08/año	\$143,916.55/año
H3	\$1X10 ¹⁰ /año	\$2,851,828.54/año	\$1,397,262.02/año	\$32,100.72/año
H4	\$1X10 ¹⁰ /año	\$2,491,630.63/año	\$855,737.95/año	\$88,032.65/año
H5	\$1X10 ¹⁰ /año	\$1,904,695.65/año	\$639,719.34/año	\$108,957.23/año
H6	\$3,869,105.03/año	\$2,578,997.20/año	\$1,313,479.21/año	\$39,846.64/año
H7	\$3,492,249.08/año	\$1,699,644.17/año	\$430,708.10/año	\$129,933.43/año

Para este problema en particular, el paso inicial de diseño recursivo (nodo origen) produce un diseño, mostrado en la Figura 4.5, con los acoplamientos H1-C3, H5-C2 y H7-C1, teniendo que usar servicios externos para el resto de las corrientes, por lo que el costo total anual es de \$5,756,794.57/año, donde el costo de los servicios externos representa el 98.83% del total. Se trata, por lo tanto, de un problema de energía dominante, por lo que se debe seguir con el método recursivo. El siguiente paso es dividir el problema en el punto de pliegue, característica propia de los métodos heurísticos o evolucionarios; de este modo cada subproblema se maneja de manera independiente.



98.85% del total; en esta parte del problema se da el caso de acoplamientos secuenciales y de diseño de sección remanente: los acoplamientos H5-C2 y H7-C1 se obtienen de la matriz de costo inicial; mediante el análisis de la sección remanente de este diseño se seleccionan los acoplamientos H6-C1, y H7-C2; de las corrientes que aún pueden transferir calor después de estos acoplamientos se consiguen acoplar H6-C2 y H4-C2 por un inspección simple. Además la corriente H3 es llevada hasta su temperatura objetivo con el uso de servicio externo de enfriamiento. Aun cuando el costo de los servicios es mucho mayor al 50% del costo total, ya no es posible lograr mayor reducción de este porcentaje.

Tabla 4.13. Matriz de costos para el lado de arriba del pliegue del Caso de Estudio 2.

	C1	C2	Agua
H3	\$1X10 ¹⁰ /año	\$2,444,541.13/año	\$10,459.17/año
H4	\$1X10 ¹⁰ /año	\$2,117,355.88/año	\$44,486.42/año
H5	\$1X10 ¹⁰ /año	\$1,484,524.69/año	\$108,957.24/año
H6	\$3,869,105.03/año	\$2,158,208.98/año	\$39,846.64/año
H7	\$3,492,249.08/año	\$1,280,675.66/año	\$129,933.24/año

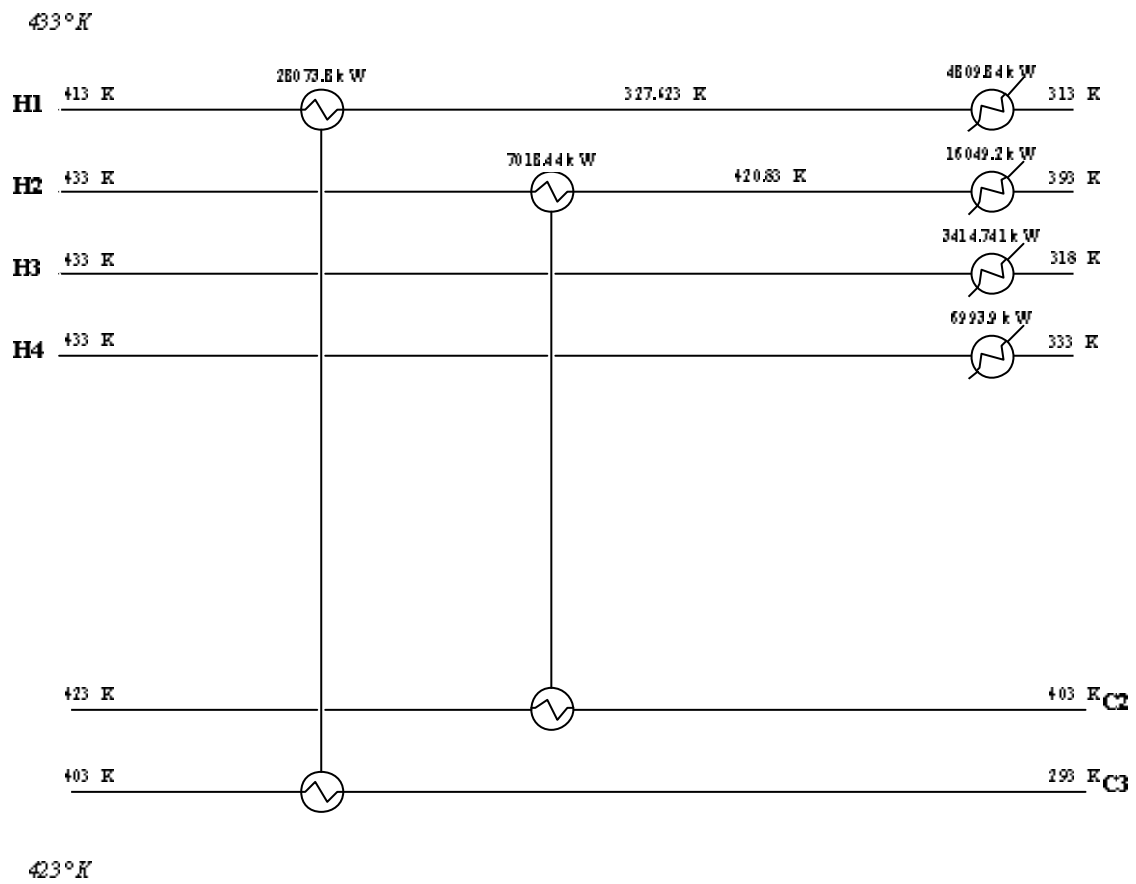
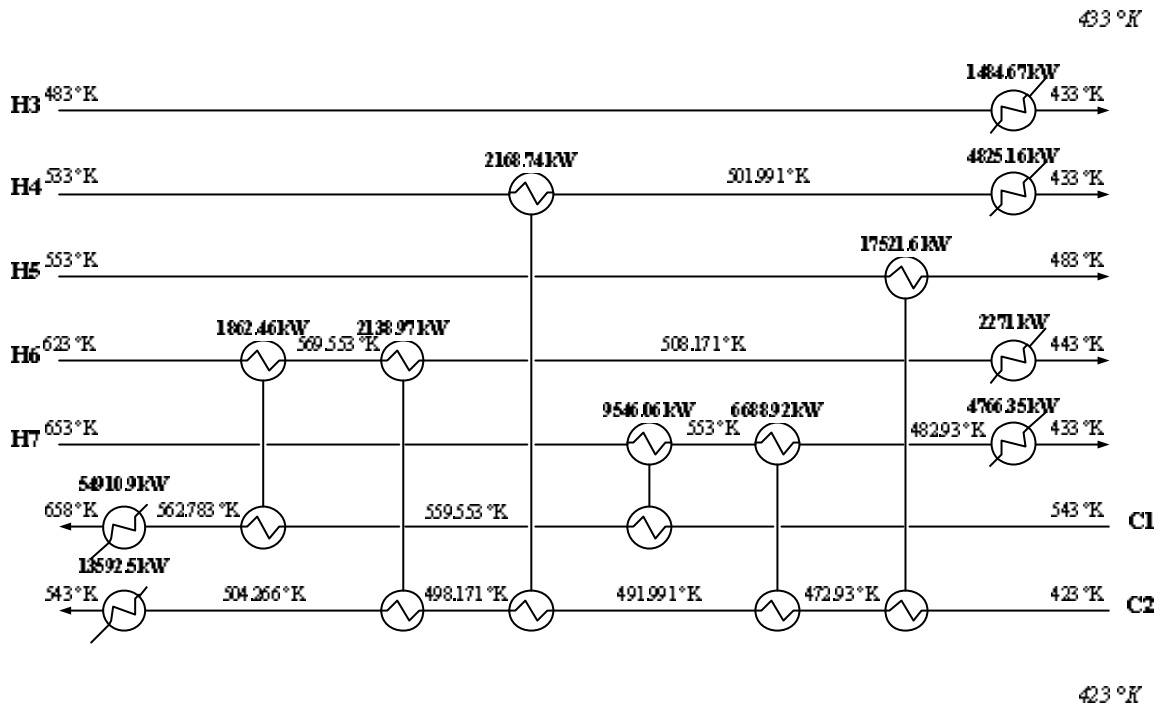
Tabla 4.14. Matriz de costos sección remanente lado de arriba del pliegue del Caso de Estudio 2.

	C1	C2	Agua
H4	\$1X10 ¹⁰ /año	\$1,296,763.76/año	\$44,486.42/año
H6	\$3,332,862.43/año	\$1,201,932.16/año	\$39,846.64/año
H7	\$1X10 ¹⁰ /año	\$1,116,987.88/año	\$71,853.88/año

Para el lado de abajo del pliegue (modo 1-2) se consigue la red mostrada en la Figura 4.7, mediante aplicación más simple del método recursivo que arriba del pliegue, pues de la matriz de costos de este lado del pliegue se consigue un diseño con sólo dos unidades de intercambio de calor: H1-C3 y H2-C2. Las corrientes H3 y H4 requieren de servicio externo de enfriamiento. Se tiene un costo total anual de \$231,815.51/año en el que los servicios necesarios constituyen el 80.93% y no es posible reducirlos más.

Tabla 4.15. Matriz de costos para el lado de abajo del pliegue del Caso de Estudio 2.

	C2	C3	Agua
H1	\$1X10 ¹⁰ /año	\$55,953.28/año	\$207,139.65/año
H2	\$107,594.76/año	\$308,534.07/año	\$143,916.55/año
H3	\$411,243.44/año	\$1,486,137.91/año	\$22,982.38/año
H4	\$380,577.97/año	\$1,271,116.43/año	\$45,285.08/año



La red final obtenida al combinar los diseños para cada lado del pliegue y después de optimizar las temperaturas entre intercambiadores se muestra en la Figura 4.8, donde se presentan dichas temperaturas y las cargas térmicas de cada intercambiador. Los órdenes de los acoplamientos secuenciales presentes en el diseño final se establecen de acuerdo a lo sugerido por Ren y col., (2001). El costo de este diseño es de \$4,437,953.91/año, donde el costo de los servicios externos es \$4,377,887.01/año (el 98.64% del costo total anual), el costo total anual es 14.38% menor al que obtienen Mizutani y col., (2003); la causa principal de esta diferencia es el consumo de servicios, ya que este ejemplo es de costo dominado por la energía, lo que puede apreciarse en la Tabla 4.16.

Aunque el diseño final hallado en este trabajo requiere una mayor área de transferencia de calor y presenta costos de inversión y bombeo mayores a los de Mizutani y col., (2003), al igual que en el ejemplo anterior, el costo total es menor debido a la reducción en la cantidad de servicios externos que se requieren para satisfacer los requerimientos del problema. Los detalles de diseño de las unidades de intercambio de calor de la Figura 4.8 se describen en las Tablas 4.17a y 4.17b.

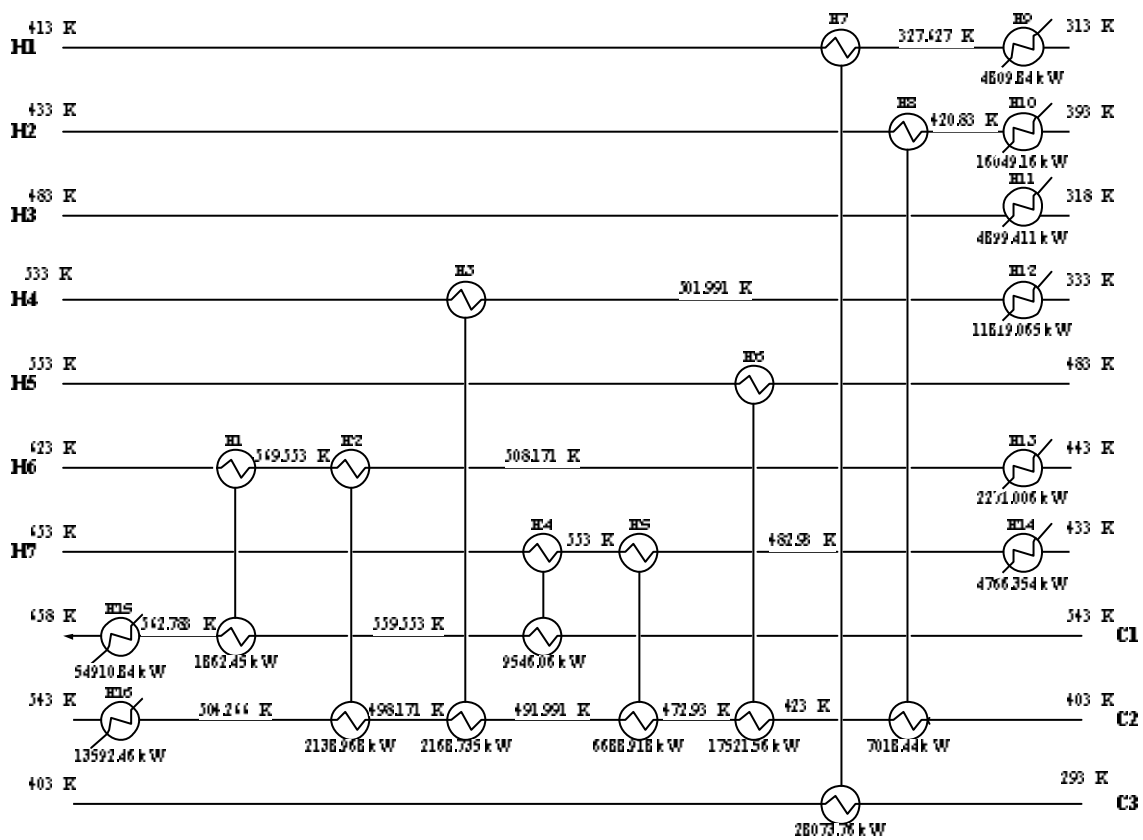


Tabla 4.16. Comparación de los costos resultantes para el Caso de Estudio 2.

	Mizutani y col. (2003)	Este Trabajo
Número de Unidades de Intercambio de Calor	13	16
Área Total de la Red	1,709.5 m ²	5,663.48 m ²
Costo de Inversión de Unidades de Intercambio entre Corrientes de Proceso	\$19,123/año	\$29,977.76/año
Costo de Inversión de Unidades de Intercambio Corrientes-Servicios	\$5,000/año	\$22,531.01/año
Costo de Servicios	\$5,154,291/año	\$4,377,887.01/año
Costo de Bombeo	\$4,807/año	\$7,558.13/año
Costo Total Anual	\$5,183,221/año	\$4,437,953.91/año

Tabla 4.17a. Diseño detallado de las unidades de intercambio de calor de la Figura 4.8.

	E1	E2	E3	E4
Área (m ²)	215.0946	127.6008	214.3728	526.9644
Diámetro Interno/Diámetro Externo/Pitch (mm)	46.58/50.8/63.5	34.798/31.750/39.688	33.884/31.750/39.688	33.884/31.750/39.688
Arreglo de los Tubos	Triangular	Cuadrado 90°	Cuadrado 90°	Cuadrado 90°
Tipo de Cabezal	Empacado	Empacado	Empacado	Empacado
Localización del Fluido Caliente	Coraza	Coraza	Coraza	Coraza
Diámetro de Coraza (mm)	1132.7205	826.3623	897.3774	1180.6513
Número de Tubos	238	274	329	607
Longitud de los Tubos (mm)	5665.4216	4684.3960	6542.4035	8709.9971
Número de Baffles	15	21	10	12
Espaciado de Baffle Central (mm)	348.1425	215.4107	597.3137	722.6568
Espaciado de Baffle de Entrada (mm)	487.3996	215.4107	597.3137	722.6568
Espaciado de Baffle de Salida (mm)	487.3996	215.4107	597.3137	722.6568
Coefficiente de Transferencia de Calor del Lado de los Tubos (W/m ² °C)	1069.3182	1087.7891	984.3875	896.7819
Coefficiente de Transferencia de Calor del Lado de la Coraza (W/m ² °C)	465.3857	1042.0801	958.2097	956.870
Coefficiente Global de Transferencia de Calor (W/m ² °C)	309.6124	568.8379	508.4377	485.1405
DP _{Tubo} (Pa)	1000	1000	1000	1000
DP _{Coraza} (Pa)	1000	5958.160	2984.390	3416.590

Tabla 4.17b. Diseño detallado de las unidades de intercambio de calor de la Figura 4.8.

	E5	E6	E7	E8
Área (m ²)	410.2365	446.8786	2654.6166	1067.7152
Diámetro Interno/Diámetro Externo/Pitch (mm)	14.097/15.875/22.225	20.447/22.225/27.781	7.036/9.525/13.494	20.447/22.225/28.892
Arreglo de los Tubos	Cuadrado 90°	Cuadrado 90°	Cuadrado 90°	Cuadrado 90°
Tipo de Cabezal	Empacado	Empacado	Tubos Fijos	Empacado
Localización del Fluido Caliente	Coraza	Coraza	Tubos	Tubos
Diámetro de Coraza (mm)	909.6859	1087.04628	1178.3326	1449.7861
Número de Tubos	1564	1109	8610	2049
Longitud de los Tubos (mm)	5260.3016	5775.0007	10304.5512	7463.8881
Número de Baffles	6	5	9	5
Espaciado de Baffles (mm)	814.2685	987.1315	1073.2145	1379.7905
Espaciado de Baffle de Entrada (mm)	814.2685	987.1315	1073.2145	1379.7905
Espaciado de Baffle de Salida (mm)	814.2685	987.1315	1073.2145	1379.7905
Coefficiente de Transferencia de Calor del Lado de los Tubos (W/m ² °C)	1369.7191	923.7141	1160.5125	840.6996
Coefficiente de Transferencia de Calor del Lado de la Coraza (W/m ² °C)	1134.3606	1749.9149	1496.3229	1349.1991
Coefficiente Global de Transferencia de Calor (W/m ² °C)	578.0673	563.7237	533.3658	485.4751
DP _{Tubo} (Pa)	2786.580	1000	5536.810	1000
DP _{Coraza} (Pa)	2866.540	12082.20	18712.20	6743.790

4.4 CASO DE ESTUDIO 3

El siguiente caso de estudio es el bien conocido problema de la Planta de Aromáticos, ampliamente estudiado en la literatura por diversos autores (Linnhoff y col., 1982; Linnhoff y Ahmad, 1989, 1990; Suaysompol y Wood, 1991; Serna, 1999; Ren y col., 2001; Ravagnani y col., 2003). Está basado en el diagrama de flujo simplificado de uno de los complejos aromáticos más grandes de Europa. La sección de reacción no está disponible para la integración térmica debido a restricciones impuestas para el arranque y por seguridad. Los datos de temperaturas, flujos y propiedades físicas se presentan en las Tablas 4.18 y 4.19 (Polley y Panjeh Shahi, 1991). La planta contiene cuatro corrientes calientes y cinco corrientes frías, además de agua como servicio de enfriamiento y aceite térmico para calentamiento. En la Tabla 4.20 se presentan los datos usados por Ravagnani y col., (2003), adicionalmente se usarán una función de costo para el equipo de bombeo y un costo de potencia típicos propuestos por Muralikrishna y Shenoy (2000).

Tabla 4.18. Datos de las corrientes de la Planta de Aromáticos.

Corriente	T_{in} (°C)	T_{out} (°C)	CP (kW/°C)
H1	327	40	100
H2	220	160	160
H3	220	60	60
H4	160	45	400
C1	100	300	100
C2	35	164	70
C3	85	138	350
C4	60	170	60
C5	140	300	200
OIL	330	230	
CW	10	30	

Tabla 4.19. Propiedades físicas de las corrientes de la Planta de Aromáticos.

Corriente	r (kg/m ³)	C_p (J/kg°C)	m (cP)	k (W/m°C)	R_d (m ² °C/W)
H1	500	2000	0.25	0.11	0.00018
H2	55	2192	0.01	0.026	0.00014
H3	676	1877	0.28	0.11	0.00018
H4	697	5480	0.31	0.11	0.00018
C1	464	2000	0.16	0.11	0.00018
C2	570	1590	0.30	0.11	0.00018
C3	1	10000	0.01	0.17	0.00014
C4	685	1580	0.27	0.11	0.00018
C5	667	2740	0.21	0.11	0.00018

Tabla 4.20. Datos de costo para la Planta de Aromáticos.

Costo del Servicio de Calentamiento = \$60/kW-año	Vida Útil de la Planta (t) = 5 años
Costo del Servicio de Enfriamiento = \$6/kW-año	Tasa de Interés (i) = 0%
Costo de Capital del Intercambiador	$10000+350(\text{Área})$
Costo de Capital del Equipo de Bombeo	$2000+5[\Delta P(m/r)]^{0.68}$
Costo de Potencia	\$0.00005/W h
Factor de Carga Fija (K_F)	$(1+i)^t/t$

Las unidades son: m² para el Área, Pa para DP, kg/s para m y kg/m³ para r .

Los intercambiadores de calor diseñados en este ejemplo tendrán las mismas especificaciones que usan Ravagnani y col., (2003), tubos de acero ($k = 36 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$) con 19.05 mm de diámetro externo y 15.74 mm de diámetro interno, espaciado de 25.4 mm en un arreglo cuadrado a 90° y un corte de baffle del 25%; las corrientes calientes fluirán por la coraza y las corrientes frías por los tubos. La planta opera 8,000 horas por año, siendo la eficiencia de los dispositivos de bombeo del 0.70. Se ha establecido también una diferencia mínima de temperaturas de $22 \text{ }^\circ\text{C}$.

Como se ha descrito, el primer paso en el diseño de la red óptima de intercambio de calor mediante el método recursivo propuesto es el diseño de bloque simple: se obtiene la matriz de costos de los acoplamientos posibles entre todas las corrientes presentes de acuerdo al modelo de acoplamiento presentado en la Figura 2.3, en el que los equipos de intercambio de calor se diseñan con el algoritmo de diseño óptimo de Serna y Jiménez (2005) descrito en la Sección 3.5, a partir de la matriz obtenida se seleccionan aquellos acoplamientos que produzcan el menor costo total anual; la cantidad de servicios externos (vapor para calentamiento y agua fría para enfriamiento) usados en el diseño resultante determinará si el problema se clasifica como de capital dominante o de energía dominante. El objetivo deseado de un menor costo total anual (óptimo) para la red final se alcanza cuando el costo de los servicios externos sea menor al 50% del costo total, o cuando ya no se pueda reducir más la cantidad usada de dichos servicios.

El paso inicial del método recursivo (nodo origen) produce el diseño mostrado en la Figura 4.9, con los acoplamientos H1-C1, H2-C5, H3-C2, H4-C3 y H1-C4, este último obtenido con el análisis de la sección remanente; son necesarios 34,340 kW de servicio externo de enfriamiento y 26,700 kW de servicio externo de calentamiento, con lo que el costo total anual es de \$2,354,284.92/año; el costo de los servicios externos representa el 76.79% del total, se trata pues de un problema de energía dominante, por lo que se debe seguir con el método recursivo.

Tabla 4.21. Matriz de costos para el diseño inicial de la Planta de Aromáticos.

	C1	C2	C3	C4	C5
H1	\$205,577.10/año	\$159,761/año	\$160,434.10/año	\$174,167.82/año	\$1,250,400.70/año
H2	\$66,697.60/año	\$57,983.60/año	\$632,728.60/año	\$153,983.78/año	\$1,592,903.71/año
H3	\$966,580.22/año	\$48,615.42/año	\$825,537.18/año	\$52,303.45/año	\$1,880,339.60/año
H4	\$1,369,831.70/año	\$437,915.61/año	\$254,023.80/año	\$455,277.08/año	\$1X10 ¹⁰ /año
OIL	\$1,256,413.20/año	\$553,535/año	\$1,164,831.30/año	\$405,682.69/año	\$2,023,328/año

Tabla 4.22. Matriz de costos sección remanente del diseño inicial de la Planta de Aromáticos.

	C4	CW
H1	\$26,938.78/año	\$3,123.10/año
H2	\$12,862.60/año	\$3,179.11/año
H4	\$16,694.53/año	\$18,675.90/año

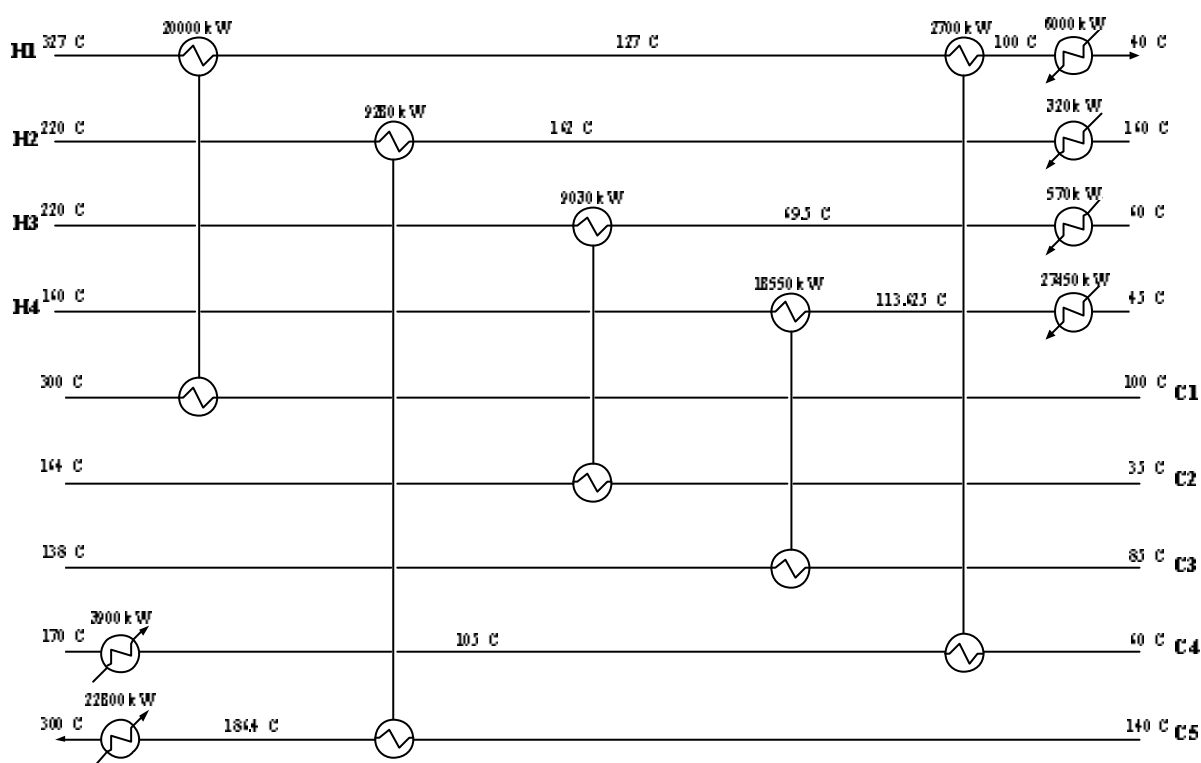


Figura 4.9. Red inicial para la Planta de Aromáticos (nodo origen).

El paso siguiente es dividir el problema en el punto de pliegue; de este modo cada subproblema se resuelve de manera independiente. La temperatura de pliegue es 111°C. La red de intercambio de calor para el lado de arriba del pliegue (nodo 1-1) es hallada con aplicación sencilla del método recursivo, usando programación entera (IP) y reglas evolucionarias: de la matriz de costos de este lado del pliegue se consigue un diseño con 5 unidades de intercambio de calor: H1-C1, H2-C5, H3-C2, H4-C3 y H3-C4, siendo éste último hallado a partir del análisis de la sección remanente; las corrientes H1, H2 y H4 requieren un total de 2,720 kW de servicio externo de enfriamiento, mientras que las corrientes C4 y C5 requieren de 25,200 kW de servicio

de calentamiento; el diseño final para este lado del pliegue presenta un costo total anual de \$2,133,235.17/año, donde los servicios representan el 71.64% del total y se muestra en la Figura 4.10.

Tabla 4.23. Matriz de costos arriba del pliegue de la Planta de Aromáticos.

	C1	C2	C3	C4	C5
H1	\$157,644.40/año	\$117,132.14/año	\$99,972.71/año	\$118,612.20/año	\$1,184,891.08/año
H2	\$767,783.50/año	\$179,634.40/año	\$315,592.90/año	\$187,715/año	\$218,208.40/año
H3	\$936,086.90/año	\$31,182.12/año	\$527,115.40/año	\$31,775.20/año	\$1,852,667.98/año
H4	\$1,126,169/año	\$215,782.30/año	\$212,739.70/año	\$132,062.92/año	\$1X10 ¹⁰ /año
OIL	\$1,256,780.40/año	\$277,207.04/año	\$840,212.20/año	\$259,900.25/año	\$2,023,998/año

Tabla 4.24. Matriz de costos sección remanente arriba del pliegue de la Planta de Aromáticos.

	C4	CW
H1	\$235,856.85/año	\$23,966.90/año
H3	\$188,617.24/año	\$12,611.69/año

Para el lado de abajo del pliegue (nodo 1-2) se llega a la red mostrada en la Figura 4.11, con sólo seis unidades de intercambio de calor: entre las corrientes H1-C2, H3-C4 y H4-C3 y un enfriador en cada corriente caliente. Se tiene un costo total anual de \$389,961.97/año en el que los servicios necesarios constituyen el 46.95% y son de 30,520 kW de enfriamiento, los mínimos para este subproblema al ser tratado de manera independiente.

Tabla 4.25. Matriz de costos abajo del pliegue de la Planta de Aromáticos.

	C2	C2	C4
H1	\$66,450.10/año	\$331,257.70/año	\$69,452.10/año
H3	\$80,109.10/año	\$324,275.78/año	\$35,759.47/año
H4	\$226,867.40/año	\$287,752.40/año	\$236,787.30/año

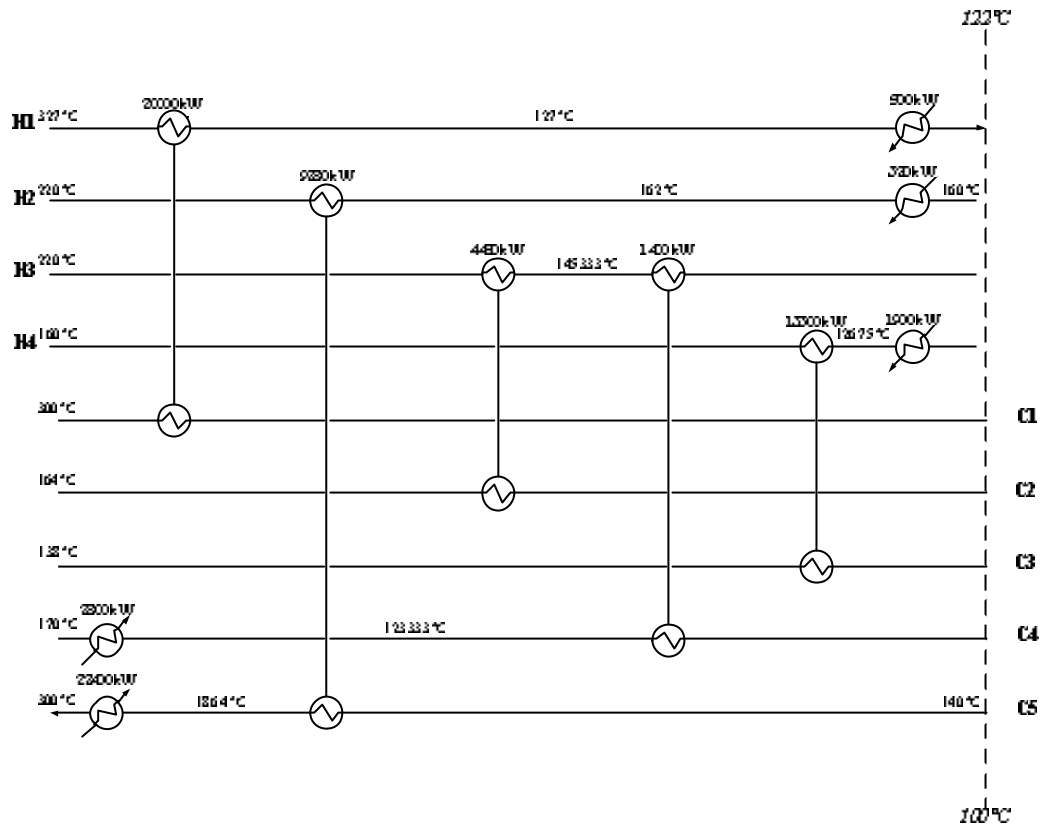


Figura 4.10. Red arriba del pliegue (nodo 1-1) de la Planta de Aromáticos.

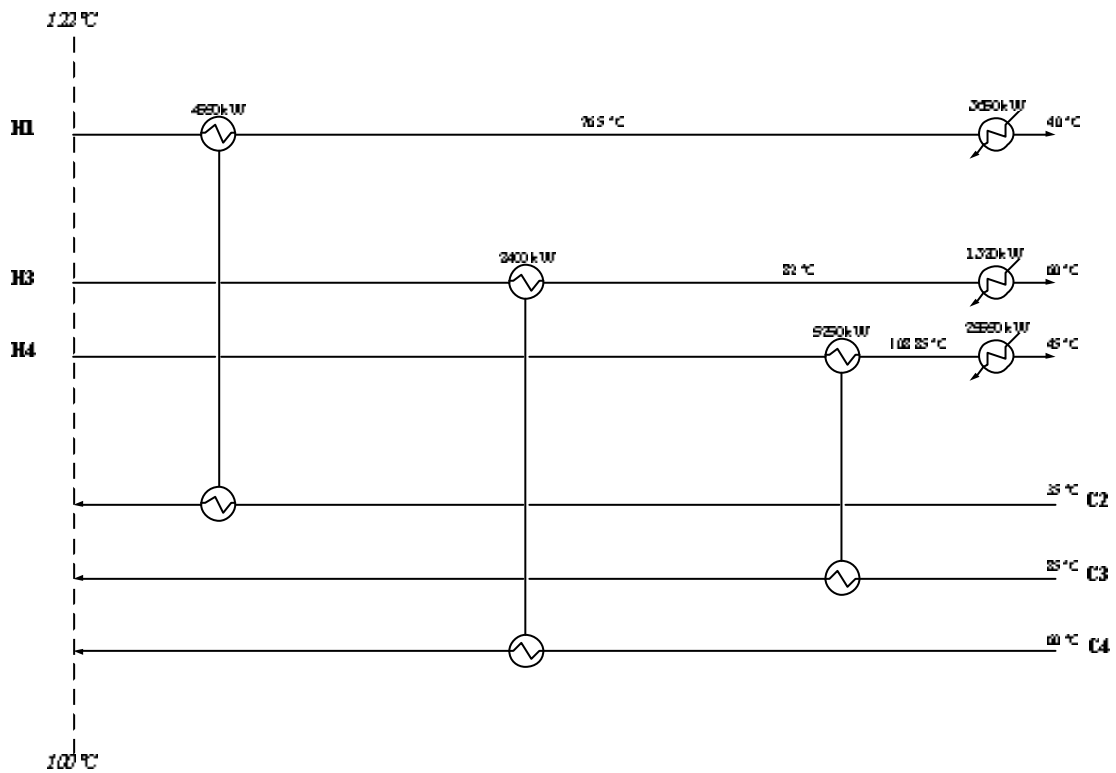


Figura 4.11. Red abajo del pliegue (nodo 1-2) de la Planta de Aromáticos.

Una vez que se tienen los diseños para cada lado del pliegue, el siguiente paso es combinar ambos diseños tratando de eliminar los intercambiadores no necesarios mediante la optimización de las temperaturas de partición; de este modo se reducen los requerimientos de servicios externos; de igual manera se debe eliminar el uso de servicios intermedios, es decir entre unidades de intercambio corriente-corriente. El diseño conseguido al combinar los diseños y aplicar la optimización de las temperaturas de partición se muestra en la Figura 4.12, en la que existen 13 unidades de intercambio de calor, incluyendo las de enfriamiento para las cuatro corrientes calientes, y las de calentamiento de las corrientes C2, C4 y C5. El costo total para este diseño es de \$2,509,556.70/año; el consumo de servicios externos es de 32,890 kW para enfriamiento y 25,170 kW para calentamiento, con un costo de 1,707,540/año que representan el 68.04% del costo total. Ya que en este problema el costo de los servicios domina sobre el costo total anual, puede obtenerse un costo menor con la reducción del consumo de dichos servicios; para lograr este objetivo se aprovechan algunas de las reglas heurísticas propias de la tecnología del punto de pliegue.

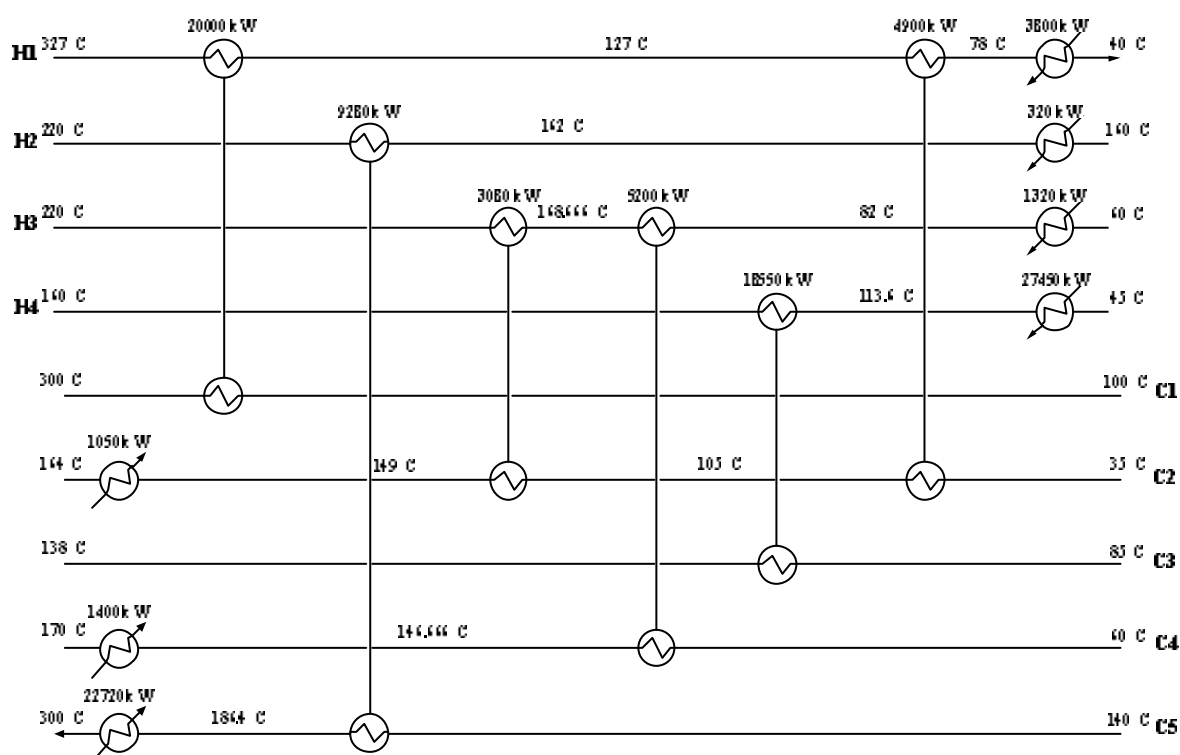


Figura 4.12. Red preliminar para la Planta de Aromáticos.

Al reducir el consumo de servicios externos a través del análisis de rutas y lazos de calor se llega a la red de la Figura 4.13, donde se cumplen los requerimientos mínimos de servicios externos de 30,520 kW de enfriamiento y 22,800 kW de calentamiento; sin embargo, el intercambiador H1-C2 no es factible termodinámicamente. Debido a que el principal contribuyente sobre el costo total es el que proviene de los servicios, el añadir algunos intercambiadores se compensa con la reducción en el consumo de servicios; de este modo, para que la red sea factible se deben analizar las rutas y los lazos de calor con la inclusión de intercambiadores de calor.

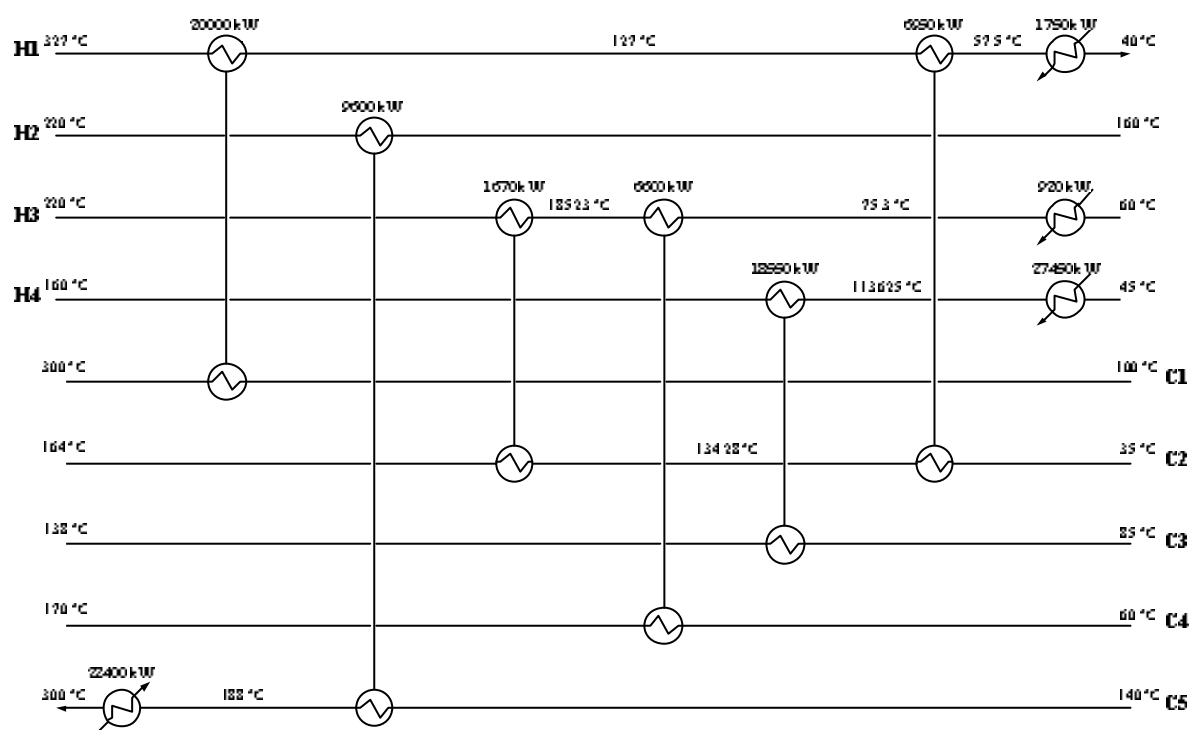
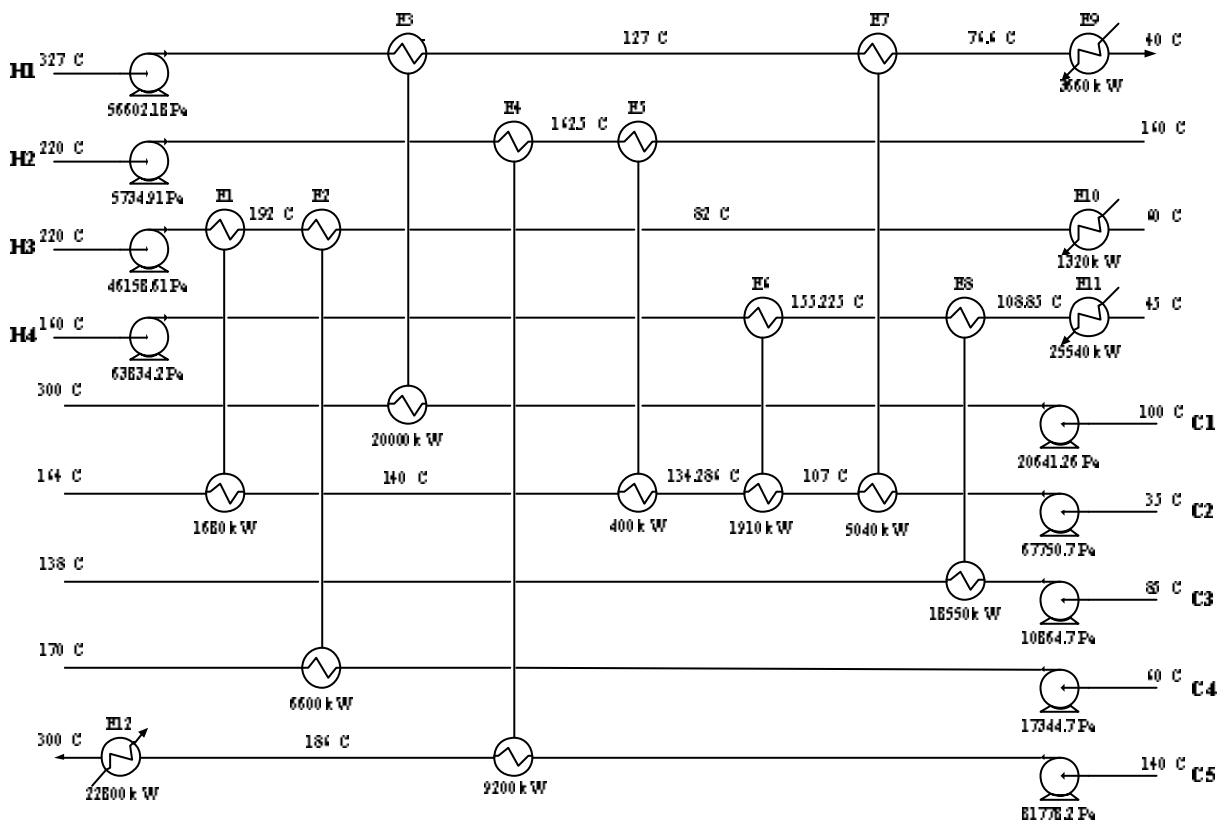


Figura 4.13. Red infactible para la Planta de Aromáticos.

Con la aplicación de análisis rutas y lazos de calor con inclusión de nuevas unidades de intercambio se consigue reducir el consumo de servicios externos de calentamiento y enfriamiento al mínimo posible, como se muestra en la Figura 4.14, donde se han agregado los intercambiadores E5 y E6. El área total para este diseño es de 5,777.524 m², el costo de los servicios es de \$1,551,120/año que representa el 78.61% del total que es de \$1,973,126.28/año.

Este diseño final es el mismo que reportan Ravagnani y col., (2003), donde también se realiza el diseño detallado de las unidades de intercambio de calor; sin embargo, el costo total anual de estos autores es mayor al encontrado en este trabajo y es de \$2,170,905.47/año, tiene un área total de 8,501.79 m²; su procedimiento de síntesis de la red usa tecnología de punto de pliegue, mientras que en el diseño de los intercambiadores de calor implementan un procedimiento iterativo basado en el método Bell-Delaware en el que se especifican las caídas de presión permisibles. El costo total anual que se obtiene en este trabajo es 9.11% menor al que reportan Ravagnani y col., (2003), siendo la diferencia en el área total de la red el factor principal para lograr esta reducción. En la Tabla 4.26 se hace una comparación de resultados.



método Bell-Delaware, el procedimiento implementado en este trabajo ha demostrado ser más eficiente al obtener un área total de transferencia de calor menor, como puede verse en las Tablas 4.27a y 4.27b, donde se muestran los detalles de diseño de todas las unidades de intercambio de calor.

Tabla 4.26. Comparación de resultados de la Planta de Aromáticos.

	Ravagnani y col. (2003)	Este Trabajo
Area Total de la Red	8,501.79 m ²	5,777.524 m ²
Costo de Capital de Intercambiadores	\$597,125.3/año	\$406,426.66/año
Costo de Capital de Bombas	\$19,600.195/año	\$12,330.044/año
Costo de Operación	\$3,060.017/año	\$3,249.574/año
Costo de los Servicios	\$1,551,120/año	\$1,551,120/año
Costo Total Anual	\$2,170,905.47/año	\$1,973,126.28/año

Tabla 4.27a. Diseño detallado de las unidades de intercambio de calor de la Figura 4.14.

	E1	E2	E3	E4	E5	E6
Área (m ²)	54.5824	229.324	1775.93	229.9425	34.6082	77.0989
Número de Corazas	1	3	9	4	1	1
Diámetro de Coraza (mm)	463.6812	534.18	671.465	853.2451	491.8979	640.4958
Número de Tubos	230	306	520	853	180	346
Número de Pasos/Tubos	1	1	2	2	1	2
Longitud de los Tubos (mm)	3980.9625	4286.87	6478.37	4507.4193	3214.9527	3733.1682
Número de Baffles	8	11	10	1	1	7
Espaciado de Baffle Central (mm)	451.7921	348.507	588.91	3994.7724	2717.0887	439.6179
Espaciado de Baffle de Entrada (mm)	451.7921	348.507	588.91	3994.7724	2717.0887	615.4651
Espaciado de Baffle de Salida (mm)	451.7921	348.507	588.91	3994.7724	2717.0887	615.4651
Coefficiente de Transferencia de Calor del Lado de los Tubos (W/m ² °C)	1550.3584	2470.649	2693.042	1999.9518	1881.3947	1945.0525
Coefficiente de Transferencia de Calor del Lado de la Coraza (W/m ² °C)	1903.7830	1586.554	1515.256	598.8126	969.2843	2860.2605
Coefficiente Global de Transferencia de Calor (W/m ² °C)	570.2447	637.5452	641.9637	372.7266	480.1312	704.3988
DP _{Tubo} (Pa)	5957.77	17344.7	20641.26	39240.50	7960.93	22322.20
DP _{Coraza} (Pa)	16609.60	18969.51	23688.08	3408.980	2325.93	19662.30

Tabla 4.27b. Diseño detallado de las unidades de intercambio de calor de la Figura 4.14.

	E7	E8	E9	E10	E11	E12
Área (m ²)	130.0122	2295.7386	133.2573	31.9023	509.4608	275.6666
Número de Corazas	3	1	1	1	1	5
Diámetro de Coraza (mm)	756.7369	1732.9468	741.3401	479.0005	921.4210	947.2773
Número de Tubos	535	4403	596	217	1077	948
Número de Pasos/Tubos	2	1	4	4	1	2
Longitud de los Tubos (mm)	4067.6334	8712.9696	3739.6485	2459.6116	7910.3618	4859.9511
Número de Baffles	5	5	7	5	16	5
Espaciado de Baffle Central (mm)	679.6802	1730.3138	497.3385	420.4994	465.2850	891.4929
Espaciado de Baffle de Entrada (mm)	679.6802	1730.3138	497.3385	420.4994	465.2850	891.4929
Espaciado de Baffle de Salida (mm)	679.6802	1730.3138	497.3385	420.4994	465.2850	891.4929
Coefficiente de Transferencia de Calor del Lado de los Tubos (W/m ² °C)	1371.4942	1460.1781	5222.3878	5184.0182	5076.5604	1837.2603
Coefficiente de Transferencia de Calor del Lado de la Coraza (W/m ² °C)	1310.8050	774.38199	1758.21489	1922.1980	2529.09159	2240.7569
Coefficiente Global de Transferencia de Calor (W/m ² °C)	477.78068	396.9015	804.0787	835.5246	928.5453	481.2787
DP _{Tubo} (Pa)	31509.80	10864.70	38921.80	28964.60	15053.30	42537.70
DP _{Coraza} (Pa)	15937.90	1000	16976.20	10579.50	43171.90	32081.40

4.5 CASO DE ESTUDIO 4

Este caso de estudio sirve para demostrar el procedimiento de síntesis de la red de intercambio de calor que satisfaga los requerimientos del sistema con un costo óptimo. Se trata de una red de enfriamiento con cuatro corrientes calientes y una fría; los datos de estas corrientes, así como sus propiedades físicas se muestran en la Tabla 4.28, además se sabe que el tiempo de operación por año es de 8,000 horas y se tienen las funciones y datos de costo, reportados en la misma tabla. Se ha fijado como restricción de optimización el valor de la diferencia mínima de temperatura en 10°K.

Se conocen las siguientes funciones de costo para los equipos:

$$\text{Costo Anual} = 30000 + 750\text{Área}^{0.81} \quad (4.5)$$

$$\text{Costo Anual de las Bombas} = 2000 + 5(\Delta P_T m_T / r_T + \Delta P_S m_S / r_S)^{0.68} \quad (4.6)$$

La ecuación (4.5) es válida para todos los intercambiadores con el Área en m²; además ΔP está en Pa, m en kg/s, y r en kg/m³. También se sabe que la eficiencia de bombeo es de 70%, el costo de potencia es de \$0.00005/W-h y el valor de K_F es 0.322.

Para el diseño detallado de los equipos de intercambio de calor se cuenta con algunas especificaciones: diámetro externo de tubo de 19 mm, diámetro interno de tubo de 15 mm,

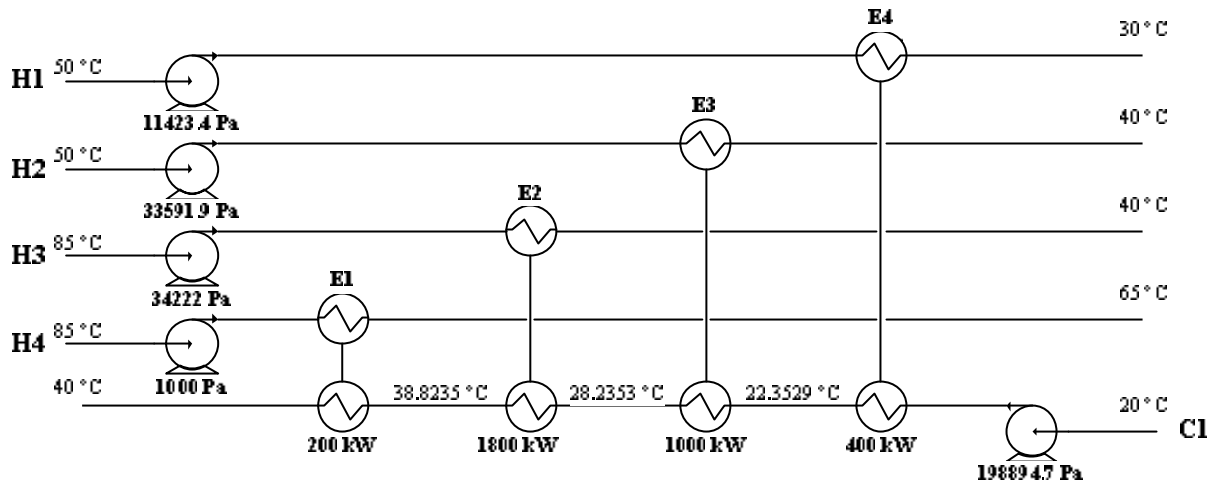
conductividad del material de fabricación de los tubos de $36 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, separación entre centros de tubos de 25 mm en un arreglo cuadrado de tubos y cabezal de intercambiador fijo; además se establecen un corte de bafle de 25% y dos pasos por los tubos.

Tabla 4.28. Datos de las corrientes para el Caso de Estudio 4.

Corriente	$T_{in}(^\circ\text{C})$	$T_{out}(^\circ\text{C})$	$m(\text{kg/h})$	$C_p(\text{kJ/kg}^\circ\text{C})$	$r(\text{kg/m}^3)$	$m(\text{cP})$	$k(\text{W/m}^\circ\text{K})$
H1	50	30	29646	2.428658166	630.88	0.242	0.107
H2	50	40	153100	2.351404311	662.70	0.297	0.114
H3	85	40	60521	2.379339403	651.73	0.276	0.111
H4	85	65	15254	2.360036712	682.62	0.416	0.117
C1	20	40	157314	3.890308555	992.18	0.9	0.626

Como etapa inicial se hace el diseño de bloque simple de acuerdo a algoritmo presentado en la Figura 2.5. Se inicia formando la matriz de costos totales anuales para cada posible acoplamiento térmico entre todas las corrientes, mediante el procedimiento detallado de diseño y optimización de los intercambiadores de cabr de coraza y tubos descrito en el Capítulo 3; usando el modelo de programación entera de la Sección 2.4 se seleccionan aquellos acoplamientos que produzcan el menor costo hasta que ya no sea posible reducir la cantidad de servicios externos de calentamiento o enfriamiento, con lo que el costo total disminuye. Este caso en particular se tratará de un problema que implica el tratamiento de secciones remanentes (aquellas que quedan después de establecer los acoplamientos hallados como de menor costo) como nuevos problemas. Al haber sólo una corriente fría existe la posibilidad de dividir esta corriente si el costo total anual es menor al que se obtiene con acoplamientos secuenciales, sin embargo el menor costo se obtiene del diseño con acoplamientos secuenciales de las corrientes calientes con la corriente fría. Finalmente se produce un diseño de la red con un costo de \$64,714.6025/año, que implica el acoplamiento de todas las corrientes calientes con la corriente fría, donde para ordenar la secuencia de estos se sigue el criterio mencionado en la Sección 2.6; con esto se llega a la red mostrada en la Figura 4.15, donde también se conocen las cargas térmicas de cada intercambiador. El costo de las bombas, una para cada corriente, es de \$4,505.9623/año y el costo de operación de esta red es de \$6,830.66/año. Como es de esperarse, no son necesarios los servicios externos.

En la Tabla 4.29 se muestran los detalles de los diseños de cada uno de los intercambiadores de la red de la Figura 4.15.



4.6 CASO DE ESTUDIO 5

El siguiente caso se trata de un sistema de recuperación de energía en un tren de precalentamiento de petróleo crudo. Fue reportado primeramente por Polley y col., (1990) y más tarde por Nie y Zhu (1999) para demostrar la importancia de incorporar las caídas de presión permisibles de las corrientes en el rediseño de redes de intercambio de calor. Frausto (2002) retoma este caso, pero como un problema de síntesis de la red, que resuelve mediante técnicas MINLP considerando los costos de potencia. En este trabajo se realiza el diseño de la RIC con los datos de este último autor.

Este proceso consiste de una corriente de crudo, C1, que es calentada por un gran número de productos calientes en la red de intercambiadores de calor, para ser finalmente calentada hasta su temperatura objetivo en un horno antes de ser alimentada a una columna donde se separan sus componentes. Se debe determinar el costo total anual mínimo para el diseño de una red si la temperatura de alimentación al horno es de 235°C. Los datos de las corrientes y sus propiedades físicas se muestran en las Tablas 4.30 y 4.31, respectivamente.

Tabla 4.30. Datos de las corrientes del Tren de Precalentamiento.

Corriente	T_{in} (°C)	T_{out} (°C)	CP (kW/°C)
H1	180	30	59.8
H2	270	40	114.4
H3	350	30	33.8
H4	380	50	145.6
H5	150	100	657.8
H6	290	190	384.8
C1	20	390	520
ST	430	429	
CW	-10	-5	

Se tienen las funciones de costo siguientes:

$$\text{Costo Anual} = 57050 + 864 (\text{Área}) \tag{4.7}$$

$$\text{Costo Anual} = 31700 + 285 (Q \cdot \Delta P)^{0.68} \tag{4.8}$$

Con la ecuación (4.7) aplicable a todos los intercambiadores de calor; el Área está en m^2 , P tiene unidades de Pa y Q está en m^3/s . El costo de potencia es de \$0.045/kW-h.

Tabla 4.31. Propiedades físicas de las corrientes del Tren de Pre calentamiento.

Corriente	$r(kg/m^3)$	$C_p(J/kg^\circ C)$	$m(kg/m s)$	$k(W/m^\circ C)$	$R_d (m^2^\circ C/W)$
H1	700	2600	0.0003	0.12	0.00052
H2	700	2600	0.0004	0.12	0.00167
H3	750	2600	0.0005	0.12	0.00135
H4	750	2600	0.0005	0.12	0.0012
H5	630	2600	0.0002	0.12	0.00062
H6	750	2600	0.0004	0.12	0.002
C1	800	2600	0.001	0.12	0.00123

Los intercambiadores de calor de coraza y tubos usados en la síntesis de la red tienen un paso por la coraza y dos por los tubos, los diámetros externo e internos de los tubos son de 19.1 mm y 15.4 mm, respectivamente, con un espaciado de 25.4 mm y en un arreglo cuadrado. El proceso opera 8,000 horas por año, la vida útil de la planta es de 5 años, con una tasa de interés del 5% y la eficiencia de las bombas es del 70%. Además de los datos anteriores se supone que la corriente de petróleo crudo fluirá por los tubos en todos los intercambiadores y se ha especificado una diferencia mínima de temperaturas de 84.1°C.

Este ejemplo, al tratarse de un problema con sólo una corriente fría, debe tratarse de manera un poco diferente. El método recursivo establece que cualquier matriz de costos que se forme debe ser cuadrada, es decir, con igual número de corrientes calientes y frías, debiendo incluirse alguna corriente de servicio si es necesario, o bien explorar la posibilidad de la división de corrientes. En este tren de pre calentamiento debe buscarse consumir la totalidad de la carga térmica de la corriente C1, procurando requerir la menor cantidad de servicio externo de enfriamiento sin violar la restricción de la aproximación mínima de temperaturas, para alcanzar este objetivo es necesaria la división del problema en subproblemas. Al igual que el resto de los métodos de síntesis de redes de intercambio de calor, el método propuesto en este trabajo divide el problema en subsistemas cuando es necesario; para este caso la división en el pliegue es la más adecuada.

El lado de arriba del pliegue (nodo 1-1) requiere que la corriente C1 sea dividida; como la carga térmica de C1 es igual a la carga total de H3 y H4 no es necesaria la matriz de costos.

Como puede verse en la Figura 4.16, no se requiere el uso de servicio externo y se tiene un costo total anual de \$256,582.1/año.

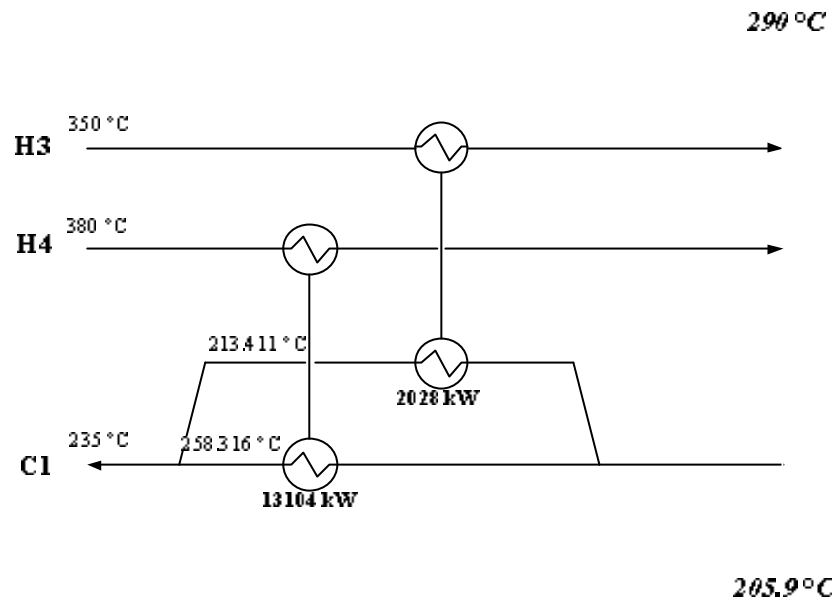


Tabla 4.32. Matriz de costos abajo del pliegue del Tren de Pre calentamiento.

	C1	CW
H1	\$3,101,080.58/año	\$158,728.30/año
H2	\$394,450/año	409,380/año
H5	\$426,881/año	429,808/año

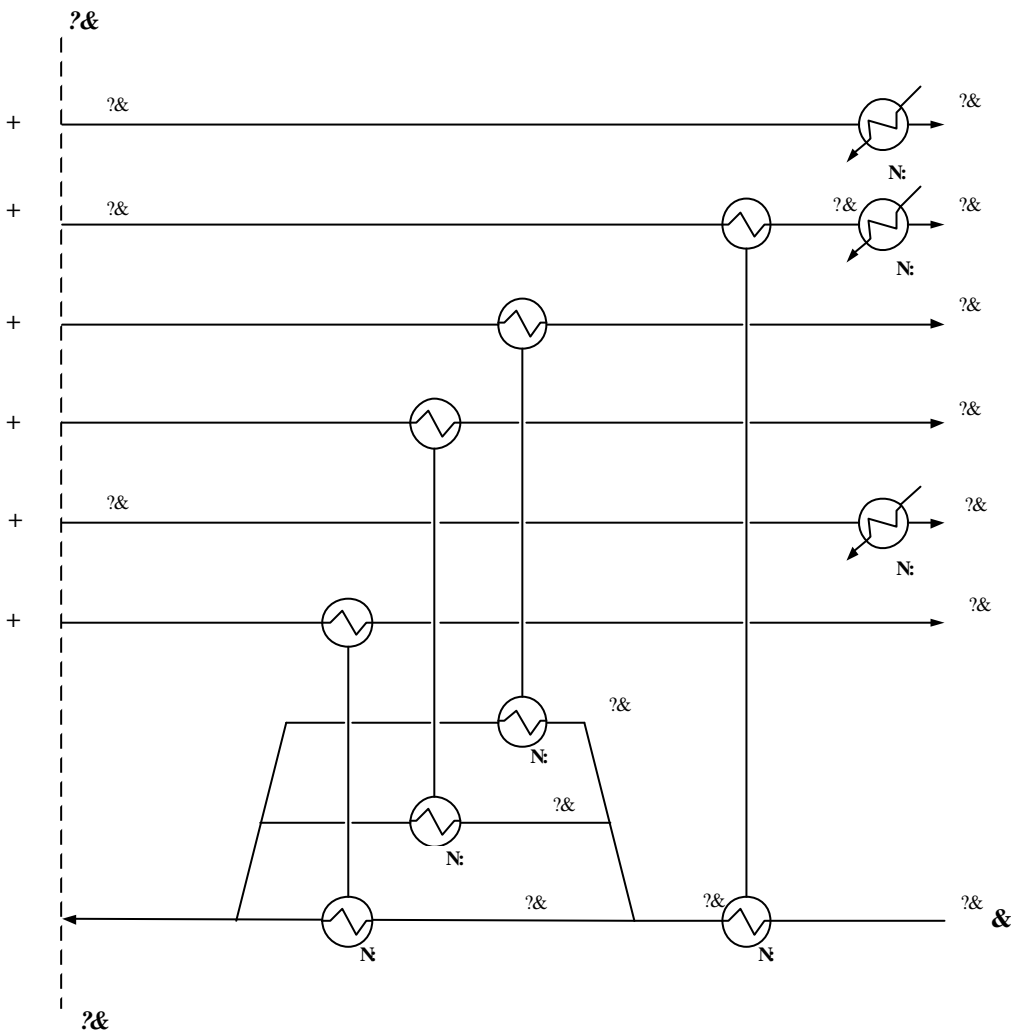


Figura 4.17. Red abajo del pliegue para el Tren de Pre calentamiento (nodo 1-2).

La etapa siguiente del método recursivo de síntesis de la red consiste en combinar los diseños de ambos lados del pliegue; después de hacer esta combinación se deben optimizar las temperaturas intermedias, con lo que algunas de las cargas térmicas cambian para tratar de

reducir el costo total. En la Figura 4.18 se muestra el diseño final de la red de intercambio de calor para este tren de precalentamiento, que requiere un área de transferencia total de 8,836.67 m²; puede apreciarse que aunque el diseño final conserva los mismos acoplamientos que se hallaron arriba y abajo del pliegue, sus cargas térmicas han variado para conseguir una reducción en el costo total. El consumo de servicios externos es de 53,716 kW, el mínimo posible, y tienen un costo de \$376,012/año, que representa el 17.51% del costo total, que es de \$2,147,219.07/año.

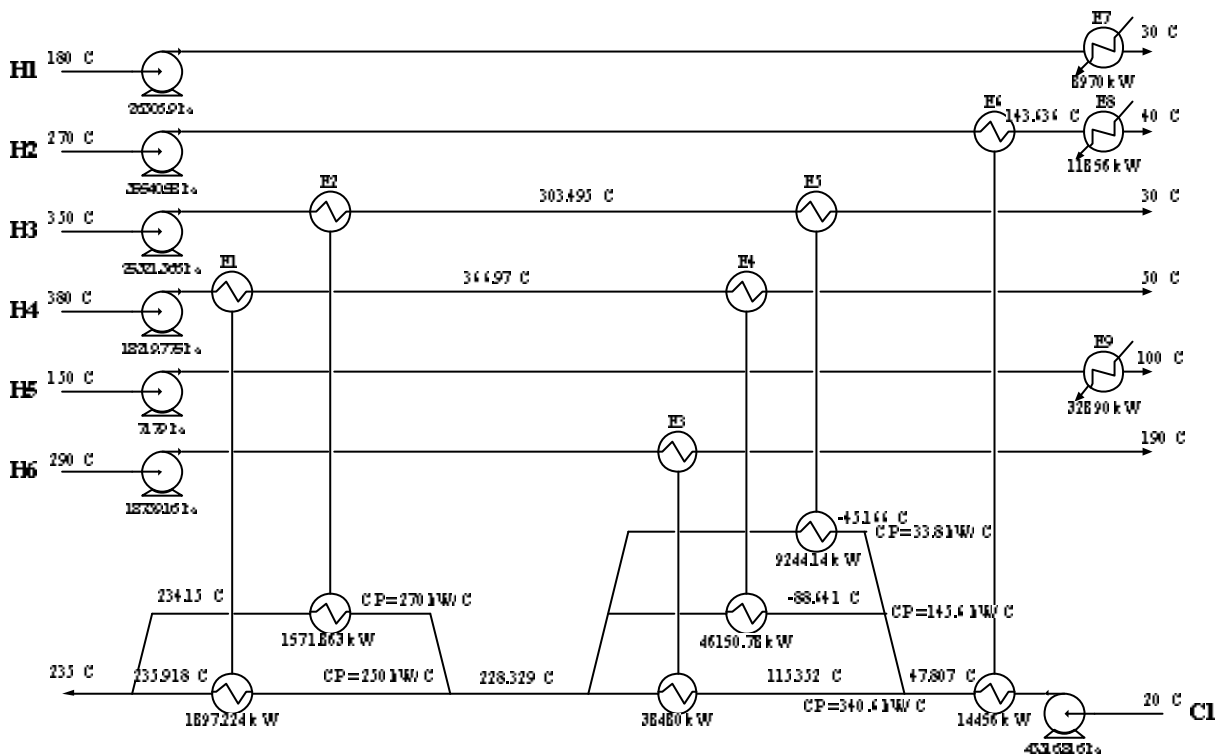


Tabla 4.33. Comparación de resultados del Tren de Pre calentamiento.

	Frausto (2002)	Este Trabajo
Número de Unidades de Intercambio de Calor	9	9
Área Total de la Red	8,778.21 m ²	8,836.67 m ²
Costo de Inversión de los Intercambiadores	\$1,870,353.81/año	\$1,882,716.75/año
Costo de Potencia	\$140,216.54/año	\$112,360.93/año
Costo de Inversión de las Bombas	\$160,736.40/año	\$152,141.39/año
Costo Total Anual	\$2,171,306.75/año	\$2,147,219.07/año

Tabla 4.34a. Resultados del diseño detallado de la red del Tren de Pre calentamiento.

	E1	E2	E3	E4	E5	E6
Área (m ²)	857.196	99.441	3367.24	1791.88	907.072	472.11
Número. de Corazas	1	1	2	7	4	1
Diámetro de Coraza (mm)	1572.92	1238.61	1053.91	977.081	557.677	1428.4
Número de Tubos	2940	1908	1466	939	269	2955
Longitud de los Tubos (mm)	4860.39	1116.66	19354.5	4741.7	14186	2948.31
Número de Baffles	3	21	9	5	36	9
Espaciado de Baffle Central (mm)	1226.14	41.1639	1927.72	754.032	382.358	267.689
Espaciado de Baffle de Entrada (mm)	1226.14	41.1639	1927.72	754.032	382.358	267.689
Espaciado de Baffle de Salida (mm)	1226.14	41.1639	1927.72	754.032	382.358	267.689
Coefficiente de Transferencia de Calor Sucio del Lado de los Tubos (W/m ² °C)	484.3737	343.6259	1387.312	356.8301	326.6343	1085.431
Coefficiente de Transferencia de Calor Sucio del Lado de la Coraza (W/m ² °C)	712.6365	338.7143	1244.127	412.1519	323.2208	1024.218
Coefficiente Global de Transferencia de Calor (W/m ² °C)	15.67174	168.9303	189.379	189.1838	160.9656	186.163
DP _{Tubo} (Pa)	1990.776	1990.776	41326.04	41326.04	41326.04	4924.217
DP _{Coraza} (Pa)	1095.635	7270.466	18739.16	17134.14	18050.9	10346.43

Tabla 4.34b. Resultados del diseño detallado de la red del Tren de Precalentamiento.

	E7	E8	E9
Área (m ²)	232.692	497.717	611.325
Número. de Corazas	1	1	1
Diámetro de Coraza (mm)	2155.42	2457.69	3821.4
Número de Tubos	7618	10300	28390
Longitud de los Tubos (mm)	940.180	1296.86	1123.14
Número de Baffles	11	8	1
Espaciado de Baffle Central (mm)	44.4542	90.8602	718.902
Espaciado de Baffle de Entrada (mm)	44.4542	90.8602	718.902
Espaciado de Baffle de Salida (mm)	44.4542	90.8602	718.902
Coefficiente de Transferencia de Calor Sucio del Lado de los Tubos (W/m ² °C)	1998.06	1958.391	1969.502
Coefficiente de Transferencia de Calor Sucio del Lado de la Coraza (W/m ² °C)	999.0762	848.1243	1101.529
Coefficiente Global de Transferencia de Calor (W/m ² °C)	413.7254	266.1143	411.0207
DP _{Tubo} (Pa)	1489.234	1704.163	1588.184
DP _{Coraza} (Pa)	26306.9	25194.15	7179

CAPÍTULO 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES PARA EL TRABAJO FUTURO

Este capítulo explica las conclusiones a las que se llega en cada caso de estudio, tratados en el capítulo anterior, describiendo los aspectos que hacen que los resultados hallados en este trabajo mejoren los reportados. También, se mencionan las contribuciones que se hacen con este trabajo al campo de la síntesis de redes de intercambio de calor y se explican las áreas en las cuales aún queda bastante trabajo por realizar para lograr mayores avances en dicha síntesis.

5.1 CONCLUSIONES GENERALES

En este trabajo se presentó un método híbrido de síntesis de redes de intercambio de calor que aprovecha las ventajas de los métodos basados en el análisis de pliegue y en programación matemática, incluyendo además el diseño detallado de los equipos de intercambio de calor. De este modo se obtienen mejores resultados al evitar incertidumbres propias de los métodos heurísticos y complejidades características de las técnicas de programación matemática. Los resultados son más realistas al tomar en cuenta los efectos de las caídas de presión sobre el costo total anual de la red.

Para todos los casos de estudio presentados el método recursivo combinado con el diseño riguroso de las unidades de RIC ha mejorado los resultados reportados. Se ha demostrado su eficiencia al tratar problemas que, por sus características, son difíciles de resolver mediante los métodos más conocidos, pudiendo resolver aquellos que presentan corrientes con propiedades muy distintas o que tienen un número grande de corrientes.

Debe mencionarse que para lograr resultados que se pueden comparar con los reportados para cada caso de estudio, se hicieron las mismas consideraciones y simplificaciones sobre la operación y geometría de los intercambiadores de calor que los autores originales de cada caso hicieron. Aunque en todos los casos estudiados se fijó cierto valor para la diferencia mínima de temperaturas, el método recursivo puede aplicarse para cualquier valor de dicha diferencia; es necesario hacer un análisis de sensibilidad del efecto de esta variable sobre el costo total anual de la red de intercambio de calor; sin embargo, como se ha mencionado, para poder comparar los resultados de este trabajo con los reportados previamente se tomaron los valores reportados de la diferencia mínima de temperaturas y no fue necesario este análisis.

En los dos primeros casos de estudio se han mejorado notablemente los resultados reportados al reducir principalmente el consumo de servicios externos, pues se trata de problemas de costo de servicios dominante. Los resultados de Mizutani y col., (2003) se obtienen de aplicar un modelo basado en Programación Disyuntiva Generalizada que se optimiza mediante técnicas de Programación Mixta Entera No Lineal (MINLP). En esta aproximación simultáneamente se determinan la topología de la red de intercambio de calor y el diseño detallado de los equipos de transferencia de calor, lo que dificulta drásticamente la búsqueda del óptimo global al aumentar enormemente la complejidad. Además, la superestructura que se propone en el trabajo de estos autores podría no contemplar todas las soluciones factibles. La mayoría de los algoritmos de optimización, como el que proponen Mizutani y col., (2003), se basan en métodos de gradientes que pueden quedar atrapados en soluciones locales, según el grado de no linealidad de las funciones involucradas o de los valores iniciales necesarios para comenzar las iteraciones requeridas.

El tercer caso de estudio muestra un problema típico a escala industrial, en el que los resultados hallados en este trabajo mejoran de manera apreciable los que reportan Ravagnani y col., (2003). Estos autores implementan el diseño detallado de los intercambiadores de calor a partir del método Bell-Delaware y obtienen el diseño de la red mediante análisis de pliegue. El diseño de la red es igual a la que se encuentra con la aplicación del método recursivo; sin embargo, con este método se sigue un proceso más claro y se reducen posibles inexactitudes al ser más algorítmico y menos heurístico. Además, aunque las condiciones de operación son muy similares en ambas redes finales, los resultados del diseño detallado hallados en este trabajo tienen un menor costo anual que se debe, sin duda, a una mayor eficiencia del algoritmo de diseño óptimo de los intercambiadores de calor de coraza y tubos.

Para los dos últimos casos de estudio, donde se trata con sistemas de enfriamiento, también se han encontrado resultados satisfactorios. El caso de estudio 4 ha servido para demostrar cómo el método recursivo es capaz de abordar problemas donde el número de corrientes calientes supera al de las frías, llegando a resultados que cumplen con la transferencia de calor necesaria a un costo total mínimo. El caso del tren de precalentamiento presenta un resultado que mejora el que reporta Frausto (2002); aun cuando presenta una mayor área total de transferencia de calor el costo total anual es menor pues el método recursivo empleado en este trabajo conduce a mejores condiciones de operación de los equipos de transferencia de calor, con

lo que los costo de capital y de operación de los dispositivos de bombeo son menores. El trabajo de este autor presenta dificultades de convergencia, ya que se trata de un problema de Programación Mixta Entera No Lineal (MINLP), por lo que requiere valores iniciales para realizar los cálculos; estas dificultades se evitan con la aplicación del método recursivo.

De este modo se puede decir que el método recursivo de síntesis de redes de intercambio de calor, donde se incluye el diseño detallado de los equipos de intercambio de calor, ha demostrado ser eficiente al poder resolver problemas en los que los métodos tradicionales encuentran serias dificultades, conduciendo a redes que satisfacen los requerimientos energéticos con un costo total anual mínimo, es decir a resultados óptimos. Se demuestra la importancia del diseño detallado en la síntesis de RIC, al incluirse los costos de dispositivos de bombeo y de operación, así como los efectos de las caídas de presión sobre la transferencia de calor.

De acuerdo a todo el proceso de síntesis y a los resultados obtenidos se confirma que para obtener un diseño óptimo de la RIC que se apegue a la realidad, tienen que reunirse todos los elementos necesarios que de una forma u otra afectan el sistema de integración de energía.

5.2 CONTRIBUCIONES DE ESTE TRABAJO

El método híbrido recursivo de síntesis de RIC con diseño detallado de los intercambiadores aprovecha el método recursivo propuesto por Ren y col., (2001), que se basa en una nueva estrategia de descomposición del problema y un modelo de selección de acoplamientos mediante programación entera (IP), y el algoritmo de diseño óptimo de intercambiadores de calor de coraza y tubos que presentan Serna y Jiménez (2005), donde se usan expresiones analíticas obtenidas a partir del método Bell-Delaware (Taborek, 1983) que relacionan las caídas de presión de las corrientes con sus coeficientes de transferencia de calor.

El método recursivo ha demostrado ser eficiente en el diseño de redes nuevas de intercambio de calor; sin embargo, en su versión original no considera los costos de los dispositivos de bombeo ni los derivados de la operación de dichos equipos. En este trabajo se incorporó el diseño detallado de los equipos de transferencia de calor al método recursivo, con lo que se consideran los costos de capital y de operación de las bombas necesarias para el funcionamiento de los intercambiadores. De este modo el costo total anual de la RIC considera los costos de los equipos de transferencia de calor, los costos de los servicios externos de enfriamiento y calentamiento, los costos de los dispositivos de bombeo y los de operación.

Tradicionalmente, en el diseño de redes de intercambio de calor se usan valores supuestos de los coeficientes de transferencia de calor de las corrientes, lo que conduce a resultados poco exactos o alejados de la realidad. En este trabajo, para lograr los diseños óptimos detallados de los intercambiadores de calor de coraza y tubos, se usan las expresiones propuestas por Serna y Jiménez (2004), determinadas a partir del método de diseño más exacto disponible en la literatura abierta: el método Bell-Delaware (Taborek, 1983). Así que, para el método recursivo de diseño riguroso de redes de intercambio de calor presentado, el diseño de las unidades de intercambio de calor se basa en coeficientes de transferencia de calor calculados y no supuestos. De este modo se puede tratar con problemas que involucran corrientes con propiedades distintas o de tamaño muy grande y se tendrán resultados más realistas.

La contribución principal de este trabajo es que considera la relación entre las caídas de presión de las corrientes y el costo total anual de la red de intercambio de calor. Las caídas de presión son tratadas como variables de optimización, por lo que el costo total anual de la red es más realista al incluir los costos de capital y de operación de los equipos de bombeo necesarios para vencer las caídas de presión que experimentan las corrientes de proceso y servicio.

5.3 RECOMENDACIONES PARA EL TRABAJO FUTURO

El método recursivo implementado en este trabajo ha demostrado ser eficiente al hallar soluciones a los problemas que presentan serias dificultades al ser tratados con alguno de los métodos tradicionales de síntesis de RIC, logrando diseños óptimos y más realistas al incluir los detalles de diseño de las unidades de intercambio de calor. Debe mencionarse que el siguiente paso para lograr una aplicación más amplia y sencilla de este método es su automatización, pues aunque los tiempos de cómputo se reducen significativamente aún se consume cierto tiempo en diseñar los numerosos intercambiadores que se requieren en cada etapa del método recursivo.

Aun cuando el problema de síntesis de redes de intercambio de calor ha sido estudiado extensivamente durante las últimas tres décadas, todavía quedan aspectos en los que es necesario un mayor estudio: la consideración de diferentes tipos de intercambiadores de calor y la inclusión del diseño detallado de los equipos de transferencia de calor. De esto se desprende que, para cualquiera de los dos casos, las contribuciones de este trabajo podrían ser incorporadas a la investigación futura en estas dos áreas.

5.3.1 Síntesis de Redes de Intercambio de Calor con Diferentes Tipos de Intercambiadores de Calor.

En la mayoría de los trabajos reportados sobre síntesis de redes de intercambio de calor se supone que todos los intercambiadores son del mismo tipo, del mismo material de construcción, mismas características geométricas y que todos obedecen a la misma ley de costo.

En la realidad no siempre se diseña una red de intercambio de calor con especificaciones uniformes de las unidades de intercambio de calor. Aunque el tipo de intercambiador de calor más comúnmente usado en la industria de procesos es el de coraza y tubos, la selección del tipo de intercambiador que se requiere depende de varios aspectos que están definidos por el tipo de proceso o por las condiciones particulares de funcionamiento del mismo. Las corrientes de proceso pueden requerir intercambiadores de calor de algún material en especial, lo que involucra costos diferentes de inversión y de operación. Por lo anterior, el diseño de redes de intercambio de calor debe considerar, de manera rigurosa, la existencia de diferentes tipos de intercambiadores de calor con diferentes materiales de construcción y diferente tipo de mecanismo de intercambio térmico.

Como se ha visto, el tratamiento simultáneo de los problemas de síntesis de la red de intercambio de calor y el diseño de los equipos de intercambio de calor mediante técnicas de programación matemática aumenta la complejidad de los modelos, por lo que si además se incluye la selección de diferentes tipos de intercambiadores de calor, el tamaño de dichos modelos aumentaría drásticamente. Por otro lado, si bien los métodos basados en heurísticas pueden contemplar esta situación, los diseños finales dependerían de aspectos relacionados con la experiencia del diseñador y existiría nuevamente la incertidumbre originada a partir de la consideración de valores supuestos de los coeficientes de transferencia de calor. Es por esto que el método recursivo de síntesis rigurosa de RIC que se propone en este trabajo presenta una alternativa para abordar la situación de redes de intercambio de calor donde se incluyan diferentes tipos de intercambiadores de calor.

5.3.2 Síntesis de Redes de Intercambio de Calor donde se use Equipo Estándar.

Aunque se conocen numerosos trabajos sobre síntesis de redes de intercambio de calor, normalmente se ha llegado a resultados donde los tamaños y la geometría de los equipos no

cumplen con las reglas y normas de estandarización, de modo que estos diseños no conducen a equipos realistas o al menos factibles desde el punto de vista de su fabricación.

El método recursivo de síntesis de RIC que se plantea en el presente trabajo puede ser aplicado a la solución del problema de diseñar la red de menor costo total anual con la inclusión de algún algoritmo de diseño que considere solamente equipos que reúnan las especificaciones que establecen las normas y estándares vigentes (TEMA, British Standard, ASME, etc.). Es por esto que surge la necesidad de contar con el algoritmo que permita el diseño óptimo de los intercambiadores de calor de acuerdo a los estándares; sin embargo, al tratar como variables de optimización las diversas especificaciones geométricas de los intercambiadores el problema se vuelve más complejo, por lo que la mayoría de los algoritmos comúnmente usados tendrían gran dificultad en su solución. La mayoría de los métodos de optimización usan algoritmos que buscan la mejora de la función objetivo en cada paso usando información tal como los gradientes, lo que puede conducir a óptimos locales. Debe desarrollarse el algoritmo capaz de considerar diferentes alternativas de construcción dentro de la optimización, tales como el número de pasos por los tubos, diámetros estándar de los tubos, arreglos de los tubos, tipo de cabezal, localización de los fluidos, etc. Algunas alternativas se encuentran en los métodos de optimización estocástica, como son aquellos que se basan en fenómenos naturales (Simulated Annealing y Algoritmos Genéticos); este tipo de métodos no necesitan información auxiliar como son las derivadas o algún orden de progreso.

BIBLIOGRAFÍA

- **Athier, G., Floquet, P., Pibolueau, L., Domenech, S., (1997)**, “Synthesis of heat exchanger by simulated annealing and NLP procedures”. *AIChE Journal* **43** (11), 3007-3019.
- **Bell, K. J., (1963)**, “Final report of the cooperative research program on shell and tube heat exchangers”, University of Delaware Engineering Experiment Station Bulletin No. 5, Newark, Delaware.
- **Bell, K. J., (1983)**, “Introduction to heat exchanger design”, in Heat exchanger design handbook, editado por E. U. Schlunder. Washington, D. C., Hemisphere Publishing Corp.
- **Broeck, T., (1944)**, H. “Economic Selection of Exchanger Sizes”. *Ind. Eng. Chem.*, **36** (1), 64-67.
- **Challand, T. B., Colbert, R. W. y Venkatesh, C. K., (1981)**, “Computarized heat exchanger network”. *Chem. Engng Prog* **77**(7), 65.
- **Cichelli, M. T. y Brinn, M. S., (1956)**, “How to design the optimum heat exchanger”, *Chem. Engng*, May, 196-200.
- **Colbert, R. W., (1982)**, “Industrial heat exchanger networks”. *Chem. Engng Prog* **78**(1), 47.
- **Colburn, A. P., (1934)**, “Note on the calculation of condensation when a portion of the condensate layer is in turbulent motion”. *Trans. Am. Inst. Chem. Eng.* **30**, 187.
- **Donohue, D. A., (1949)**, “Heat transfer and pressure drop in heat exchangers”, *Ind. Eng. Chem.*, **41**(11), 2499-2511.
- **Edgar, T. F., Himmelblau, D. M. y Lasdon, L. S., (2001)**, “Optimization of chemical processes”, 2th Edition, McGraw-Hill International Editions, Chemical Engineering Series, 422-429.
- **Floudas, C. A., Ciric, A. R. y Grossmann, I. E., (1986)**, “Automatic synthesis of optimum heat exc hanger network configurations”. *AIChE Journal* **32**, 276.
- **Frausto, S., (2002)**, “Síntesis MINLP de Redes de Intercambio de Calor Incorporando Costos de Potencia”, Tesis de Maestría, Depto. de Ing. Química, Instituto Tecnológico de Celaya, México.

- **Furman, K. C. y Sahinidis, N. V., (2002)**, “A critical review and annotated bibliography for heat exchanger network synthesis in the 20th Century”. *Ind. Eng. Chem. Res.* **41**, 2335-2370.
- **Hwa, C. S., (1965)**, “Mathematical Formulation and Optimization of Heat Exchanger Networks Using Separable Programming”, *AIChE-ICHEME Symposium Series 4: AIChE: New York*, 101-106.
- **Jegade, F. O. y Polley, G.T., (1992)**, “Optimum heat exchanger design”, *Trans IChem.*, **70**, Part A, 133-141.
- **Kern, D. Q., (1950)**, “Process heat transfer”, McGraw-Hill.
- **Linnhoff, B. y Ahmad, S., (1989)**, “SUPERTARGETING: Optimum synthesis of energy management systems”, *J. of Energy Resources Technology*, **111**,121-130.
- **Linnhoff, B. y Ahmad, S., (1990)**, “Cost Optimum heat exchanger networks. 1. Minimum energy and capital using simple models for capital cost., *Comput. Chem. Eng.*, **14**(7), 729-750.
- **Linnhoff, B.y Flower, J. R., (1978)**, “Synthesis of heat exchanger networks I: Systematic generation of energy optimal networks II: evolutionary generation of networks with various criteria of optimality”, *AIChE Journal* **24**, 633
- **Linnhoff, B. y Hindmarsh, E. C., (1983)**, “The pinch design method for heat exchanger networks”. *Chem. Engng Sci* **38**, 745.
- **Linnhoff, B., Townsend, D. W., Boland, D., Hewitt, G. F., Thomas, B. E. A., Guy, A. R., Marsland, R. H., (1982)**, “A user guide on process integration for the efficient use of energy”. The Institute of Chemical Engineers, UK.
- **Masso, A. .H. y Rudd, D. F., (1969)**, “The synthesis of system design II: heuristic structuring”. *AIChE Journal* **15**, 10.
- **McAdams, W. H., (1954)**, “Heat transmission”, 3rd. Ed., Chap.6 , McGraw-Hill, New York..
- **Mizutani, F. T., Pessoa, F. L. P., Queiroz, E. M., Hauan, S, Grossmann, I. E., (2003)**, “Mathematical Programming Model for Heat-Exchanger Network Synthesis Including Detailed Heat Exchanger Designs, 2. Network Synthesis”. *Ind. Eng. Chem. Res.*, **42**, 4019-4027.

- **Muralikrishna, K. y Shenoy, U. V., (2000)**, “Heat exchanger design targets for minimum area and cost”. *Trans IChemE, Part A, Chem. Eng. Res. Des.*, **78**, 161-167.
- **Nie, X. R. y Zhu, X. X., (1999)**, “Heat exchanger network retrofit considering pressure drop and heat-transfer enhancement”. *AIChE Journal*, **45**, 1239-1254.
- **Panjeh Shahi, M. H., (1992)**, “Pressure drop consideration in process integration”, Ph. D. Thesis, UMIST.
- **Papoulias, S. y Grossmann, I. E., (1983)**, “Structural approach in process synthesis II: heat recovery networks”. *Comput. Chem. Engng* **7**, 707.
- **Perry, R. H., Green, D. W. y Maloney, J. O., (1992)**, “Manual del Ingeniero Químico”, Sexta Edición, McGraw-Hill Interamericana.
- **Peters, M. S. y Timmerhaus, K. D., (1991)**, “Plant design and economics for chemical engineers”, Fourth Ed., McGraw-Hill International Editions, 621-643.
- **Polley, G. T., Panjeh Shahi, M. H., (1991)**, “Interfacing heat exchanger network synthesis and detailed heat exchanger design”, *Trans IChemE*, **69**, Part A, 445-457.
- **Polley, G. T., Panjeh Shahi, M. H. y Jegede, F. O., (1990)**, “Pressure drop considerations in the retrofit of heat exchanger networks”, *Trans IChemE*, **68**, Part A, 211-220.
- **Polley, G. T., Panjeh Shahi, M. H. y Picón Núñez, M., (1991)**, “Rapid design algorithms for shell-and-tube and compact heat exchangers”, *Trans IChemE*, **69**, Part A, 435-444.
- **Ravagnani, M. A. S. S., da Silva, A. P., Andrade, A. L., (2003)**, “Detailed equipment design in heat exchanger networks synthesis and optimization”, *Applied Thermal Engineering* **23**, 141-151.
- **Ren, Y., O’Neill, B. K., Roach, J. R., (2001)**, “A recursive synthesis method for heat exchanger networks, I. Algorithm”. *Ind. Eng. Chem. Res.* **40**, 1168-1175.
- **Saunders, E. A. D, (1988)**, “Heat exchangers: Selection, design and construction”, Longman Scientific & Technical.
- **Serna, M., (1999)**, “Desarrollo de Algoritmos Rigurosos para la Integración Térmica de Procesos”, Tesis de Doctorado, Depto. de Ing. Química, Instituto Tecnológico de Celaya, México.

- **Serna , M. y Jiménez, A., (2004)**, “An efficient method for the design of shell and tube heat exchangers”. *Heat Transfer Engineering*. **25**, (2), 5-16.
- **Serna, M. y Jiménez, A., (2005)**, “A compact formulation of the Bell-Delaware method for heat exchanger design and optimization”. *Chem. Eng. Res. Des.*, **83**, (A5), 539-550.
- **Sinnott, R. K., (1999)**, ‘Coulson & Richardson’s Chemical Engineering Design’, 3rd Edition, Cap. 12, Vol.6. Butterworth-Heinemann, Oxford, U. K.
- **Soumerai, H., (1987)**, ‘Practical thermodynamic tools for heat exchanger design engineers’, Chap. 3, John Wiley & Sons.
- **Steinmeyer, D. E., (1976)**, “Energy price impact design”, *Hydrocarbon Process*, November, 205-210.
- **Steinmeyer, D. E., (1982)**, “Take your pick: capital or energy”, *CHEMTECH*, March, 188-192.
- **Su, L. J., (1979)**, “A loop-breaking evolutionary method for the synthesis of heat exchanger networks”. M. S. Thesis, Sever Institute of Washington University.
- **Su, L. J. y Motard, R. L., (1984)**, “Evolutionary synthesis of heat exchanger networks”. *Comput. Chem. Engng* **8**, 67.
- **Suaysompol, K. y Wood, R. M., (1991)**, “The flexible pinch design method for heat exchanger networks. I. Heuristic guidelines for free hand designs”. *Trans. IChemE. Eng. Chem. Res. Des.*, **69**, 458-464.
- **Taborek, J., (1983)**, Shell-and-tube exchangers: Single-phase flow, in ‘Heat exchangers design handbook’, Edited by E. U. Schlunder, Vol. 3, Section, 3.3, Hemisphere Publishing Corp.
- **Tinker, T., (1951)**, “Shell side characteristics of segmentally baffled shell-an-tube heat exchangers, Parts I, II, III-General discussion on heat transfer”, *Proc. Inst. Mech. Engrs. (Lond.)*, **1**, 89-116.
- **Tinker, T., (1958)**, “Shell side characteristics of shell-and-tube heat exchangers- A simplified rating system for commercial heat exchangers”, *ASME Trans*, **80**, 36-52.
- **Yee, T. F., Grossmann, I. E., (1990)**, “Simultaneous optimization models for heat integration, II. Heat exchanger network synthesis”. *Comput. Chem. Engng*. **14**, 1165-1184.

APÉNDICE. LISTADO DEL PROGRAMA EN C++ PARA EL DISEÑO ÓPTIMO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS

```

#include<iostream.h>
#include<fstream.h>
#include<math.h>
#include<conio.h>
#include<process.h>
#include<stdlib.h>

double DI,DO,LPT,LTP,NPASS,XKW,FTMIN,COEFHT,BC,LBS,LTB,LBB,NSS,LTS,LPL,RLI,RLO,LTL;
double ACORAZA,IHAZ,IMAT,RDI,TI1,TI2,CPI,VISCI,VISCIW,RHOI,XKI,WI,RDS,TS1,TS2,CPS;
double VISCS,VISCSW,RHOS,XKS,WS,PT,PC,QE,A,B,S,R,LL,XX1;
int CONTEO,LAYOUT,ITER,FLAGS,I,FL;
double QTUBE,QSHELL,QRATIO,Q;
double KSINNOTT,NSINNOTT;
double PP,PN,PD,A1[6][4],A2[6][4],A3[4],A4[4],B1[6][4],B2[6][4],B3[4],B4[4];
double LBMAX;
double PI,PRI,PRS,QT,QS,MT,MS,KTJEG1,KT4,KT,DEQ,KSJEG1,KSJEG2,KSJEG3,KS;
double RF,DTCAL,DTFRIA,FT12,NS,PX,X1,X2,X3,X4,DEN,X5;
double TC1[20],TH1[20],DT1,DTH,DTC,TH2[20],TC2[20];
double LMTD;
double PTT,PCC,PRATIO,COEF1,COEF2;
double X[3],XS;
int SS,TT,F,J;
double H1,H2,U,A2S,VI,NTT;
double DOTL,DCTL,FCORREC,DS,LSB,LTA,VS,LBC,GS,RES,SM,LBIN,LBOUT;
double RHTS;
double LTI,LTO,LTT;
double REI,KT1,KT2,KT3,KTCALC,EDI,RPRIMAT,MTCALC;
double TERM1,TERM2,TERM3,THETADS,THETACTL,THETAOTL;
double SWG,FW,FC,SWT,NTW,SW,DW,NTCC,LWP,NTCW,NB,SB,FSBP,SSB,STB;
double AHJ,HJ,HSI,PHIC,RLM,RS,PHIL,CBH,RSS,PHIB,PHIRS,PHIR,AN,PHIES,JTOT;
double BCP,FJ,DPBI;
double GW,DPW,P,RL,CBP,RB,RESP;
double
KS1,KS2,KS3,KS4,KS5,KSCALC,CCPS,RCPS,GRISEL,RPRIMAS,CHTS,MSCALC,MS2CALC,C3CALC,C
4CALC;
double paro;
double FACTOR1,FACTOR2;

/*FUNCIONES DE USUARIO*/
double FNF(double H1);
int SGN(double PRUEBA);
double DIVICION(double X, double Y);

void main (void)
{
/*INICIALIZO LA VARIABLE RHTS*/
RHTS=0;
/*****
/*DATOS PARA EL INTERCAMBIADOR DE CALOR */
DI=15.4;
DO=19.1;
LPT=25.4;
LAYOUT=2;
NPASS=6;
XKW=36;

```

```

FTMIN=0.8;
CONTEO=2;
COEFHT=1;
BC=25;
LBS=0;
LTB=0;
LBB=0;
NSS=0;
LTS=0;
LTL=0;
RLI=1;
RLO=1;
ACORAZA=300;
IHAZ=3;
IMAT=1;
RDI=0;
TI1=15;
TI2=25;
CPI=4180;
VISCI=1;
VISCIW=1;
RHOI=998;
XKI=0.6;
WI=31.58;
RDS=0.0003;
TS1=98;
TS2=65;
CPS=2684;
VISCS=0.23;
VISCSW=0.23;
RHOS=777;
XKS=0.11;
WS=14.9;
PT=28007.211;
PC=1655.513;
/*PARAMETROS DEL METODO DE BISECCION E INICIALIZACION*/
QE=1E-6; /*CRITERIO DE CONVERGENCIA*/
A=10; B=15000; /*LIMITES INICIALES DEL INTERVALO DE BUSQUEDA*/
ITER=0; FLAGNS=0;
/*VERIFICACION DE LAS CARGAS TERMICAS*/
QTUBE=WI*CPI*fabs(TI2-TI1);
QSHELL=WS*CPS*fabs(TS2-TS1);
QRATIO=DIVISION(QTUBE,QSHELL);
if(fabs(1-QRATIO)<0.01)
{
    Q=QTUBE;
    /*CONSTANTES K Y N DE LA CORRELACION DE CONTEO DE TUBOS DE
SINNOTT*/
    if(CONTEO==2)
    {
        if(LAYOUT==1)
        {
            if(NPASS==1)
            {
                KSINNOTT=0.319;
                NSINNOTT=2.142;
            }
            if(NPASS==2)
            {
                KSINNOTT=0.249;
            }
        }
    }
}

```

```

        NSINNOTT=2.207;
    }
    if(NPASS==4)
    {
        KSINNOTT=0.175;
        NSINNOTT=2.285;
    }
    if(NPASS==6)
    {
        KSINNOTT=0.0743;
        NSINNOTT=2.499;
    }
    if(NPASS==8)
    {
        KSINNOTT=0.0365;
        NSINNOTT=2.675;
    }
}
if(LAYOUT==2 || LAYOUT==3)
{
    if(NPASS==1)
    {
        KSINNOTT=0.215;
        NSINNOTT=2.207;
    }
    if(NPASS==2)
    {
        KSINNOTT=0.156;
        NSINNOTT=2.291;
    }
    if(NPASS==4)
    {
        KSINNOTT=0.158;
        NSINNOTT=2.263;
    }
    if(NPASS==6)
    {
        KSINNOTT=0.0402;
        NSINNOTT=2.617;
    }
    if(NPASS==8)
    {
        KSINNOTT=0.0331;
        NSINNOTT=2.643;
    }
}
}
/*CONSTANTES DE LAS EXPIONES F Y JST DE HACES DE TUBOS IDEALES*/
if(LAYOUT==1)
{
    PP=0.866*LPT;
    PN=LPT*0.5;
    PD=LPT;
    A1[1][1]=0.321;
    A1[2][1]=0.321;
    A1[3][1]=0.593;
    A1[4][1]=1.36;
    A1[5][1]=1.4;
    A2[1][1]=-0.388;
    A2[2][1]=-0.388;

```

```
A2[3][1]=-0.477;
A2[4][1]=-0.657;
A2[5][1]=-0.667;
A3[1]=1.45;
A4[1]=0.519;
B1[1][1]=0.372;
B1[2][1]=0.486;
B1[3][1]=4.57;
B1[4][1]=45.1;
B1[5][1]=48;
B2[1][1]=-0.123;
B2[2][1]=-0.152;
B2[3][1]=-0.476;
B2[4][1]=-0.973;
B2[5][1]=-1;
B3[1]=7;
B4[1]=0.5;

}
if(LAYOUT==2)
{
    PP=LPT;
    PN=LPT;
    PD=LPT;
    A1[1][2]=0.37;
    A1[2][2]=0.107;
    A1[3][2]=0.408;
    A1[4][2]=0.9;
    A1[5][2]=0.97;
    A2[1][2]=-0.395;
    A2[2][2]=-0.266;
    A2[3][2]=-0.46;
    A2[4][2]=-0.631;
    A2[5][2]=-0.667;
    A3[2]=1.187;
    A4[2]=0.37;
    B1[1][2]=0.391;
    B1[2][2]=0.0815;
    B1[3][2]=6.09;
    B1[4][2]=32.1;
    B1[5][2]=35;
    B2[1][2]=-0.148;
    B2[2][2]=0.022;
    B2[3][2]=-0.602;
    B2[4][2]=-0.963;
    B2[5][2]=-1;
    B3[2]=6.3;
    B4[2]=0.378;
}
if(LAYOUT==3)
{
    PP=LPT/sqrt(2);
    PN=LPT/sqrt(2);
    PD=LPT/sqrt(2);
    A1[1][3]=0.37;
    A1[2][3]=0.37;
    A1[3][3]=0.73;
    A1[4][3]=0.498;
    A1[5][3]=1.55;
    A2[1][3]=-0.396;
```



```
A2[2][3]=-0.396;
A2[3][3]=-0.5;
A2[4][3]=-0.656;
A2[5][3]=-0.667;
A3[3]=1.93;
A4[3]=0.5;
B1[1][3]=0.303;
B1[2][3]=0.333;
B1[3][3]=3.5;
B1[4][3]=26.2;
B1[5][3]=32;
B2[1][3]=-0.126;
B2[2][3]=-0.136;
B2[3][3]=-0.476;
B2[4][3]=-0.913;
B2[5][3]=-1;
B3[3]=6.59;
B4[3]=0.52;
}
/*ESPACIO MAXIMO NO SOPORTADO PAGINA 3-3-5-8 DE TABOREK*/
if (IMAT==1)
{
    if(DO>=19 && DO<=51)
    {
        LBMAX=52*DO+532;
    }
    else
    {
        LBMAX=68*DO+228;
    }
}
if (IMAT==2)
{
    if(DO>=19 && DO<=51)
    {
        LBMAX=46*DO+436;
    }
    else
    {
        LBMAX=60*DO+177;
    }
}
if(LBMAX<=900 && DO<=32)
{
    LTB=0.8;
}
if(LBMAX>900 && DO<=32)
{
    LTB=0.4;
}
if(DO>32)
{
    LTB=0.8;
}
/*ESTIMACION DE LOS PARAMETROS DE LA SOLUCION INICIAL*/
PI=3.141592653589793;
PRI=CPI*(VISCI/1000)/XKI;
PRS=CPS*(VISCS/1000)/XKS;
QT=W1/RHOI;
QS=WS/RHOS;
```

```

MT=(3-0.2)/0.8;
MS=2.81/0.55;
KTJEG1=0.092*(RHOI/(DI/1000))*pow(VISCI/DI/RHOI,0.2);

KT4=0.023*(XKI/(DI/1000))*(pow((RHOI*DI/VISCI),0.8))*(pow(PRI,0.333333333))*(pow(VISCI/V
ISCIW,0.14));
KT=KTJEG1*(DI*(DI/1000)/(4*QT*DO))/pow(KT4,MT);
if(LAYOUT==2 || LAYOUT==3)
{
    DEQ=4*(pow(LPT,2.f)-PI*pow(DO,2)/4.f)/(PI*DO);
}
else
{
    DEQ=4*(0.435*pow(LPT,2)-0.5*PI*pow(DO,2)/4.f)/(PI*DO/2.f);
}
DEQ=DEQ/1000; /*1000 mm = 1 m*/
KSJEG1=0.895*(pow(VISCS/1000,0.19))*(pow(RHOS,0.81))/(pow(DEQ,1.19));
if(LAYOUT==2 || LAYOUT==3)
{
    KSJEG2=4*(LPT/1000)*((LPT-DO)/1000)/PI/PI/(DO/1000)/QS;
}
else
{
    KSJEG2=4*0.866*(LPT/1000)*((LPT-DO)/1000)/PI/PI/(DO/1000)/QS;
}

KSJEG3=0.36*XKS/(pow(DEQ,0.45))*pow(PRS,0.333333333)*pow(DIVICION(RHOS,(VISCS/1000
)),0.55);
KS=KSJEG1*KSJEG2/pow(KSJEG3,MS);
/*RESISTENCIA A LA TRANSFERENCIA DE CALOR DEL TUBO E
INCRUSTACIONES*/
if(XKW==0)
{
    RF=DO*RDI/DI+RDS;
}
else
{
    RF=DO*RDI/DI+RDS+DO/2000/XKW*log(DO/DI);
}
do
{
    cout<<"\nITER="<<ITER;
    if(ITER !=0)
    {
        if((A2S > ACORAZA) && (NPASS > 1))
        {
            NS=NS+1;
            FLA GNS=1;
        }
    }
    /*CALCULO DE Ft, EL NUMERO DE CORAZAS EN SERIE Y LMTD*/
    if(TI1 > TI2 || TS1 < TS2)
    {
        DTCAL=TI1-TS2;
        DTFRIA=TI2-TS1;
    }
    else
    {
        DTCAL=TS1-TI2;
        DTFRIA=TS2-TI1;
    }
}

```

```

}
if((TS1-TS2)==0 || (TI2-TI1)==0)
{
    FT12=1;
}
if(NPASS==1)
{
    FT12=1;
    NS=1;
}
else
{
    /*CALCULO DE Ft PARA INTERCAMBIADORES 1-2*/
    if(FLAGS !=1)
    {
        NS=0;
    }
    if(TI2>TI1)
    {
        S=DIVISION((TS1-TS2),(TS1-TI1));
        R=DIVISION((TI2-TI1),(TS1-TS2));
    }
    else
    {
        S=DIVISION((TI2-TI1),(TS1-TI1));
        R=DIVISION((TS1-TS2),(TI2-TI1));
    }
    if(fabs(R-1)<1E-6)
    {
        /*CALCULO DE Ft PARA R=1.0*/
        do
        {
            do
            {
                do
                {
                    if(FLAGS!=1)
                    {
                        NS=NS+1;
                    }
                    PX=S/(S-NS*S+NS);
                    X1=pow(2,0.5);
                    X2=PX/(1-PX);
                    X3=2/PX-2+X1;
                }while(X3==0);
                X4=2/PX-2-X1;
                DEN=X3/X4;
            }while(DEN<0);
            X5=log(X3/X4);
            FT12=X1*X2/X5;
        }while(FT12<FTMIN);
    }
    else
    {
        /*CALCULO DE Ft PARA R<>1.0*/
        do
        {
            do
            {
                do

```

```

{
    if(FLAGS!=1)
    {
        NS=NS+1;
    }
    FACTOR1=1/NS;
    XS=pow(((R*S-1)/(S-1)),FACTOR1);
    PX=(1-XS)/(R-XS);
    X1=pow((pow(R,2)+1),0.5);
    X2=log((1-PX)/(1-R*PX));
    X3=2/PX-1-R+X1;
}while(X3==0);
X4=2/PX-1-R-X1;
DEN=X3/X4;
}while(DEN<0);
X5=log(X3/X4);
FT12=X1*X2/((R-1)*X5);
}while(FT12<FTMIN);
}
/*TEMPERATURAS TERMINALES DE LAS CORAZAS*/
if(TI2<=TI1)
{
    TH1[1]=TI1;
    TC1[1]=TS2;
}
else
{
    TH1[1]=TS1;
    TC1[1]=TI2;
}
for(I=1; I<=NS; I++)
{
    DT1=TH1[I]-TC1[I];
    DTH=DT1*(PX/(1-R*PX));
    DTC=R*DTH;
    TH2[I]=TH1[I]-DTH;
    TC2[I]=TC1[I]-DTC;
    TH1[I+1]=TH2[I];
    TC1[I+1]=TC2[I];
}
}
if(fabs(DTCAL-DTFRIA)<0.1)
{
    LMTD=2/3*pow(DTCAL*DTFRIA,0.5)+(DTCAL+DTFRIA)/6;
}
else
{
    LMTD=(DTCAL-DTFRIA)/log(DTCAL/DTFRIA);
}
/*PROCEDIMIENTO ITERATIVO DE CALCULOS*/
PTT=PT/NS;
PCC=PC/NS;
PRATIO=LPT/DO;
do
{
    if(ITER !=0)
    {
        /*ACTUALIZACION DE PARAMETROS*/
        KT=KTCALC;
        KS=KSCALC;
    }
}

```

```

        MS=MSCALC;
        MT=MTCALC;
        cout<<"\nITER"<<ITER;
    }
    /*CALCULOS DEL CICLO INTERNO (RESOLUCION DEL MODELO
SIMPLE)*/
    COEF1=PT*FT12*LMTD/(KT*Q);
    COEF2=KS*PT/(KT*PC);
    /*METODO DE BISECCION POR INTERVALOS PARA CALCULAR
H1*/
    /*ENCUENTRA CAMBIO DE SIGNO DE FNF(H1)*/
    do
    {
        FL=0;
        SS=SGN(FNF(A));
        TT=SGN(FNF(B));
        if((SS*TT) > 0)
        {
            LL=B-A;
            I=1;
            do
            {
                I++;
                XX1=A+LL*rand()/(RAND_MAX+1.0);
                if((SS*SGN(FNF(XX1)))<=0)
                {
                    B=XX1;
                }
            }while((SS*SGN(FNF(XX1)))>0 && I<1000);
        }
    }while(SS*TT>0);
    if(SS==0)
    {
        XX1=A;
    }
    if(TT==0)
    {
        XX1=B;
    }
    X[1+SS]=A;
    X[1-SS]=B;
    while((SS != 0) && (TT != 0) && fabs(X[0]-X[2]) > QE)
    {
        XX1=(X[0]+X[2])/2;
        F=SGN(FNF(XX1));
        if(F!=0)
        {
            X[1+F]=XX1;
        }
    }
    H1=XX1;
    FACTOR1=DIVISION(1,MS);
    H2=1/pow((KS*PTT)/(KT*PCC*pow(H1,MT)),FACTOR1);
    U=1/(DO/(H1*DI)+1/H2+RF);
    A2S=Q/(FT12*LMTD*U*NS);
    FACTOR1=DIVISION(1,0.8);
    VI=pow(H1/KT4,FACTOR1);
    NTT=4*QT*NPASS/(PI*(DI/1000.f)*(DI/1000.f)*VI);
    if(CONTEO==1)
    {

```

```

/*<SBR> CALCULO DE DCTL Y DS*/
if(NPASS==1)
{
    FCORREC=0;
    if(LAYOUT==1)
    {
        DCTL=pow((4*0.866*LPT*LPT*NTT/PI),0.5);
    }
    else
    {
        DCTL=pow((4*LPT*LPT*NTT/PI),0.5);
    }
}
if(NPASS==2)
{
    if(ITER < 1)
    {
        if(LAYOUT==1)
        {
            DCTL=pow((4*0.866*LPT*LPT*NTT/PI),0.5);
        }
        else
        {
            DCTL=pow((4*LPT*LPT*NTT/PI),0.5);
        }
    }
    DCTL=DCTL/1000.f;
    FCORREC=0.62592-
1.03229*DCTL+0.336257*pow(DCTL,2)-0.0595372*pow(DCTL,3)+0.631372*log(DCTL)+0.146671/DCTL;
    if(FCORREC < 0)
    {
        FCORREC=0;
    }
    if(LAYOUT==1)
    {
        DCTL=pow((4*0.866*LPT*LPT*NTT/PI/(1-
FCORREC)),0.5);
    }
    else
    {
        DCTL=pow((4*LPT*LPT*NTT/PI/(1-
FCORREC)),0.5);
    }
}
if(NPASS==4)
{
    if(ITER < 1)
    {
        if(LAYOUT==1)
        {
            DCTL=pow((4*0.866*LPT*LPT*NTT/PI),0.5);
        }
        else
        {
            DCTL=pow((4*LPT*LPT*NTT/PI),0.5);
        }
    }
    DCTL=DCTL/1000;
}

```

```

FCORREC=1.86428-
3.0372*DCTL+1.04907*pow(DCTL,2)-0.165483*pow(DCTL,3)+1.72057*log(DCTL)+0.362398/DCTL;
if(LAYOUT==1)
{
    DCTL=pow((4*0.866*LPT*LPT*NTT/PI/(1-
FCORREC)),0.5);
}
else
{
    DCTL=pow((4*LPT*LPT*NTT/PI/(1-
FCORREC)),0.5);
}
}
if(NPASS==6)
{
    if(ITER < 1)
    {
        if(LAYOUT==1)
        {
            DCTL=sqrt(4*0.866*LPT*LPT*NTT/PI);
        }
        else
        {
            DCTL=sqrt(4*LPT*LPT*NTT/PI);
        }
    }
    DCTL=DCTL/1000;
    FCORREC=-0.685538+1.39382*DCTL-
0.202384*pow(DCTL,2)-0.412142/DCTL-1.48664*log(DCTL);
if(LAYOUT==1)
{
    DCTL=sqrt(4*0.866*LPT*LPT*NTT/PI/(1-
FCORREC));
}
else
{
    DCTL=sqrt(4*LPT*LPT*NTT/PI/(1-
FCORREC));
}
}
if(NPASS==8)
{
    if(ITER < 1)
    {
        if(LAYOUT==1)
        {
            DCTL=sqrt(4*0.866*LPT*LPT*NTT/PI);
        }
        else
        {
            DCTL=sqrt(4*LPT*LPT*NTT/PI);
        }
    }
    DCTL=DCTL/1000.f;
    FCORREC=0.100547/pow(DCTL,0.596239);
if(LAYOUT==1)
{

```

```

FCORREC));
DCTL=sqrt(4*0.866*LPT*LPT*NTT/PI/(1-
}
else
{
DCTL=sqrt(4*LPT*LPT*NTT/PI/(1-
FCORREC));
}
}
DOTL=DCTL+DO;
}
else
{
FACTOR1=DIVICION(1,NSINNOTT);
DOTL=DO*pow((NTT/KSINNOTT),FACTOR1);
DCTL=DOTL-DO;
}
if(IHAZ==1)
{
LBB=13+0.005*DOTL;
}
if(IHAZ==2)
{
LBB=38;
}
if(IHAZ==3)
{
LBB=26+0.017*DOTL;
}
if(IHAZ==4)
{
LBB=87+0.0075*DOTL;
}
if(IHAZ==5)
{
LBB=13+0.005*DOTL;
}
DS=DOTL+LBB;
LSB=3.1+0.004*DS;
LTA=(A2S*1000000)/(NTT*PI*DO);
if(ITER==0)
{
FACTOR1=1/0.55;
VS=pow((H2/KSJEG3),FACTOR1);
LBC=(QS/VS)*(LPT/(DS/1000)/(LPT-DO));
LBC=LBC*1000;
}
else
{
FACTOR1=1/(1-RHTS);
VS=pow(H2/KS4,FACTOR1);
GS=RHOS*VS;
SM=WS/GS*1000000;
LBC=SM/(LBB+(DCTL/PD)*(LPT-DO));
}
LBIN=RLI*LBC;
LBOUT=RLO*LBC;
/*DEFINICIONES DE LAS LONGITUDES DEL TUBO*/
LTS=0.1*DS; /*PAGINA 3-3-5-5 DE TABOREK*/
if(LTS > 0 && LTS < 25)

```



```

{
    LTS=25;
}
/*HAZ DE TUBOS EN U SE REPRESENTA POR IHAZ=5*/
if(IHAZ==5)
{
    LTI=LTA-0.3*(DS-LBB);
    LTO=LTI+LTS;
    LTT=LTA+LTS;
}
else
{
    LTI=LTA;
    LTO=LTI+2*LTS;
    LTT=LTO;          /*VER 3-3-5- A 3-3-5-7 Y FIG 3-3-5-2*/
}
/*PARAMETROS DEL FLUIDO DEL TUBO*/
REI=DI*RHOI*VI/VISCI;
if(NPASS==1)
{
    KT1=1.5*DI/LTA;
}
else
{
    KT1=2.5*DI/LTA;
}
if(IHAZ==5)
{
    KT2=4*0.046*(1+LTS/LTA)*pow((VISCI/(DI*RHOI)),0.2);
}
else
{
    KT2=4*0.046*pow((VISCIW/VISCI),0.14)*(1+2*LTS/LTA)*pow((VISCI/(DI*RHOI)),0.2);
}
EDI=KT1*(pow(VI,0.2))/KT2;
RPRIMAT=0.2/(EDI+1);
MTCALC=(3-RPRIMAT)/0.8;
KT3=KT1*(pow(VI,RPRIMAT))+KT2*(pow(VI,(RPRIMAT-0.2)));
if(COEFHT != 1)
{
    KT4=XKI/(DI/1000)*(0.046/2)*pow((RHOI*DI/VISCI),0.8)*PRI*(pow(VISCI/VISCIW,0.14))/(1.07+
12.7*(pow(PRI,(0.66666666))-1)*pow((0.046/2/pow(REI,0.2)),0.5));
}
KTCALC=(KT3/2)*(DI*RHOI/(4*QT*DO))/(pow(KT4,MTCALC));
/*PARAMETROS DEL FLUIDO DE LA CORAZA (CAP 3-3-6 DE
TABOREK*/
/*CALCULOS DE LA VENTANA SEGMENTADOS*/
DOTL=DS-LBB;
TERM1=1-2*BC/100.f;
TERM2=(DS/DCTL)*TERM1;
TERM3=(DS/DOTL)*TERM1;
THETADS=2*(1.571-atan(TERM1/sqrt(1-pow(TERM1,2))))*360/(2*PI);
THETAOTL=2*(1.571-atan(TERM2/sqrt(1-pow(TERM2,2))))*360/(2*PI);
THETAOTL=2*(1.571-atan(TERM3/sqrt(1-pow(TERM3,2))))*360/(2*PI);
/*AREAS DE FLUJO DE LA VENTANA DE BAFLES SEGMENTADOS*/
SWG=(PI*pow(DS,2)/4.f)*(THETADS/360-
sin(THETADS*(2*PI/360))/(2*PI));
FW=THETAOTL/360-sin(THETAOTL*(2*PI/360))/(2*PI);

```

```

FC=1-2*FW;
SWT=NTT*FW*(PI*pow(DO,2))/4;
NTW=NTT*FW;
SW=SWG-SWT;
/*DIAMETRO HIDRAULICO EQUIVALENTE DE UNA VENTANA DE
BAFLE SEGMENTADOS*/
DW=4*SW/(PI*DO*NTW+PI*DS*THETADS/360);
/*NUMERO DE FILAS EFECTIVAS DE TUBOS EN FLUJO CRUZADO*/
NTCC=DS/PP*TERM1;
LWP=0.4*(DS*BC/100-(DS-DCTL)/2.f);
NTCW=0.8/PP*(DS*BC/100-(DS-DCTL)/2.f);
/*NUMERO DE BAFLES*/
NB=(LTI-LBIN-LBOUT)/LBC+1;
/*PARAMETROS DEL BYPASS HAZ DE TUBOS-CORAZA*/
if(NPASS==1)
{
    LPL=0;
}
/*PAGINA 3-3-6-4 TABOREK*/
else
{
    LPL=DO/2.f;
}
SB=LBC*((DS-DOTL)+LPL);
SM=LBC*(LBB+(LPT-DO)*DCTL/PD);
FSBP=SB/SM;
/*AREA DE FUGA CORAZA-BAFLE*/
SSB=PI*DS*LSB/2*((360-THETADS)/360);
/*AREA DE FUGA TUBO-ORIFICIO DE BAFLE PARA UN SOLO
BAFLE*/
STB=(PI/4*(pow(DO+LTB,2)-pow(DO,2)))*NTT*(1-FW);
/*FACTORES DE CORRECCION FLUIDO DE LA CORAZA*/
GS=WS/SM*1000000;
RES=DO*RHOS*VS/VISCS;
/*CALCULO DEL FACTOR DE CORRECCION TOTAL*/
/*CALCULO DE HJ PARA UN HAZA DE TUBOS IDEAL*/
if(RES >= 10000)
{
    J=1;
}
if((RES >= 1000) && (RES < 10000))
{
    J=2;
}
if((RES >= 100) && (RES < 1000))
{
    J=3;
}
if((RES >= 10) && (RES < 100))
{
    J=4;
}
if(RES < 10)
{
    J=5;
}
AHJ=A3[LAYOUT]/(1+0.14*pow(RES,A4[LAYOUT]));
HJ=A1[J][LAYOUT]*pow(1.33/PRATIO,AHJ)*pow(RES,A2[J][LAYOUT]);
HSI=HJ*CPS*GS*pow(PRS,(-0.666666666))*pow((VISCS/VISCSW),0.14);
/*FACTOR DE CORRECCION DE LA CONFIGURACION DE BAFLE*/

```

```

PHIC=0.55+0.72*FC;
/*FACTOR DE CORRECCION DE LA FUGA DEL BAFLE*/
RLM=(SSB+STB)/SM;
RS=SSB/(SSB+STB);
PHIL=0.44*(1-RS)+(1-0.44*(1-RS))*exp(-2.2*RLM);
/*FACTOR DE CORRECCION DE BYPASS DEL HAZ DE TUBOS*/
if(RES <= 100)
{
    CBH=1.35;
}
if(RES > 100)
{
    CBH=1.25;
}
RSS=DIVISION(NSS,NTCC);
if(RSS >= 0.5)
{
    PHIB=1;
}
else
{
    PHIB=exp(-CBH*FSBP*(1-pow(2*RSS,0.33333333)));
}
/*FACTOR DF CORRECCION POR EFECTOS ADVERSOS DE
TEMPERATURA*/
if(RES >= 100)
{
    PHIR=1;
}
else
{
    PHIRS=1.51/pow(((NTCC+NTCW)*(NB+1)),0.18);
    if(RES <= 20)
    {
        PHIR=PHIRS;
    }
    if((RES > 20) && (RES < 100))
    {
        PHIR=PHIRS-(1-PHIRS)*(0.25-0.0125*RES);
    }
    if(PHIR <= 0.4)
    {
        PHIR=PHIRS;
    }
}
/*FACTOR DE CORRECCION POR ESPACIADO DE BAFLES EN
ESTREMOS*/
AN=0.333;
if(RES > 100)
{
    AN=0.6;
}
PHIES=((NB-1)+pow((LBIN/LBC),(1-AN))+pow((LBOUT/LBC),(1-
AN)))/(NB-1+(LBIN+LBOUT)/LBC);
/*FACTOR DE CORRECCION TOTAL*/
JTOT=PHIC*PHIL*PHIB*PHIR*PHIES;
/*<SBR> FACTOR DE CORRECCION PARA CAIDA
PRESION/CORAZA*/
/*CALCULO DEL FACTOR DE FRICCION DEL HAZ DE TUBOS
IDEAL*/

```

```

if(RES >= 10000)
{
    J=1;
}
if((RES >= 1000) && (RES < 10000))
{
    J=2;
}
if((RES >= 100) && (RES < 1000))
{
    J=3;
}
if((RES >= 10) && (RES < 100))
{
    J=4;
}
if(RES < 10)
{
    J=5;
}
BCP=B3[LAYOUT]/(1+0.14*pow(RES,B4[LAYOUT]));

FJ=B1[J][LAYOUT]*pow((1.33/PRATIO),BCP)*pow(RES,B2[J][LAYOUT]);
DPBI=2/1000.f*FJ*NTCC*pow(GS,2)/RHOS;
/*CAIDA DE PRESION PARA UN CRUCE DE VENTANA IDEAL*/
GW=WS*1000000/sqrt(SM*SW);
if(RES < 100)
{
    DPW=(26*VISCS*(NTCW/(LPT-
DO)+LBC/pow(DW,2))+GW/1000)*GW/RHOS;
}
if(RES >= 100)
{
    DPW=(2+0.6*NTCW)*pow(GW,2)/2/1000/RHOS;
}
/*FACTOR DE CORRECCION DE LA FUGA DE BAFLE*/
RLM=(STB+SSB)/SM;
RS=SSB/(SSB+STB);
P=-0.15*(1+RS)+0.8;
RL=exp(-1.33*(1+RS)*pow(RLM,P));
/*FACTOR DE CORRECCION DE BYPASS DEL HAZ DE TUBOS*/
if(RES <= 100)
{
    CBP=4.5;
}
if(RES > 100)
{
    CBP=3.7;
}
RSS=NSS/NTCC;
if(RSS >= 0.5)
{
    RB=1;
}
else
{
    RB=exp(-CBP*FSBP*(1-pow((2*RSS),(0.33333333))));
}
/*FACTOR DE CORRECCION POR ESPACIADO DE BAFLE EN
EXTREMOS*/

```



```

cout<<"\nNB="<<NB;
cout<<"\nLBC="<<LBC;
cout<<"\nLSB="<<LSB;
cout<<"\nLPL="<<LPL;
cout<<"\nAREA TOTAL="<<A2S*NS;
cout<<"\nLBC/DS="<<LBC/DS;
cout<<"\nFn="<<FCORREC;
cout<<"\nJTOT="<<JTOT;
cout<<"\nHSI*JTOT/H2="<<JTOT*HSI/H2;
cout<<"\nSM/SW="<<SM/SW;
cout<<"\nR="<<RPRIMAS;
cout<<"\nC3="<<C3CALC;
cout<<"\nC4="<<C4CALC;
cout<<"\nDctl="<<DCTL;
cout<<"\nLTP="<<LPT;
cout<<"\nLTPE="<<PD;
cout<<"\nLTS="<<LTS;
cout<<"\nLBB="<<LBB;
cout<<"\nH1="<<H1;
cout<<"\nH2="<<H2;
cout<<"\nU="<<U;
cout<<"\nA2S="<<A2S;
cout<<"\nVI="<<VI;
cout<<"\nNTT="<<NTT;
cout<<"\n=FNF"<<FNF;
cout<<"\nCOEF1="<<COEF1;
cout<<"\nCOEF2="<<COEF2;
cout<<"\nRF="<<RF;
cout<<"\nKS="<<KS;
cout<<"\nJTOT="<<JTOT;
cout<<"\nVS="<<VS;
cout<<"\nVI="<<VI;
cout<<"\nKS1="<<KS1;
cout<<"\nKS2="<<KS2;
cout<<"\nNTCW="<<NTCW;
cout<<"\nRL="<<RL;
cout<<"\nNB="<<NB;
cout<<"\nDS="<<DS;
cout<<"\nSM="<<SM;
cout<<"\nSW="<<SW;
cout<<"\nSWG="<<SWG;
cout<<"\nSWT="<<SWT;
cout<<"\nTHETADS="<<THETADS;
cout<<"\nTHETACTL="<<THETACTL;
cout<<"\nTHETAOTL="<<THETAOTL;
cout<<"\nLTS="<<LTS;
cout<<"\n1-RTC="<<MS2CALC;
cout<<"\nLBB="<<LBB;
cout<<"\nDCTL="<<DCTL;
cout<<"\nRPRIMAS="<<RPRIMAS;
cout<<"\n C3="<<C3CALC;
cout<<"\n C4="<<C4CALC;
cin>>paro;

```

```

}

```

```

/*FUNCIONES DE USUARIO*/

```

```

double FNF(double H1)

```

```
{
    double fun;
    fun=H1-pow((COEF1/(RF+DO/(DI*H1)+pow(COEF2/pow(H1,MT),1/MS))),1/MT);
    return fun;
}

int SGN(double PRUEBA)
{
    int SIGNO;
    SIGNO=0;
    if(PRUEBA <0)
    {
        SIGNO=-1;
    }
    if(PRUEBA > 0)
    {
        SIGNO=1;
    }
    return SIGNO;
}

double DIVICION(double X, double Y)
{
    return (X/Y);
}
```