



**UNIVERSIDAD MICHOACANA DE
SAN NICOLAS DE HIDALGO**



**DIVISION DE ESTUDIOS DE POSGRADO
FACULTAD DE INGENIERÍA QUÍMICA**

**PREDICCIÓN DEL CONSUMO DE POTENCIA PARA EL
DISEÑO ÓPTIMO DE REDES DE INTERCAMBIO DE CALOR**

TESIS presentada por:

OSCAR BURGARA MONTERO

**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.

Febrero 2010

Resumen**PREDICCIÓN DEL CONSUMO DE POTENCIA PARA EL DISEÑO ÓPTIMO DE
REDES DE INTERCAMBIO DE CALOR**

Por

Oscar Burgara Montero

Febrero 2010

Maestro en Ciencias en Ingeniería Química

Dirigida por:

Dr. Medardo Serna González

Actualmente, el uso eficiente de la energía es uno de los grandes retos de la industria de procesos, debido a sus altos costos y a los efectos nocivos ocasionados al ambiente por las emisiones contaminantes producidas por los sistemas de generación de energía. Esta situación ha originado que el ahorro de energía sea considerado como una prioridad en el diseño plantas y en reajustes a plantas ya instaladas. Para tal efecto se han propuesto diferentes metodologías para el desarrollo de redes de intercambiadores de calor, entre las que sobresalen la Tecnología del Punto de Plieque y las basadas en técnicas de programación matemática. Las redes de intercambiadores de calor son subsistemas de los procesos industriales, en los cuales corrientes calientes ceden sus excedentes de energía térmica a corrientes frías a través de intercambiadores de calor con el propósito de reducir el consumo de servicios externos tanto de calentamiento como de enfriamiento y, de esta manera, reducir la factura energética y las emisiones contaminantes.

La mayoría de los trabajos previos reportados en la literatura se centran en minimizar los costos de las redes de intercambio de calor sin considerar los costos ni los efectos que originan las caídas de presión de las corrientes. Para ello suponen coeficientes de transferencia de calor constantes, lo que evita la tarea del diseño termo-hidráulico de los intercambiadores de calor de las redes de intercambio de calor. Con

esta suposición se simplifica la solución matemática de los problemas de síntesis de estas redes. Sin embargo, esta aproximación no coincide con la práctica industrial del diseño de intercambiadores de calor, la cual se basa en las caídas de presión de las corrientes en vez de en coeficientes de transferencia de calor constantes. Por lo tanto, el problema comúnmente resuelto no es representativo del problema de interés industrial.

Para eliminar esta limitación, en este trabajo se presenta un modelo NLP para representar apropiadamente la etapa de predicción de objetivos de la Tecnología del Punto de Pliegue, cuya característica principal es que considera la interacción existente entre el costo de capital, originado por el área de los intercambiadores e instalación de los mismos, el costo de servicios auxiliares y el consumo de potencia que causan las caídas de presión de las corrientes. Como función objetivo se establece la minimización del costo total anual que resulta de la suma del costo de capital, consumo de energía y consumo de potencia. El modelo formulado considera solamente el intercambio de calor sin cambio de fase entre las corrientes de proceso, en intercambiadores de calor de coraza y tubos tanto a contracorriente como multipasos. El funcionamiento de estos equipos es modelado usando el método Kern.

El modelo NLP propuesto se resuelve usando la plataforma GAMS. Los costos totales anuales obtenidos para diversos casos de estudio se encuentran en el rango del 1 al 3% de los correspondientes a redes diseñadas rigurosamente usando técnicas de programación matemática y algoritmos genéticos. Por lo tanto, el modelo propuesto en este trabajo considera adecuadamente los efectos de las caídas de presión de las corrientes de redes de intercambio de calor desde la etapa de predicción de objetivos de la Tecnología del Punto de Pliegue.

Dedicatoria

A mis Padres

Candelario Burgara López y Consuelo Montero Arciniega

Pilares de mi formación personal y profesional.

Por enseñarme la importancia de la constancia para lograr objetivos en la vida, con mucho cariño.

Al amor de mi vida

María del Roble López Rocha

Por demostrarme que con amor no hay imposibles...Te amo

A mi hermano

Candelario Burgara Montero

Por recordarme lo valioso que es el tiempo.

ÍNDICE

RESUMEN	iii
ÍNDICE DE TABLAS.....	ix
ÍNDICE DE FIGURAS	x
NOMENCLATURA.....	xi
AGRADECIMIENTOS	xiv
Capítulo 1. Introducción.	1
1.1 Generalidades.....	1
1.2 Objetivos.	2
1.2.1 Objetivo General.....	2
1.2.2 Objetivos particulares.....	2
1.3 Justificación.....	3
1.4 Antecedentes.....	5
1.5 Alcance.....	7
1.6 Hipótesis	8
Capítulo 2. Marco Teórico.....	9
2.1 Integración de Calor.....	9
2.2 Definición de la Tecnología “Pinch”.....	9
2.3 Principios del análisis “Pinch”.....	9

2.4	Objetivos del análisis “Pinch”	10
2.5	Curvas compuestas.....	10
2.6	El punto “pinch”	11
2.7	Sistema Total de Proceso.	12
2.7.1	Partes del Sistema.....	12
2.7.2	Integración del Sistema	14
2.8	Optimización.	14
2.9	Técnica Utilizada.....	16
2.9.1	Método Algorítmico	16
2.9.2	Análisis Termodinámico	18
Capítulo 3. Metodología.		21
3.1	Costo Total Anual.	21
3.2	Costo de Capital.	21
3.3	Potencia Requerida.	22
3.4	Calculo de la caída de presión.	22
3.5	Áreas de Contacto.	24
3.6	Función objetivo en términos de los coeficientes de transferencia de calor.....	25
3.7	Estrategia de solución.	26

3.7.1 Elección del Nivel de Recuperación de Energía (ΔT mínima).....	27
3.7.2 Servicios Auxiliares.....	28
3.7.3 Calculo del Número Mínimo de Unidades de Transferencia.....	29
3.7.4 Matriz de Distribución	30
3.7.5 Procedimiento numérico para el cálculo de los coeficientes óptimos de transferencia de calor	30
3.8 Resolvedor CONOPT	41
Capítulo 4. Resultados.....	42
4.1 Aplicación y análisis de resultados.....	42
CONCLUSIONES	51
BIBLIOGRAFÍA	53
APÉNDICES.....	55

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 3. 1. DATOS PARA EL CASO DE ESTUDIO 4S1 SHENYOY.	32
TABLA 3. 2. PROPIEDADES FÍSICAS DEL CASO DE ESTUDIO 4S1 SHENYOY.	32
TABLA 4. 1. DATOS DE LAS CORRIENTES DEL EJEMPLO 1	42
TABLA 4. 2. PROPIEDADES FÍSICAS PARA LOS FLUIDOS DEL CASO DE ESTUDIO 1.	43
TABLA 4. 3. RESULTADOS OBTENIDOS PARA EL EJEMPLO 1.....	44
TABLA 4. 4. COMPARACIÓN CON METODOLOGÍAS RIGUROSAS	44
TABLA 4. 5. DATOS DE LAS CORRIENTES DEL EJEMPLO 2.	45
TABLA 4. 6. RESULTADOS DEL EJEMPLO 2.....	46
TABLA 4. 7. COMPARACIÓN CON METODOLOGÍAS RIGUROSAS	47
TABLA 4. 8. DATOS DE LAS CORRIENTES.	48
TABLA 4. 9. PROPIEDADES FÍSICAS.	48
TABLA 4. 10. RESULTADOS.....	49
TABLA 4. 11. COMPARACIÓN CON METODOLOGÍAS RIGUROSAS.....	49

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 2. 1 MODELO DE LA CEBOLLA (SMITH, 1995).....	15
FIGURA 3. 1.A CURVA COMPUESTA CALIENTE.....	27
FIGURA 3. 1.B. CURVA COMPUESTA FRÍA	27
FIGURA 3. 2. LA CURVA COMPUESTA CALIENTE (CCC) Y LA CURVA COMPUESTA FRÍA (CCF) MUESTRAN LA DISPONIBILIDAD DE CALOR Y EL REQUERIMIENTO DE CALOR DEL PROCESO GLOBAL, RESPECTIVAMENTE.....	28
FIGURA 3. 3 DIAGRAMA REPRESENTATIVO DEL ALGORITMO TABLA-PROBLEMA.....	29
FIGURA 3. 4. REPERESNTACIÓN DE LA MATRIZ HESSIANA N X N.....	40

NOMENCLATURA

a: constante de la ley de costo del intercambiador, de la forma $\$ = a + b \cdot A^2$; donde A es el área en m^2 ; adimensional.

b: constante de la ley de costo del intercambiador, adimensional.

c: constante de la ley de costo del intercambiador, adimensional.

Aci: área de contacto de la corriente i , m^2 .

CCAP: costos de capital de una red de intercambio de calor, \$.

CEXC: costos de capital de un intercambiador de calor, \$.

CPOT: costos anual de potencia de una red de intercambio de calor, \$/año.

CSA: costos anual de los servicios de calentamiento y enfriamiento de una red de intercambio de calor, \$/año.

CP,i: costos unitario de la potencia consumida por la corriente i , \$/kW.

CPI: capacidad calorífica de la corriente i , $W/^\circ C$.

Dt: diámetro externo de tubo, m.

Dti: diámetro interno de tubo, m.

fi: factor adimensional de la corriente i

FT,k: factor de corrección de la diferencia media logarítmica de temperaturas en el intervalo de entalpía k , adimensional.

hci: coeficiente de transferencia de calor limpio de la corriente i , $W/m^2 \text{ } ^\circ C$.

hi: coeficiente de transferencia de calor sucio de la corriente i , $W/m^2 \text{ } ^\circ C$.

HY: horas de operación del sistema en un año, hr/año.

I: número de corrientes calientes.

J: número de corrientes frías.

K: número de intervalos de entalpía de las curvas compuestas.

Kf: factor de carga fija, 1/año.

Ki: parámetro constante de la relación de caída de presión de la corriente i .

m: exponente de la relación de caída de presión, adimensional.

ΔPi : caída de presión disponible para la corriente i , N/m^2 .

Q_i : flujo volumétrico de la corriente i , m^3/s .

$Q_{sc,mín}$: requerimientos mínimos de calentamiento, W.

$Q_{sf,mín}$: requerimientos mínimos de enfriamiento, W.

R_{di} : factor de ensuciamiento de la corriente i , $m^2 \text{ } ^\circ C/W$.

$\Delta T_{i,k}$: cambio de temperatura de la corriente i en el intervalo de entalpía k , $^\circ C$.

$\Delta T_{mín}$: diferencia mínima de temperaturas para la síntesis de redes, $^\circ C$.

$\Delta T_{ML,k}$: diferencia media logarítmica de temperaturas del intervalo k , $^\circ C$.

UA_{ij} : valor-UA total del encuentro entre el par de corrientes opuestas $i-j$, $W/^\circ C$.

UA_{ijk} : valor-UA del encuentro entre el par de corrientes opuestas $i-j$ en el intervalo de entalpía k , $W/^\circ C$.

$U_{mín}$: número mínimo de unidades de transferencia de calor, adimensional.

C_{tot} = función de costo total anual evaluada.

$$dC_{tot_dhi} := \frac{\partial C_{tot}}{\partial h_i}$$

$$dC_{tot_dhj} : \frac{\partial C_{tot}}{\partial h_j}$$

$$d^2C_{tot_dhi^2} : \frac{\partial^2 C_{tot}}{\partial h_i^2}$$

$$d^2C_{tot_dhj^2} : \frac{\partial^2 C_{tot}}{\partial h_j^2}$$

$$d^2C_{tot_dhidhj} : \frac{\partial^2 C_{tot}}{\partial h_i \partial h_j}$$

$$d^2C_{tot_dhidhk} : \frac{\partial^2 C_{tot}}{\partial h_i \partial h_k}$$

$$d^2C_{tot_dhjdhl} : \frac{\partial^2 C_{tot}}{\partial h_j \partial h_l}$$

hiM : valor del coeficiente de transferencia de calor sucio de la corriente i , $(W/m^2 \text{ } ^\circ C)$.

hiF : valor del coeficiente de transferencia de calor sucio de la corriente i $(W/m^2 \text{ } ^\circ C)$.

hjM : valor del coeficiente de transferencia de calor $(W/m^2 \text{ } ^\circ C)$.

K_i = parámetro constante de la relación de caída de presión, adimensional.

m = exponente de la relación de caída de presión, basado en el método Kern; adimensional.

n = exponente de la relación de caída de presión, basado en el método Kern; adimensional.

AGRADECIMIENTOS

Le estoy muy agradecido al Dr. Medardo, asesor de este proyecto, por ser parte fundamental para su conclusión y por enseñarme la importancia de los valores humanos. Y al Dr. José María le agradezco profundamente su apoyo y paciencia, por predicar con el ejemplo, consecuencia de querer continuar en la ciencia.

Al comité tutorial de este proyecto de tesis

Dr. Rafael Maya Yzcas, Dr. Horacio González Rodríguez, Dr. Jaime Agustín Castro Montoya, Dra. Mariana Ramos Estrada por su atención y aportaciones

A mis amigos

Le extiendo un enorme agradecimiento a mis amigos por compartir la carga de los malos momentos y agrandar los momentos felices, de corazón, muchas gracias a Raúl, Julián, Rigoberto, Manuel, Andrés, Eusiel, Maritza, Apolo, Janneth, Luz Elena, Luis Fernando, Mariana, Lidia, Gabriela, Lili, Lulú y, en especial, a Carmina.

A Dios por cruzar a estas maravillosas personas en mi camino

Finalmente, a CONACYT y a la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo les hago llegar mis más gratos agradecimientos.

Oscar Burgara Montero

Capítulo 1. Introducción.

1.1 Generalidades.

El diseño de redes de intercambio de calor es un área de investigación que ha sido impulsada durante las últimas tres décadas, debido principalmente a los dramáticos incrementos que han experimentado los costos de energía en el mundo. Por ejemplo, en 1982 los costos de servicios representaban el 20% de los costos de operación de las plantas existentes, mientras que en 1973 sólo tenían un 5% de participación (Korich, 1982). Por lo tanto, el diseño óptimo de redes de intercambio de calor sigue siendo un problema importante de la ingeniería de proceso.

La Tecnología del Punto de Pliegue (Linnhoff y col., 1982; Linnhoff y Ahmad, 1990) proporciona procedimientos aceptados industrialmente para diseñar de manera sistemática redes de intercambio de calor. Este método se basa en el balance entre el consumo de energía y el costo de capital, que es usado para seleccionar el valor óptimo de la ΔT_{\min} requerido para iniciar la síntesis de redes. Tal balance es posible debido a que se dispone de técnicas de predicción de los requerimientos energéticos y del costo de capital. No obstante, la aplicación confiable de la Tecnología del Punto de Pliegue, para el diseño de nuevas redes de intercambio de calor, enfrenta al menos una limitación importante: ignora el consumo de potencia causado por las caídas de presión de las corrientes del sistema de recuperación de energía. Dado que el costo de potencia puede ser bastante elevado, esa aproximación tradicional no garantiza un balance económico correcto.

En este trabajo de tesis se propone desarrollar un método que estime apropiadamente los objetivos a alcanzar durante el diseño de redes de intercambio de calor, que incluya el consumo de potencia al realizar el balance entre los costos de capital y operación usando la Tecnología del Punto de Pliegue. Para ello se plantea la necesidad de resolver un problema de optimización para cada nivel especificado de recuperación de energía, donde la función objetivo está constituida por el costo total anual del sistema que resulta de la suma del costo de capital, costo de servicios externos de calentamiento y enfriamiento y costo de potencia.

En la construcción de la función objetivo se supone que el área mínima total, que está basada en un modelo de transferencia de calor vertical entre las curvas compuestas balanceadas, se distribuye de manera uniforme entre el número mínimo de unidades de transferencia de calor. Así mismo, para predecir los requerimientos de potencia totales, se propone el uso de expresiones algebraicas que relacionan las áreas de contacto de las corrientes con sus coeficientes de transferencia de calor de película y sus caídas de presión. De esta manera es posible evaluar las interacciones existentes entre los sistemas de flujo y las redes de intercambio de calor. La solución de ese problema de optimización proporcionará los valores óptimos de las caídas de presión de las corrientes y el área mínima total, así como los coeficientes de transferencia de calor de película de las corrientes, que son requeridos para iniciar la síntesis de redes. Para tal efecto, el funcionamiento termo-hidráulico de los equipos de transferencia de calor es representado por el método Kern.

1.2 Objetivos.

1.2.1 Objetivo General.

Formular y resolver un modelo matemático para predecir los requerimientos óptimos de potencia de redes de intercambio de calor, con el propósito de poder hacer un balance apropiado entre el consumo de servicios externos de calentamiento y enfriamiento, costo de capital y consumo de potencia de dichas redes.

1.2.2 Objetivos particulares.

- 1) Formulación de un modelo de programación no lineal que incluya el efecto de las caídas de presión de las corrientes de proceso sobre el área total en la etapa de pre-optimización de redes de intercambiadores de calor de coraza y tubos, usando el método Kern para describir el funcionamiento termo-hidráulico de los equipos de transferencia de calor.

- 2) Desarrollar un algoritmo de optimización del costo total anual de redes de intercambiadores de calor mediante la integración del modelo no lineal con los métodos existentes de predicción de objetivos energéticos y unidades de transferencia de calor basados en la Tecnología del Punto de Pliegue, que considere el costo de capital, el consumo de potencia y el consumo de servicios de calentamiento y enfriamiento.
- 3) Uso de herramientas de Análisis Vectorial para encontrar una solución factible y cercana al óptimo para minimizar el costo de la red.
- 4) Implementación en computadora del algoritmo de optimización para calcular los valores óptimos de las caídas de presión y coeficientes de transferencia de calor de las corrientes de proceso, así como de los objetivos energéticos, área mínima, costo de capital y consumo de potencia de redes de intercambio de calor para un determinado nivel de recuperación de energía.
- 5) Aplicar el algoritmo desarrollado a varios casos de estudios.
- 6) Comparar los resultados obtenidos para los casos de estudio con los correspondientes al diseño detallado de los mismos, a fin de evaluar el algoritmo de optimización propuesto.

1.3 Justificación.

Las caídas de presión de las corrientes son variables desconocidas que pueden ser tratadas como grados de libertad adicionales del problema de diseño de nuevas redes de intercambiadores de calor. Para resolver este problema, en la etapa de pre-optimización se podrían seleccionar valores arbitrarios de las caídas de presión para determinar el área total de las redes usando los algoritmos de Polley y Panjeh Shahi (1991) o de Serna (1999); de aquí resultaría el valor óptimo de la ΔT_{\min} requerido para la síntesis de la red. Después, en la etapa de síntesis, cuando la estructura de la red haya sido definida, se podría resolver un problema de optimización de las caídas de presión de las corrientes para cada uno de los intercambiadores de calor. Esta tarea involucra un balance entre el consumo de potencia de las corrientes y el costo de

capital de los intercambiadores de calor de la red, de donde resultan los valores óptimos de las caídas de presión de corrientes y las áreas de los intercambiadores. Sin embargo, redes con diferentes niveles de recuperación de energía tendrán diferentes consumos óptimos de potencia, debido a que este problema de optimización depende de las cargas térmicas y los gradientes de temperaturas de los intercambiadores de la red. Por lo tanto, para nuevos diseños con caídas de presión desconocidas, es incorrecto especificar caídas de presión constantes en las etapas de pre-optimización y síntesis para obtener el nivel óptimo de recuperación de energía de la red final y la distribución de las cargas térmicas entre los intercambiadores de la red. De hecho, este procedimiento implícitamente establece un balance entre el consumo de potencia asociado con las caídas de presión supuestas y el costo de capital de la red, que no es cuantificado debidamente desde la primera etapa de diseño. Por lo tanto, lo deseable es encontrar desde la etapa de pre-optimización del procedimiento de diseño de redes de intercambio de calor los valores óptimos de las caídas de presión de las corrientes de acuerdo a una función objetivo, que puede ser el costo total anual mínimo del sistema, lo cual hasta ahora no ha sido reportado en la literatura.

En este trabajo se propone evaluar las interacciones existentes entre el consumo de potencia, el costo de capital y el nivel de recuperación de energía desde la primera etapa de diseño de redes de intercambio de calor. Esta es la aproximación correcta para considerar como variables independientes a las caídas de presión de las corrientes. Para ello es preciso disponer de un método para predecir los requerimientos de potencia de las corrientes antes del diseño 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. Así mismo, para llevar a cabo el diseño detallado de los intercambiadores de las redes sintetizadas es necesario disponer de un algoritmo robusto de optimización de intercambiadores de calor, el cual debe estar basado en métodos rigurosos de diseño de estos equipos. Esta aproximación representa una formulación más realista del problema de diseño de redes de intercambio de calor, por lo que se estima que la metodología resultante generará el balance correcto entre el costo de capital, el consumo de energía y el consumo de potencia de redes de intercambiadores de calor.

La aplicación de esta metodología proporcionará, en la etapa de pre-optimización, el nivel óptimo de recuperación de energía así como los valores óptimos de los coeficientes de transferencia de calor de las corrientes que son requeridos como datos para la síntesis de redes. En la etapa de síntesis se establecerá la topología de la red, junto con las cargas térmicas de los intercambiadores y las temperaturas terminales de las corrientes. Y, en la etapa de diseño detallado, el desempeño más económico del sistema de recuperación de energía demandará la optimización de los intercambiadores de calor de las redes sintetizadas. En general, se espera que los algoritmos desarrollados proporcionaran la consistencia buscada entre los resultados de las tres etapas de diseño de redes de intercambio de calor.

1.4 Antecedentes.

El diseño de redes de intercambio de calor es una parte importante del diseño de un proceso químico (Douglas, 1988; Smith, 1995). En la década de los años 70, cuando los precios de energía experimentaron aumentos considerables, la importancia industrial y económica de las redes de intercambio de calor fue debidamente apreciada. Desde entonces se han publicado bastantes trabajos de investigación que abordan la solución del problema de diseño de redes de intercambio de calor, entre los que destacan los métodos de la Tecnología del Punto de Pliegue (Linnhoff y col., 1982; Linnhoff y Ahmad, 1990; Ahmad y col., 1990), que han facilitado la obtención de sistemas de recuperación de energía eficientes. Una ventaja importante de esta metodología es la capacidad de predecir objetivos, es decir, los requerimientos de energía, área mínima y capital. Usando estos objetivos es posible realizar el balance entre el consumo de energía y el costo de capital antes del diseño de las redes. Se ha encontrado que las redes sintetizadas usando los resultados de esta etapa de pre-optimización se encuentran en las regiones topológicas correctas y, por consiguiente, requieren menos evolución que las redes basadas en la experiencia del diseñador.

No obstante, Polley y Panjeh (1991) han observado que la Tecnología del Punto de Pliegue se basa en valores constantes de los coeficientes de transferencia de calor de película de las corrientes. Esa aproximación ignora que el diseño detallado de los

intercambiadores de calor de las redes se basa en las caídas de presión permisibles en vez de valores supuestos de los coeficientes de transferencia de calor de las corrientes. Por lo tanto, los resultados de las etapas de pre-optimización y síntesis, ambas basadas en coeficientes de película constantes, pueden diferir notablemente de los resultados de la etapa de diseño detallado de redes, donde los cálculos se basan en las caídas de presión de las corrientes. Para sistemas de corrientes con propiedades físicas similares, el trabajo de Polley y Panjeh (1991) elimina esa limitación de la Tecnología del Punto de Pliegue. Para sistemas con diferencias notables entre las propiedades físicas de las corrientes, Serna (1999) ha desarrollado un algoritmo de área basado en las caídas de presión de las corrientes. La importancia de estos dos trabajos es que, mediante el uso desde el inicio de las caídas de presión permisibles de las corrientes en vez de valores supuestos de los coeficientes de película, han tendido el puente que faltaba para la adecuada vinculación de las tres etapas de diseño de redes de intercambio de calor.

Posteriormente, para plantear y estudiar apropiadamente las interacciones existentes entre el consumo de potencia, el costo de capital y el nivel de recuperación de energía, Mizutani y col. (2003) propusieron un modelo de MINLP para el diseño detallado de redes de intercambio de calor de coraza y tubos. Esta formulación del problema de síntesis de redes representa un avance importante en el tratamiento adecuado de los costos de bombeo de las corrientes. Sin embargo, dado que los intercambiadores de calor son representados rigurosamente usando el método Bell-Delaware (Taborek, 1983), se espera que el perfil del costo total anual a minimizar sea extremadamente grande e irregular. Además, la complejidad del modelo MINLP resultante es de tal magnitud, que Mizutani y col. (1983) impusieron ciertas limitaciones geométricas a los equipos de transferencia de calor con el fin de facilitar la obtención de una solución factible.

Por otro lado, Santos-Juárez y Rico-Ramírez (2004) desarrollaron un modelo de programación mixta entera no lineal (MINLP), que además de considerar los costos de potencia y los efectos de las caídas de presión de las corrientes incorpora también la posibilidad de considerar diferentes tipos de intercambiadores y patrones de flujo en el problema, aumentando así la complejidad combinatorial de la superestructura. Para

reducir las no linealidades en el cálculo del área de transferencia, se introducen restricciones lineales basadas en la representación del cascaron convexo (*convex hull*) para determinar los factores de corrección y la diferencia de temperaturas para cada acoplamiento, ayudando así a reducir significativamente las variables de optimización del modelo.

En el 2007, Ponce y col. propusieron un modelo de optimización para el diseño de redes de intercambio de calor que incorpora el diseño detallado para cada intercambiador de calor de la red. El modelo toma en cuenta la optimización de cada unidad de intercambio así como sus restricciones geométricas y operacionales. Esta aproximación se basa en el uso de Algoritmos Genéticos para determinar el Costo Total Anual de la Red de Intercambio de calor, la cual está constituida por el costo de los intercambiadores de calor y bombas, el costo de los servicios auxiliares y el consumo de potencia originado por el trabajo de las bombas.

Sin embargo, ninguno de los trabajos previos ha intentado optimizar las caídas de presión desde la etapa de pre-optimización de redes de intercambio de calor. Dado que es una buena estrategia establecer los objetivos a lograr antes del diseño de un sistema, en este trabajo se propone un algoritmo de optimización que cumpla este cometido.

1.5 Alcance.

La aportación de este trabajo es la consideración de la interacción existente entre el consumo de potencia, el costo de capital y el costo de energía térmica para dar un mejor pre diseño de las redes de intercambio de calor y un costo más real. Para lograr esto se pretende formular un modelo que describa el efecto de las caídas de presión sobre el diseño de las redes de intercambio de calor desde la etapa de pre-optimización. De esta manera, a diferencia de los trabajos previos de la Tecnología del Punto de Pliegue que se basan en valores constantes de los coeficientes de transferencia de calor o de las caídas de presión permisibles de las corrientes de proceso, este trabajo proporcionará los valores óptimos de las caídas de presión

usando una aproximación acorde a la práctica industrial del diseño detallado de intercambiadores de calor.

1.6 Hipótesis

El modelo matemático propuesto para predecir los objetivos de nuevas redes de intercambio de calor dará soluciones más acordes a la realidad, en virtud que considera como variables independientes a las caídas de presión de las corrientes en vez de usar valores constantes de los coeficientes de transferencia de calor para un nivel de recuperación dado. Esta aproximación permitirá el balance correcto entre el consumo de potencia, el consumo energético y el costo del capital de nuevas redes de intercambio de calor.

Capítulo 2. Marco Teórico.

2.1 Integración de Calor.

Actualmente, la crisis energética mundial y el problema del cambio climático han impulsado el desarrollo y la aplicación de técnicas de uso eficiente de energía en todos los sectores productivos y de servicios. Es por ello que la mayoría de las plantas industriales tienen sistemas de recuperación de energía, comúnmente conocidos como redes de intercambiadores de calor, en las cuales se lleva a cabo la transferencia de calor ya sea de una corriente de proceso a otra corriente de proceso o de una corriente de servicio auxiliar a una corriente de proceso. El diseño de una red de esta naturaleza no es una tarea fácil si se considera el hecho de que la mayoría de los procesos involucran un gran número de corrientes y de servicios auxiliares. Sin embargo, con la ayuda de los conceptos del análisis “pinch”, el diseño de redes se ha vuelto muy sistemático y metódico.

2.2 Definición de la Tecnología “Pinch”.

El término de Tecnología “Pinch” fue introducido por Linnhoff y Vredeveld (1984) para representar un conjunto de métodos termodinámicos y heurísticos que garantizan el desarrollo de redes de intercambiadores de calor de máxima recuperación de energía. El término “Análisis Pinch” se utiliza para representar la aplicación de las herramientas y de los algoritmos de la Tecnología “Pinch” para estudiar y mejorar el funcionamiento energético de procesos industriales.

2.3 Principios del análisis “Pinch”.

La tecnología “Pinch” presenta una metodología simple para el análisis sistemático de los procesos químicos y de los servicios auxiliares con la ayuda de la Primera y Segunda Ley de la Termodinámica. Con la aplicación de la Primera Ley de la Termodinámica se calculan los cambios de entalpía en las corrientes que pasan por los

intercambiadores de calor. La Segunda Ley determina la dirección del flujo de calor, es decir, que el calor sólo se puede transferir de un sistema a alta temperatura a otro de menor temperatura. En un intercambiador de calor, una corriente caliente no puede ser enfriada por debajo de la temperatura de entrada de la corriente fría, como tampoco una corriente fría puede calentarse por arriba de la temperatura de entrada de la corriente caliente. En la práctica una corriente caliente sólo puede ser enfriada a una temperatura definida por la *diferencia mínima de temperaturas* del intercambiador, que es representada por la variable ΔT_{\min} . El nivel de temperatura en el que se observa un gradiente de temperatura entre las corrientes calientes y frías igual a la ΔT_{\min} se llama “punto pinch”. Por lo tanto, el “pinch” define la región más restringida para la transferencia de calor de un proceso.

2.4 Objetivos del análisis “Pinch”.

El análisis “pinch” se utiliza para identificar el punto de pliegue así como los objetivos energéticos, área total de la red y costo de capital de una red de intercambio de calor. El procedimiento primero predice, antes del diseño, los requerimientos mínimos de energía externa, área de la red y número de unidades para un proceso dado. Posteriormente se diseña una red de intercambio de calor que satisfaga esos objetivos. Finalmente, la red se optimiza mediante la comparación de costos energéticos y los costos fijos de las redes de tal manera que el costo total anual sea mínimo. Por lo tanto, el objetivo primordial de un análisis “pinch” es lograr ahorros financieros mediante la integración de calor en el proceso (maximizar la recuperación de calor del proceso al proceso y reducir las cargas de los servicios auxiliares).

2.5 Curvas compuestas.

Las gráficas de temperatura-entalpía conocidas como curvas compuestas se usan para establecer objetivos energéticos. Las curvas compuestas caliente y fría (Whistler, 1948; Hohmann, 1971) proporcionan un medio apropiado para comprender el comportamiento térmico de todo un proceso. Las curvas compuestas son perfiles de temperatura (T) contra entalpía (H), que muestran la disponibilidad de calor (curva compuesta caliente) y la demanda de éste en el proceso (curva compuesta fría) en la

misma representación gráfica. Para que exista intercambio de calor, la curva compuesta caliente debe estar siempre por arriba de la curva compuesta fría.

Los niveles de temperatura o los cambios de entalpía para un proceso dado son constantes. Si, además, se suponen capacidades caloríficas constantes, las pendientes de los diferentes segmentos de las curvas compuestas también son constantes. Por lo tanto, la posición relativa de las corrientes se puede modificar moviéndolas en forma horizontal una respecto a la otra. En el punto en el que están lo más cerca posible se observa la ΔT_{min} , que es igual a la mínima diferencia vertical entre las curvas. Este punto de mínima diferencia en temperaturas se le conoce como punto “pinch”. Cuando las dos curvas se tocan en el punto “pinch”, no hay fuerza motriz para la transferencia de calor en ese punto del proceso, por lo que se requeriría un área de transferencia infinita y, por lo tanto, un costo de capital infinito. Mientras más grande es la ΔT_{min} entre las curvas el costo de capital disminuye; esto es el resultado de que al incrementar los gradientes de temperatura en todo el proceso se disminuye el área de transferencia. Por otro lado, el costo de energía se incrementa a medida que la ΔT_{min} crece. Por lo tanto, se puede decir que existe un balance entre los costos de capital y de energía. Por otro lado, para escoger con qué ΔT_{min} se va a trabajar también deben tomarse en cuenta las restricciones prácticas. Si se trabaja con una diferencia pequeña se requiere de intercambiadores que operen exclusivamente a contra corriente, lo cual es muy difícil de conseguir. La ΔT_{min} que se recomienda para la mayoría de los casos es de 10° C.

2.6 El punto “pinch”.

Cuando se ha escogido la ΔT_{min} correcta, de acuerdo a las consideraciones económicas entre los costos de capital y los energéticos, se ha fijado automáticamente la posición relativa de las curvas compuestas. Si se considera que cada intercambiador de calor por separado no debe tener una diferencia de temperaturas menor al valor de ΔT_{min} , se puede hacer una separación del proceso en el punto “pinch”. Arriba de éste, en términos de temperatura, el proceso está en equilibrio con la mínima cantidad de servicios auxiliares calientes QH_{min} .

El calor se recibe de un servicio auxiliar caliente, no se desecha y el proceso actúa como un sumidero de calor. Abajo del “pinch”, el proceso se encuentra en equilibrio con la mínima cantidad de servicios auxiliares fríos QC_{min} . No se recibe calor, sino que se desecha a un servicio auxiliar frío y el proceso actúa como una fuente de calor. En resumen, arriba del “pinch” sólo se necesita servicios auxiliares calientes y abajo sólo servicios auxiliares fríos. Por lo tanto, para un diseño óptimo no se debe transferir calor a través del “pinch”. De aquí se pueden sacar tres reglas básicas para el diseño de redes de intercambio de calor:

- No debe haber calentamiento externo abajo del “pinch”
- No debe haber enfriamiento externo arriba del “pinch”
- No debe haber transferencia de calor a través del “pinch”

La violación de alguna de estas reglas resulta en un requerimiento de energía mayor que el mínimo requerimiento teóricamente posible.

2.7 Sistema Total de Proceso.

Encontrar el método apropiado para transformar materias primas en productos útiles para la sociedad es el objetivo de la ingeniería química. Este método, al cual se le conoce como proceso químico, requiere estar organizado de tal forma que lo que se produzca en él satisfaga los requerimientos de sus consumidores. La organización del proceso debe seguir una secuencia de transformaciones individuales en el que las propiedades físicas y químicas de la materia prima cambian para convertirse en el producto especificado. Este cambio de condiciones se lleva a cabo por medio de reacciones químicas, métodos de separación, cambios en la temperatura, en la presión, etc. Al hacer la selección necesaria de cada proceso individual es muy importante conocer de qué forma se relacionarán unos con otros para generar una estructura en la que se realice la transformación total que se lleva a cabo.

2.7.1 Partes del Sistema

Un sistema total de proceso está conformado por tres subprocesos (Papoulias y Grossman, 1983). Cada una de estas partes presenta una característica que la hace común a las otras y es que todas ellas se pueden representar por una superestructura,

es decir, una representación de todas las configuraciones posibles que se pueden seguir y todas las condiciones de operación que se pueden manejar para obtener un producto que cumpla con las condiciones de diseño requeridas.

La condición más importante del sistema total de proceso es que no se pueden alcanzar los objetivos deseados si se deja por lo menos una parte de lado. Esto significa que es necesario integrar todas las partes, ya que la falta de una provoca el mal funcionamiento de las demás. Para asociar correctamente los modelos a las partes del sistema se necesitan conocer las mismas:

- a) *Planta Química*. Es el componente que muestra cómo convertir las materias primas en un producto cumpliendo las condiciones de diseño y operación que se determinen.
- b) *Red de Intercambio de Calor*. El objetivo de ésta es realizar la transferencia de calor entre las mismas corrientes con el fin de reducir el uso de servicios auxiliares. La síntesis óptima de este componente es crucial para establecer la eficiencia energética del sistema total. También se presenta una superestructura al existir varias configuraciones de redes de intercambio de energía. El alcance del objetivo depende de tres factores utilizados:
 - * *Consumo mínimo de servicios auxiliares*. Es el objetivo de diseño más importante para una posible red eficiente, ya que corresponde a la máxima recuperación de calor que se puede lograr en una red para una diferencia mínima de temperatura fija.
 - * *Número Mínimo de Intercambiadores de Calor*. Con este factor se pretende disminuir indirectamente los costos de inversión de la red.
 - * *Modificación de los puntos "Pinch"*. Límite máximo de integración de calor que previene la violación de las leyes de la termodinámica.
- c) *Servicios Auxiliares*. Esta superestructura provee los servicios requeridos para la planta química y servicios de calentamiento para la red de intercambio de calor. Las unidades que se encuentran frecuentemente en esta red son calderas, turbinas, motores eléctricos y otras unidades auxiliares. Todas estas unidades se

pueden combinar frecuentemente de distintas maneras capaces de satisfacer todas las demandas requeridas.

2.7.2 Integración del Sistema

Para lograr las síntesis del sistema total del proceso es muy importante conocer el papel que juegan las interacciones entre los tres componentes básicos. Entre la planta química y la red de intercambio de calor se encuentran todas las corrientes de proceso frías y calientes que requieren calentarse o enfriarse, respectivamente; entre la planta química y los servicios auxiliares se encuentran las demandas de energía eléctrica y mecánica; finalmente, las interacciones entre la red de intercambio de calor y los servicios auxiliares se dan a través de los servicios calientes (combustibles, vapor a distintos niveles de presión y agua caliente) y los servicios fríos (agua de enfriamiento y refrigerantes) requeridos para suministra el enfriamiento y calentamiento requeridos por el proceso.

2.8 Optimización.

La optimización es el conjunto de herramientas a través de las cuales se puede elegir el proceso que, además de obtener un producto en las condiciones que se requiere, lo consigue de la manera más eficiente posible, logrando con ello la reducción de costos fijos y de operación, la disminución de materias primas y salida de productos no deseados así como la minimización de riesgos ambientales potenciales.

La mayor dificultad que se encuentra para lograr la optimización de un proceso químico radica en la elaboración del diseño del mismo, ya que para cada estructura potencial creada se debe obtener un resultado a distintas condiciones de operación, con lo que se tendría un modelo matemático para cada proceso probable, además de aquellos que se generan por los requerimientos de calor y trabajo necesarios para alcanzar las transformaciones individuales.

Por estas razones se han propuesto dos formas de evaluar la estructura correcta y las condiciones de operación óptimas para el diseño del proceso (Smith, 1995):

a) *Construcción de Estructuras Irreducibles.* Esta aproximación se basa en un modelo jerárquico que analiza secuencialmente, en forma prioritaria, a cada parte de un proceso. En primer lugar, se estudia el sistema de reacción, luego el sistema de recirculación y separación y, finalmente, la red de intercambio de calor y servicios

auxiliares necesarios. A este sistema se le conoce como “modelo de la cebolla” (fig. 2.1), en el que cada parte del modelo representa un nivel o frontera de decisión para completar el diseño total.

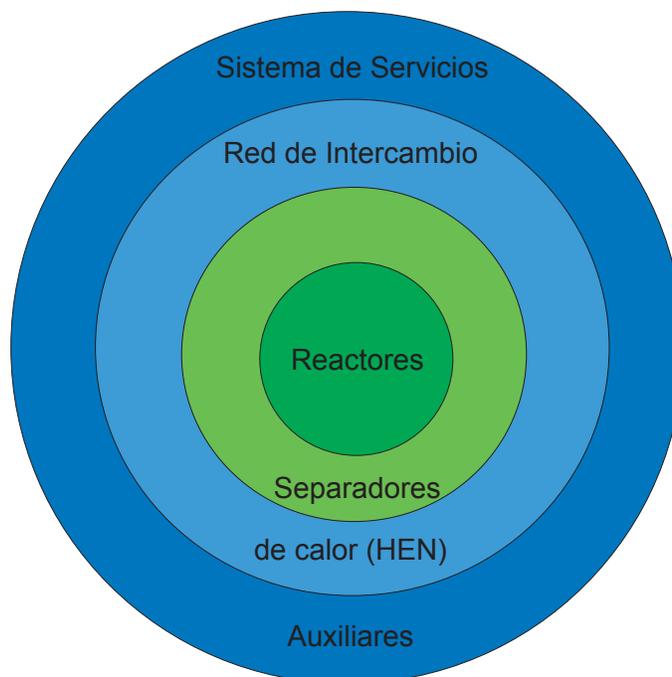


Figura 2. 1 Modelo de la cebolla (Smith, 1995)

El objetivo de esta forma de evaluación es el de establecer la mejor decisión local del sistema, determinando así cuáles son los equipos que deben utilizarse basándose en una evaluación económica que descarte otras posibilidades de elección. Su principal desventaja es que la creación de una sola estructura no garantiza que el diseño total sea el mejor; por lo tanto, deben generarse muchas más para elegir entre todas ellas la que dé mejor resultado. Las mayores ventajas que se tienen es que se puede tener el control de las decisiones básicas y las interacciones del diseño mientras éste se desarrolla, lo que genera restricciones que deben estar incluidas en la toma de decisiones.

- c) *Creación y Optimización de estructuras reducibles.* Por medio de este método se crea una superestructura tomando todas las estructuras y condiciones de operación posibles para el diseño del proceso. Esto significa que todas las configuraciones son consideradas candidatas para obtener el diseño óptimo del

proceso químico. Después de contar con esta representación se genera un modelo matemático, en el que están incluidas todas las ecuaciones que representan los costos fijos y de operación, diseño de los equipos, balances de materia y energía. De esta manera, se consideran todas las variables de costos y parámetros que estén ligadas a la superestructura, como flujos, temperaturas, presiones, costos de materiales y un conjunto de variables de decisión que determinan cuáles equipos deben usarse sin caer en alternativas redundantes.

Se tienen grandes ventajas al desarrollar esta última forma de modelación, como considerar diferentes opciones de diseño al mismo tiempo y reducir el tiempo de simulación.

La desventaja que se presenta es que al construir la superestructura no se incluya la estructura óptima, por lo que al considerar más estructuras individuales se tienen mayores posibilidades de incluir la mejor. Además, los modelos que representan los costos son con frecuencia muy difíciles de resolver debido a que tienen comportamientos no lineales, lo que provoca que se puedan tener varias soluciones locales. En adición, en este tipo de modelo es casi imposible incluir características cualitativas como tamaño y otras que no puedan incluirse en un modelo de este tipo.

2.9 Técnica Utilizada

Para saber de qué forma debe realizarse cada una de estas evaluaciones es necesario conocer las técnicas que se han utilizado para su desarrollo, junto con la manera que deben interpretarse.

2.9.1 Método Algorítmico

A través de la formulación de los modelos lineales y no lineales se han desarrollado conceptos como el diseño eficiente de sistemas totales de proceso, redes de intercambio de calor, secuencias de destilación, minimización de servicios auxiliares y optimización de los mismos. Este método es de mucha importancia, ya que es el único capaz de considerar en forma simultánea todas las partes del sistema total de proceso tomando en cuenta todas las interacciones que entre ellas suceden. En

contraste con otros métodos como el evolutivo, los modelos matemáticos garantizan el valor óptimo del resultado siempre y cuando al hacer el modelo estén incluidas en la superestructura todas las configuraciones posibles.

La limitación más importante que se ha encontrado para esta técnica es que con frecuencia es difícil interpretar el significado físico de algunas variables.

De cualquier manera, el uso de modelos matemáticos representa una excelente alternativa de síntesis de procesos y lo más importante es que al emplearlos con reglas heurísticas, el número de configuraciones para la superestructura se reduce sustancialmente, generando mejores resultados.

El principio de la formulación implica la elección de una configuración y las condiciones de operación que, al satisfacer la especificaciones de diseño requeridas, cumplan con la función objetivo que generalmente es de naturaleza económica y que puede referirse a la minimización de costos. El modelo requiere que se incluyan las siguientes condiciones: corrientes y sus parámetros, equipos de procesos y condiciones de operación en las que debe trabajar, así como los costos fijos y de operación. Se propone un modelo como sigue (Papoulias y Grossman, 1983):

Función objetivo de minimización del costo:

$$\min C = C(x,y) \quad (2.1)$$

Sujeto a las siguientes restricciones:

Restricciones del diseño de la superestructura

$$Ax = a \quad (2.2)$$

$$f(x) = 0 \quad (2.3)$$

Restricciones referentes a las especificaciones de diseño, constantes físicas, balances de materia y de energía entre otras.

$$bL \leq B_1x + B_2y \leq Bu \quad (2.4)$$

$$hL \leq h(x,y) \leq hU \quad (2.5)$$

Son variables continuas aquellas que representan flujos, condiciones de operación y tamaño de los equipos; las variables binarias representan la existencia o no de unidades que definirán la configuración del proceso.

2.9.2 Análisis Termodinámico

Además de los métodos matemáticos de síntesis de procesos, se ha hecho uso de las leyes de la termodinámica como una herramienta fundamental para alcanzar el diseño óptimo de los mismos. De hecho, su aplicación está fuertemente ligada a la construcción y funcionamiento de una configuración, ya que son estas reglas las que rigen todas las características y parámetros del diseño de los equipos individuales, las condiciones de entrada y el requerimiento de servicios auxiliares. Si se toma en cuenta que el calor, el trabajo, la eficiencia, la disponibilidad y otros conceptos son medidas indirectas del estado físico de todos los cuerpos, se puede asegurar que si no se tienen la estructura ni las condiciones de operación necesarias para lograr esos parámetros, no se habrá llegado a la síntesis óptima del proceso en cuestión. Por lo tanto, hacer un análisis de ellos permitiría obtener resultados eficientes y de alta confiabilidad.

Fue por medio de la primera ley de la termodinámica que se hicieron los primeros intentos para realizar un análisis termodinámico a un sistema, ya que el fundamento principal es que la energía de cualquier sistema no se crea ni se destruye, sólo se transforma. Por lo tanto, al aplicar este principio, se debe tener la certeza de que las transferencias de calor y trabajo de un sistema a otro son las mismas, dicho de otro modo, la energía que pierde un sistema es completamente recuperada por otro que esté a su alrededor. Desafortunadamente esta ley se refiere a sistemas ideales, es decir, aquellos en los que la energía es completamente transferida y no existe disipación de la misma hacia otros sistemas, significando que no existen parámetros que limiten el flujo de la transferencia, la dirección natural del proceso, ni las diferencias entre calor y trabajo que se aplican al sistema.

La segunda ley de la termodinámica se creó como un complemento para la primera, ya que indica cuánta energía se transfiere realmente de un sistema hacia otro, o en otras palabras, muestra cuánta energía se degradó o disipó de la total con la que

se realizó el intercambio. Ésta es una forma de limitar a la primera ley, debido a que ésta, por definición, permite que todos los procesos en los que haya intercambio de energía se den, lo cual no siempre es cierto, ya que hay procesos que no se pueden realizar espontáneamente. Es aquí cuando se habla de un proceso irreversible, el cual, al pasar de un estado inicial a un estado final sigue una trayectoria determinada, pero si se quiere pasar del estado final al inicial, el camino que se sigue es completamente distinto, dando lugar a disipaciones de energía y generación de entropía. Como consecuencia, se utiliza el término “entropía” para definir la cantidad de energía que no se aprovecha en un proceso irreversible y se maneja el concepto de entropía generada por todas las transferencias de masa y energía que se llevan a cabo en el mismo. Al no existir un proceso en el que las transferencias de energía se lleven al cien por ciento, se dice que la entropía de cualquier sistema siempre es mayor que cero y siempre tiende al infinito, por lo que deben tomarse en cuenta diversas consideraciones para aprovechar e integrar la mayor cantidad de energía posible.

En general, puede decirse que los métodos termodinámicos no son mejores que los algorítmicos, ya que todos tienen grandes ventajas pero también cuentan con desventajas que disminuyen su eficacia. Para lograr la síntesis del proceso óptimo es necesario hacer una conjunción de todos los métodos ya que son complementarios unos con otros, aunque esta opción represente una gran cantidad de trabajo y sobre todo mucho tiempo en la ejecución de los mismos.

Capítulo 3. Metodología.

En este capítulo veremos la formulación del modelo matemático que representa de una manera más apropiada las interacciones entre el consumo de potencia originado por el bombeo de las corrientes del proceso, el costo de capital y el nivel de recuperación de energía de las redes de intercambio de calor, además de mostrar la estrategia de solución cuando la función objetivo consiste en la minimización del costo total anual de redes de intercambio de calor.

3.1 Costo Total Anual.

Aunque son posibles varias medidas de la calidad económica, para comparación de diseños alternativos, aquí se usará el costo total anual. Para obtener la expresión del costo total de una red de intercambio de calor es preciso considerar el costo anual propio de los intercambiadores en sí, que está dado por el costo anual de la superficie de los mismos, así como los costos anuales ocasionados por el funcionamiento de los intercambiadores, incluyendo a los calentadores y enfriadores. Estos últimos costos están relacionados con la potencia necesaria para vencer las caídas de presión de los fluidos, así como por los costos de los servicios externos de calentamiento y enfriamiento. Por lo tanto, el costo total anual de una red de intercambio de calor se puede expresar de la siguiente manera:

$$C_{TOT} = K_f C_{CAP} + C_{SA} + C_{POT} \quad (3.1)$$

Aquí C_{SA} es el costo anual de los servicios auxiliares de calentamiento y enfriamiento, C_{POT} es el costo anual de la potencia consumida, C_{CAP} es el costo total de capital y K_f es el factor de carga fija que anualiza la inversión.

3.2 Costo de Capital.

Se considera que es adecuado aproximar el C_{CAP} como la suma de los costos de cada uno de los intercambiadores de calor instalados, C_{EXC} , que dependen en forma no lineal del área de transferencia de calor, A :

$$(C_{EXC} = a + bA^c). \quad (3.2)$$

Aquí a es un costo fijo asociado con los gastos de instalación de intercambiadores de calor, que se consideran independientes del tamaño de los mismos, mientras que b y c son constantes empíricas apropiadas para características específicas de los intercambiadores (por ejemplo, tipo de haz de tubos, material de construcción y presión de trabajo).

3.3 Potencia Requerida.

Las relaciones de caídas de presión son necesarias para desarrollar un procedimiento que, para un nivel especificado de recuperación de energía, proporcione el procesamiento térmico de las corrientes de proceso de la mejor manera posible desde un punto de vista económico.

Los fluidos en circulación experimentan caídas de presión causadas por la resistencia al flujo que ofrecen los pasajes de los intercambiadores de calor. Esto obliga a suministrar a los fluidos, mediante dispositivos de bombeo, la energía mecánica necesaria para vencer las pérdidas de presión por fricción, así como las causadas por las contracciones y expansiones de los fluidos en las entradas y salidas de los intercambiadores. La potencia que se requiere para poner en circulación las corrientes está dada por el producto:

$$C_{POT} = Q_j \cdot \Delta P_j \quad (3.3)$$

Donde Q_j es el flujo volumétrico del fluido j y ΔP_j es su caída de presión.

3.4 Calculo de la caída de presión.

Para abordar adecuadamente este problema se precisa usar las relaciones entre el área del intercambiador, los coeficientes de transferencia de calor y las caídas de presión de las corrientes desarrolladas por Serna (1999). Estas relaciones tienen la siguiente forma:

$$\Delta P = KA h^m \quad (3.4)$$

En esta expresión ΔP es la caída de presión del fluido, A es el área del intercambiador de calor, h es el coeficiente de transferencia de calor individual, el exponente m y la constante K dependen del lado de flujo del fluido, propiedades físicas del fluido y parámetros geométricos del intercambiador.

Para intercambiadores de coraza y tubos, la relación de caída de presión del fluido del tubo toma en cuenta tanto la caída de presión en los tramos rectos como la caída de presión en los extremos de los tubos.

El área de contacto (A) que aparece en la relación de caída de presión es el área superficial total del intercambiador de calor, A , ecuación (3.4), la cual depende de la naturaleza de las corrientes de intercambian calor y las resistencias térmicas que se oponen a la transferencia de calor. Por lo tanto para aplicar correctamente las relaciones de caídas de presión en la predicción del costo de potencia, es necesario usar los coeficientes de transferencia de calor de película sucios (h_i) en lugar de los limpios (h). Ambos coeficientes se relacionan con la siguiente expresión:

$$h = \frac{1}{\left[1/(f_i h_i) - R_{di}\right]} \quad \text{Para } i = 1, 2, \dots, I \quad (3.5)$$

Donde R_{di} es el factor de ensuciamiento especificado para la corriente i . El factor adimensional f_i es igual a 1.0 cuando la corriente i fluye a través del lado de la carcasa y, en caso contrario, es igual a D_t/D_{ti} .

Con el propósito de reducir el número de incógnitas y ecuaciones de este problema, los coeficientes de transferencia de calor limpios (h) se pueden eliminar por medio de la sustitución de la ecuación (3.5) en la ecuación (3.4). Por lo tanto, para las corrientes calientes i , la relación de caída de presión se puede describir como:

$$\Delta P_i = K_f A \left[\frac{1}{f_i h_i - R_{di}} \right]^{-m} \quad \text{Para } i = 1, 2, \dots, I \quad (3.6)$$

Al usar la fórmula compacta dada por la ecuación (3.6), la expresión que resulta para determinar los costos de potencia para la corriente caliente i está dada por:

$$C_{POT} = H_Y C_{P_i} Q_i K_{iA} \left(\frac{1}{(f_i h_i)} - R_{di} \right)^{-m} \quad \text{Para: } i = 1, 2, \dots, I \quad (3.7)$$

Aquí:

C_{P_i} es el costo unitario de la potencia consumida por la corriente i .

H_Y es el número de horas que opera el sistema en un año.

De la misma manera se realiza, para obtener las expresiones apropiadas para las corrientes frías solo se reemplaza el subíndice i por j y el exponente m por n .

3.5 Áreas de Contacto.

Las áreas de contacto de las corrientes no se puede determinar directamente de las curvas compuestas balanceadas del sistema, dado que no se han especificado los valores de los coeficientes de transferencia de calor de las corrientes ni sus caídas de presión permisibles. Por lo tanto, el verdadero reto para resolver el problema de optimización bajo estudio consiste en encontrar una relación factible entre las áreas de contacto y los coeficientes de película de las corrientes.

La matriz de distribución UA es el elemento fundamental para obtener una expresión para las áreas de contacto de las corrientes en términos de sus coeficientes de transferencia de calor de película.

Los elementos de la matriz de distribución, que corresponden a los valores UA de los encuentros que constituyen el diseño espagueti del sistema, se calculan con la siguiente ecuación:

$$UA_{ijk} = C_{P_i} \left(\frac{\Delta T_i}{F_T \Delta T_{ML}} \right)_K (C_{P_j} / \sum_j C_{P_j})_k \quad (3.8)$$

Sumando cada columna (sobre todos los intervalos de entalpía K) de la matriz de distribución se tienen los valores UA, se obtiene el valor UA_{ij} total para cada par de corrientes opuestas (corrientes calientes i y corrientes frías j).

Los valores de UA_{ij} así determinados se usan en la siguiente expresión, para obtener las áreas de contacto de las corrientes como función de los coeficientes de transferencia de calor de película:

$$A_{Ci} = \sum_{i=1}^i \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_j} \right) (UA_{ij}) \quad \text{Para } i = 1, 2, \dots, I \quad (3.9a)$$

$$A_{Cj} = \sum_{j=1}^j \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_j} \right) (UA_{ij}) \quad \text{Para } j = 1, 2, \dots, J \quad (3.9b)$$

Aquí:

A_{Ci} es el área de contacto de la corriente caliente i .

A_{Cj} es el área de contacto de la corriente fría j .

I es el número de corrientes calientes.

J es el número de corrientes frías.

3.6 Función objetivo en términos de los coeficientes de transferencia de calor.

Al sustituir la función de costo de los intercambiadores dada por la ecuación (3.2), así como la expresión de costo de potencia dada por la ecuación (3.7) y las relaciones de las áreas de contacto dadas por la ecuación (3.9) en la ecuación del costo total anual, y suponiendo que el área mínima de la red se distribuye uniformemente entre el número mínimo de unidades, el costo total anual de una red de intercambio de calor para un nivel especificado de energía se puede expresar como una función de los coeficientes de transferencia de calor de película de las corrientes del sistema:

$$\begin{aligned}
 C_{TOT} = & K_f \cdot U_{\min} \cdot \left(a + b \cdot \left(\sum_{i=1}^I \frac{\sum_{j=1}^J \left(\left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_j} \right) \cdot UA_{ij} \right)^c}{U_{\min}} \right) \right) \\
 & + \sum_{i=1}^I \frac{H_Y \cdot C_{p,i} \cdot Q_i \cdot K_i}{\left(\frac{1}{f_i \cdot h_i} - R_{di} \right)^m} \cdot \sum_{j=1}^J \left(\left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_j} \right) \cdot UA_{ij} \right) + H_Y \cdot C_{SC} \cdot Q_{SC,\min} \\
 & + \sum_{j=1}^J \frac{H_Y \cdot C_{p,j} \cdot Q_j \cdot K_j}{\left(\frac{1}{f_j \cdot h_j} - R_{dj} \right)^n} \cdot \sum_{i=1}^I \left(\left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_j} \right) \cdot UA_{ij} \right) + H_Y \cdot C_{SE} \cdot Q_{SE,\min} \quad \dots \quad (3.10)
 \end{aligned}$$

donde I es el número de corrientes calientes, J es el número de corrientes frías, A_{ci} es el área de contacto de la corriente caliente i , A_{cj} es el área de contacto de la corriente fría j , C_{SC} es el costo unitario del servicio de calentamiento, C_{SE} es el costo unitario del servicio de enfriamiento, $C_{P,i}$ es el costo unitario de la potencia consumida por la corriente caliente i , $C_{P,j}$ es el costo unitario de la potencia consumida por la corriente fría j , H_Y es el número de horas que opera el sistema en un año, U_{\min} es el número mínimo de unidades de transferencia de calor, $Q_{SC,\min}$ es el consumo mínimo de servicios de calentamiento, $Q_{SE,\min}$ es el consumo mínimo de servicios de enfriamiento.

Una vez que esta función objetivo está disponible, la siguiente tarea es la resolución matemática del problema de optimización.

3.7 Estrategia de solución.

El modelo matemático descrito anteriormente resulta ser un problema no lineal, en el que la función objetivo es la ecuación 3.10 que permite obtener los coeficientes óptimos de transferencia de calor de película de las corrientes y la minimización del costo total anual.

Las variables de búsqueda que tiene este problema de optimización son únicamente los coeficientes de transferencia de película de las corrientes, h_i para las corrientes calientes y h_j para las corrientes frías.

3.7.1 Elección del Nivel de Recuperación de Energía (ΔT mínima).

Para hacer el análisis de una Red de Intercambio de Calor primero se deben de identificar las fuentes de calor (las corrientes calientes) y los sumideros (las corrientes frías) en el proceso. Con los balances de masa y energía se obtiene la temperatura inicial, la temperatura final y el cambio de entalpía de las corrientes o bien se tiene como datos del problema.

Los estudios de integración de calor entre las corrientes de proceso involucran la construcción, y posteriormente, la sobre posición de los perfiles de las corrientes calientes y frías en los diagramas T-Q. Por ende, una etapa importante en la tecnología del punto de pliegue consiste en la combinación de todas las corrientes calientes para generar una curva compuesta caliente (CCC como la de la figura 3.1a) y de todas las corrientes frías para generar una curva fría compuestas (CCF como la de la figura 3.1b). La combinación se realiza al sumar los CPs de todas las corrientes del mismo tipo, ya sean calientes o frías, dentro de cada intervalo de temperatura.

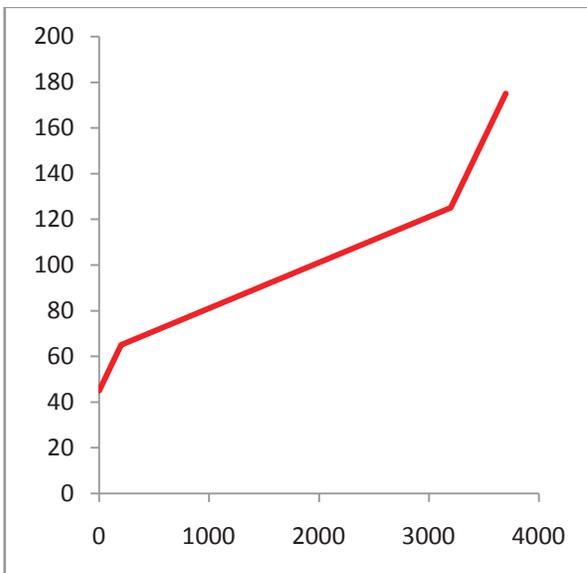


Figura 3. 1.a Curva Compuesta Caliente

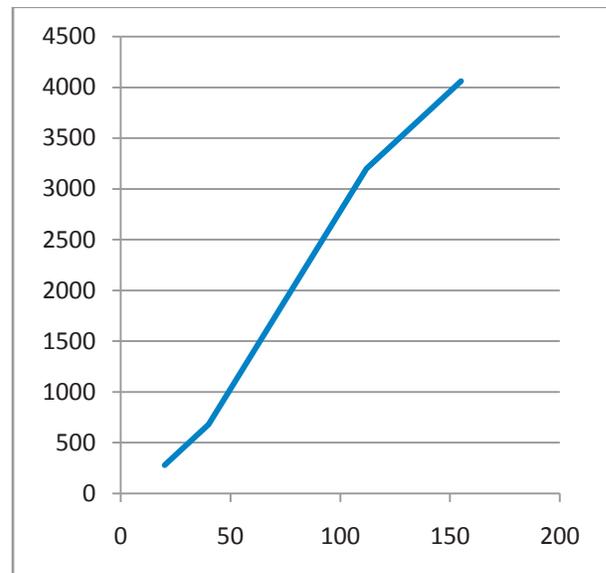


Figura 3. 1.b. Curva Compuesta Fría

Las dos curvas compuestas se pueden dibujar en el mismo diagrama T-Q, con la CCC arriba de la CCF respetando las leyes de la termodinámica.

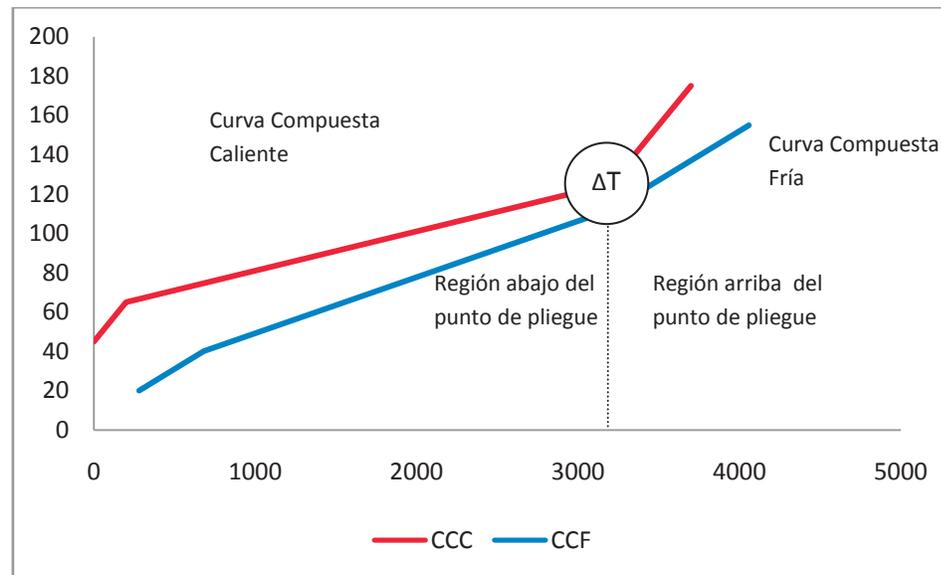


Figura 3. 2. La curva compuesta caliente (CCC) y la curva compuesta fría (CCF) muestran la disponibilidad de calor y el requerimiento de calor del proceso global, respectivamente.

La mínima distancia vertical entre las curvas compuestas es igual a la magnitud de la ΔT_{min} . Este punto es llamado el punto de pliegue (Umeda y col., 1978; Linnhoff y col., 1979; Linnhoff y Hindmarsh, 1983), dado que representa la región más restringida para la transferencia de calor del proceso, es de importancia recalcar que esta ΔT_{min} obtenida puede no ser la óptima para el proceso en análisis.

3.7.2 Servicios Auxiliares

La máxima recuperación de energía implica usar las cantidades mínimas de servicios. Si Q_{sc} es el calor suministrado por los servicios de calentamiento y Q_{sf} es el calor removido por los servicios de enfriamiento, entonces el cálculo de los objetivos energéticos involucra determinar los valores mínimos de Q_{sc} y Q_{sf} . Esto deberá ser llevado cumpliendo las leyes de termodinámica.

En esta etapa de pre optimización se obtienen los requerimientos mínimos de energía con una procedimiento sistemático tabular al cual se le denomina algoritmo de la tabla problema (Linnhoff y Flower., 1978).

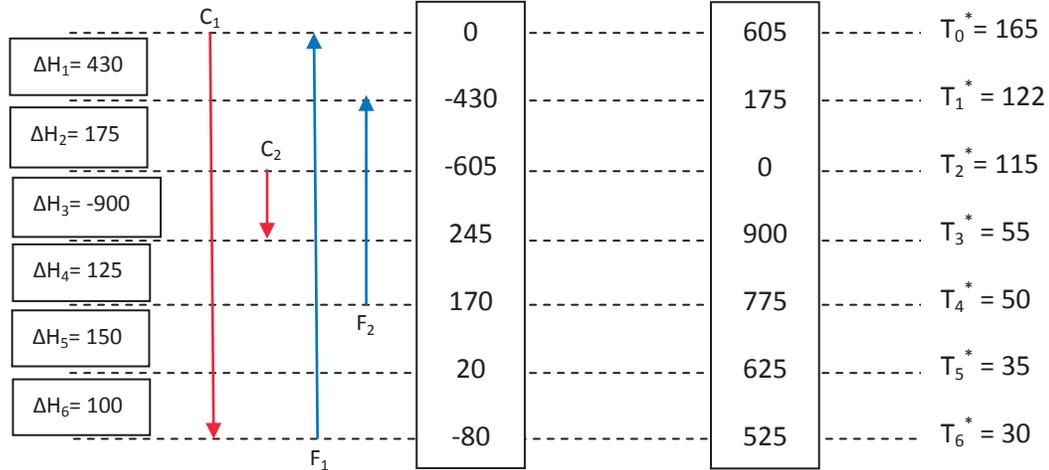


Figura 3. 3 Diagrama representativo del algoritmo tabla-problema.

3.7.3 Cálculo del Número Mínimo de Unidades de Transferencia.

Para obtener el número mínimo de unidades de transferencia de calor globales (U_{min}) requeridas para la máxima recuperación de energía la red de intercambio de calor se evalúa previo al diseño de la red de intercambio de calor.

El cálculo del objetivo de unidades se obtiene del Teorema de Red de Euler de la teoría de grafos, que en el contexto de redes de intercambiadores de calor se puede expresar como (Linnhoff y col, 1979):

$$U_{min} = (N_a - 1) + (N_b - 1) \dots \dots \dots 3.11$$

Aquí:

U_{min} = Número mínimo de unidades de transferencia de calor.

N_a = Número de corrientes tanto de proceso como de servicio arriba del punto de pliegue.

N_b = Número de corrientes tanto de proceso como de servicio abajo del punto de pliegue.

Un acercamiento real del número de unidades de transferencia de calor para la máxima recuperación de energía en la red de intercambio de calor es la suma de

unidades obtenidas por este teorema, evaluando por separado las regiones arriba y abajo del punto de pliegue.

3.7.4 Matriz de Distribución

La caída de presión permisible de cada corriente se distribuye linealmente con respecto a su valor UA total, entre los intervalos de entalpía en los que interviene. Esta aproximación se fundamenta en dos hechos: primero el valor UA es un parámetro que puede representar el tamaño de los intercambiadores de calor al igual que el área de contacto, de la cual depende de forma proporcional la caída de presión de una corriente (Serna, 1999); en segundo lugar, a diferencia de las áreas de contacto, los valores de UA de los encuentros del diseño espagueti. Se le llama espagueti debido a que cuando se incrementa el número de corrientes se requiere un número mayor de intercambiadores y, por tanto, también de divisiones de corriente. Son independientes de las caídas de presión permisibles de las corrientes, por lo que se pueden obtener directamente de las curvas compuestas balanceadas del sistema para una ΔT_{min} dada.

3.7.5 Procedimiento numérico para el cálculo de los coeficientes óptimos de transferencia de calor

Debido a que la función objetivo resulta ser un problema de optimización no lineal, el encontrar la solución óptima depende fuertemente de los estimados iniciales. Es por ello que la ayuda de la Matriz Hessiana es de suma importancia, debido a que nos ayuda a encontrar la región de búsqueda o región factible.

El procedimiento de búsqueda para encontrar el óptimo o la región factible en la función objetivo es el de encontrar los puntos críticos (máximos, mínimos o puntos de silla), procediendo como sigue.

Pasos a seguir para encontrar máximos y mínimos utilizando matrices Hessianas:

1. Calcular el gradiente, primeras derivadas parciales con respecto a cada una de las variables de búsqueda de la función objetivo.
2. Igualar a cero el vector gradiente que se calculó en el paso anterior.

3. Resolver simultáneamente las ecuaciones generadas en el paso 2 para encontrar el valor de cada una de las variables. Esos valores encontrados para cada una de las variables son las coordenadas de los puntos críticos.
4. Teniendo los puntos críticos que se encontraron en el paso 3, se genera la matriz Hessiana, calculando las segundas derivadas parciales en el punto crítico.
5. Obtener el determinante de la matriz Hessiana generada en el paso 4. Esta matriz exhibe forma bilineal simétrica (o forma cuadrada).
6. Se sacan conclusiones de la respuesta obtenida en el paso 5 de la siguiente manera:

Si la matriz Hessiana es positiva definida, es decir, si su determinante es mayor que cero, el punto crítico es un mínimo. Si la matriz Hessiana es negativa definida, es decir, el determinante es menor que cero, el punto crítico es un máximo.

Si se tiene una matriz Hessiana semidefinida positiva, en este caso se tiene un punto de silla. Y la cuarta posibilidad es de tener una matriz que es degenerada pero no semidefinida positiva, en cuyo caso estamos ante una indeterminación.

Para ejemplificar la metodología del procedimiento numérico se resolverá el caso de estudio 4S1 (Shenoy, 1995), en el cual se utilizaron los coeficientes óptimos de transferencia de calor:

El caso de estudio presenta los siguientes datos:

Tabla 3. 1. Datos para el caso de estudio 4S1 Shenoy.

Corriente	Tin	Tout	MCp
H1	175	45	10000
H2	125	65	40000
C1	20	155	20000
C2	40	112	15000
HU	180	179	395000
CU	15	25	31500

Tabla 3. 2. Propiedades Físicas del caso de estudio 4S1 Shenoy.

Densidad [kg/m ³]	Viscosidad [kg/ms]	Cp [J/kg°C]	K [W/m°C]	Rd [m ² C/W]
716.0000	2.3999999E-04	1658.000	0.1100000	1.5000001E-04
777.0000	2.3000001E-04	2684.000	0.1100000	1.5000001E-04
700.0000	2.3000001E-04	2456.000	0.1200000	1.5000001E-04
680.0000	2.3000001E-04	2270.000	0.1300000	1.5000001E-04

Solución a la Ecuación de Costo Total Anual de la Red de Intercambio de Calor (Función Objetivo).

a) Un solo tipo de intercambiador o una sola ley de costo.

b) Intercambiadores 1-2.

Datos económicos:

Kf = 0.2309748, m = 5.109, n = 3.5, a = 30800, b=890, c= 0.8, HyCse = 10,

HyCsc = 110, Hy = 800, Cpi = 0.045, Cpj = 0.045

Especificaciones:

Para las corrientes calientes cuando fluyen por lado de la Coraza se tiene que:

- El factor adimensional $f_i = 1.0$
- $R_{di} = 0.00015$

Para las corrientes frías cuando fluyen por los Tubos.

- El factor adimensional $f_j = \frac{19.1}{15.4}$
- $R_{dj} = 0.00015$

Predicciones del método secuencial Pinch:

- Unidades Mínimas de Transferencia $U_{min} = 5$
- Requerimientos Mínimos de Calentamiento $Q_{scmin} = 395 \text{ KW}$
- Requerimientos Mínimos de Enfriamiento $Q_{sfmin} = 315 \text{ KW}$

Con estos Datos se obtiene la Matriz de Distribución UA:

$$UA = \begin{pmatrix} 36825.70700 & 11733.21700 & 5744.19340 \\ 64933.45700 & 42979.60200 & 2381.81670 \\ 11824.54400 & 0.00000 & 0.00000 \end{pmatrix}$$

Con las propiedades físicas de las corrientes y los datos geométricos de los intercambiadores se calculan los siguientes parámetros para las ecuaciones de caídas de presión de las corrientes:

$$K_i = \begin{pmatrix} 3.615624010^{-13} \\ 5.617928410^{-14} \\ 0 \end{pmatrix} \quad K_j = \begin{pmatrix} 1.042498410^{-9} \\ 1.202796310^{-9} \\ 0 \end{pmatrix}$$

Coefficientes de transferencia de calor valores supuestos:

Para las corrientes calientes

$$x = 5000; y = 5000$$

Para las corrientes frías.

Z=2500; w=2500

$$h_i = \begin{pmatrix} x \\ y \\ 5000 \end{pmatrix} \quad h_j = \begin{pmatrix} z \\ w \\ 2500 \end{pmatrix}$$

Partiendo de la función objetivo, la cual consiste en la minimización del costo total anual:

$$C_{tot}(x, y, z, w) = K_f \cdot U_{min} \cdot \left[a + b \cdot \sum_{i=1}^I \frac{\sum_{j=1}^J \left[\left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_j} \right) \cdot UA_{i,j} \right]}{U_{min}} \right]^c \dots$$

$$+ \sum_{i=1}^I \left[\frac{Hy \cdot C_{pi} \cdot Q_i \cdot K_i}{\left(\frac{1}{f_i \cdot h_i} - R_{di} \right)^m} \cdot \sum_{j=1}^J \left[\left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_j} \right) \cdot UA_{i,j} \right] + Hy C_{sc} \cdot Q_{scmin} \dots \right]$$

$$+ \sum_{j=1}^J \left[\frac{Hy \cdot C_{pj} \cdot Q_j \cdot K_j}{\left(\frac{1}{f_j \cdot h_j} - R_{dj} \right)^n} \cdot \sum_{i=1}^I \left[\left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_j} \right) \cdot UA_{i,j} \right] + Hy C_{se} \cdot Q_{semin} \right]$$

(3.12)

Para el problema bajo estudio (4 corrientes de proceso y dos corrientes de servicio auxiliares), la función objetivo se puede escribir como:

$$\begin{aligned}
 f(x, y, z, w) = & Kf \cdot U_{\min} \cdot \left[a + b \cdot \left[\left(\frac{1}{x} + \frac{1}{z} \right) \cdot UA_{1,1} + \left(\frac{1}{x} + \frac{1}{w} \right) \cdot UA_{1,2} + \left(\frac{1}{x} + \frac{1}{2500} \right) \cdot UA_{1,3} \right. \right. \\
 & \left. \left. + \frac{U_{\min}}{\left(\frac{1}{y} + \frac{1}{z} \right)} \cdot UA_{2,1} + \frac{U_{\min}}{\left(\frac{1}{y} + \frac{1}{w} \right)} \cdot UA_{2,2} + \frac{U_{\min}}{\left(\frac{1}{y} + \frac{1}{2500} \right)} \cdot UA_{2,3} \right. \right. \\
 & \left. \left. + \frac{U_{\min}}{\left(\frac{1}{5000} + \frac{1}{z} \right)} \cdot UA_{3,1} + \frac{U_{\min}}{\left(\frac{1}{5000} + \frac{1}{w} \right)} \cdot UA_{3,2} + \frac{U_{\min}}{\left(\frac{1}{5000} + \frac{1}{2500} \right)} \cdot UA_{3,3} \right] \right] \dots \\
 & + \frac{Hy \cdot C_{pi} \cdot Q_{i1} \cdot K_{i1}}{\left(\frac{1}{f_i \cdot x} - R_{di} \right)^m} \cdot \left[\left(\frac{1}{x} + \frac{1}{z} \right) \cdot UA_{1,1} \dots \right. \\
 & \left. + \left(\frac{1}{x} + \frac{1}{w} \right) \cdot UA_{1,2} \dots \right. \\
 & \left. + \left(\frac{1}{x} + \frac{1}{2500} \right) \cdot UA_{1,3} \right] + HyC_{sc} \cdot Q_{scmin} \dots \\
 & + \frac{Hy \cdot C_{pi} \cdot Q_{i2} \cdot K_{i2}}{\left(\frac{1}{f_i \cdot y} - R_{di} \right)^m} \cdot \left[\left(\frac{1}{y} + \frac{1}{z} \right) \cdot UA_{2,1} \dots \right. \\
 & \left. + \left(\frac{1}{y} + \frac{1}{w} \right) \cdot UA_{2,2} \dots \right. \\
 & \left. + \left(\frac{1}{y} + \frac{1}{2500} \right) \cdot UA_{2,3} \right] + HyC_{sc} \cdot Q_{scmin} \dots \\
 & + \frac{Hy \cdot C_{pj} \cdot Q_{j1} \cdot K_{j1}}{\left(\frac{1}{f_j \cdot z} - R_{dj} \right)^n} \cdot \left[\left(\frac{1}{x} + \frac{1}{z} \right) \cdot UA_{1,1} \dots \right. \\
 & \left. + \left(\frac{1}{y} + \frac{1}{z} \right) \cdot UA_{2,1} \dots \right. \\
 & \left. + \left(\frac{1}{5000} + \frac{1}{z} \right) \cdot UA_{3,1} \right] + HyC_{se} \cdot Q_{semin} \\
 & + \frac{Hy \cdot C_{pj} \cdot Q_{j2} \cdot K_{j2}}{\left(\frac{1}{f_j \cdot w} - R_{dj} \right)^n} \cdot \left[\left(\frac{1}{x} + \frac{1}{w} \right) \cdot UA_{1,2} \dots \right. \\
 & \left. + \left(\frac{1}{y} + \frac{1}{w} \right) \cdot UA_{2,2} \dots \right. \\
 & \left. + \left(\frac{1}{5000} + \frac{1}{w} \right) \cdot UA_{3,2} \right] + HyC_{se} \cdot Q_{semin}
 \end{aligned}
 \tag{3.13}$$

Para darle solución a la ecuación anterior se colocan las siguientes restricciones:

$$x > 0 \quad z > 0$$

$$y > 0 \quad w > 0$$

$$f(x, y, z, w) > 0$$

Con lo cual se asegura obtener valores positivos en las variables de búsqueda.

$$\text{Solh} = \text{Minimice } (f, x, y, z, w) \quad \text{Solh2} = \text{Maximice } (f, x, y, z, w)$$

Este sistema de ecuaciones fue resuelto con *Numerical Recipes* de Fortran obteniendo el siguiente resultado:

$$\text{Solh} = \begin{pmatrix} 312.029104 \\ 369.64403 \\ 357.961956 \\ 358.209093 \end{pmatrix} \quad \text{Solh2} = \begin{pmatrix} 1270.64861 \\ 6666.604523 \\ 549.754789 \\ 1201.105297 \end{pmatrix}$$

Ahora se deriva la función de costo total para cada variable dependiente y las ecuaciones resultantes se igualan a cero, obteniendo:

$i = 1..I$

$$\begin{aligned} dC_{tot_dh}(i) = & \frac{-K_f \cdot b \cdot c \cdot \sum_{j=1}^J UA_{i,j}}{(hiM_i)^2} \cdot \left[\sum_{i=1}^I \frac{\sum_{j=1}^J \left[\left(\frac{1}{hiM_i} + \frac{1}{hjM_j} \right) \cdot UA_{i,j} \right]}{U_{min}} \right]^{c-1} \dots \\ & + \frac{-Hy \cdot C_{pi} \cdot Q_i \cdot K_i}{(hiM_i)^2 \cdot \left(\frac{1}{f_i \cdot hiM_i} - R_{di} \right)^m} \cdot \left[\sum_{j=1}^J UA_{i,j} - \frac{m}{f_i} \cdot \frac{\sum_{j=1}^J \left[\left(\frac{1}{hiM_i} + \frac{1}{hjM_j} \right) \cdot UA_{i,j} \right]}{\left(\frac{1}{f_i \cdot hiM_i} - R_{di} \right)} \right] \dots \\ & + \sum_{j=1}^J \frac{-Hy \cdot C_{pj} \cdot Q_j \cdot K_j}{\left(\frac{1}{f_j \cdot hjM_j} - R_{dj} \right)^n} \cdot \frac{UA_{i,j}}{(hiM_i)^2} \end{aligned} \quad (3.14)$$

Con los valores de los coeficientes de transferencia de calor de las corrientes calientes i , se evalúa la segunda derivada y esto da como resultado:

Para:

$$dC_{tot_dhix} = -0.000263344$$

$$dC_{tot_dhiy} = 0.00031602$$

Podemos verificar que ambas derivadas son muy cercanas a cero lo que nos indica que están cercas de un mínimo o un máximo.

De la misma manera se evalúa la primera derivada, pero ahora con los coeficientes de transferencia de calor de las corrientes fríos.

$$J = 1 \dots J$$

$$\begin{aligned}
 dC_{tot_dh}(j) = & \frac{-K_f \cdot b \cdot c \cdot \sum_{i=1}^I UA_{i,j}}{(hjM_j)^2} \cdot \left[\sum_{i=1}^I \frac{\sum_{j=1}^J \left[\left(\frac{1}{hiM_i} + \frac{1}{hjM_j} \right) \cdot UA_{i,j} \right]}{U_{min}} \right]^{c-1} \dots \\
 & + \sum_{i=1}^I \frac{-Hy \cdot C_{pi} \cdot Q_i \cdot K_i}{\left(\frac{1}{f_i \cdot hiM_i} - Rd_i \right)^m} \cdot \frac{UA_{i,j}}{(hjM_j)^2} \dots \\
 & + \frac{-Hy \cdot C_{pj} \cdot Q_j \cdot K_j}{(hjM_j)^2 \cdot \left(\frac{1}{f_j \cdot hjM_j} - Rd_j \right)^n} \cdot \left[\sum_{i=1}^I UA_{i,j} - \frac{n}{f_j} \cdot \frac{\sum_{i=1}^I \left[\left(\frac{1}{hiM_i} + \frac{1}{hjM_j} \right) \cdot UA_{i,j} \right]}{\left(\frac{1}{f_j \cdot hjM_j} - Rd_j \right)} \right]
 \end{aligned}
 \tag{3.14}$$

La solución que se obtiene es:

$$dC_{tot_dhz} = -0.000075837$$

$$dC_{tot_dhjw} = -.00113714$$

Ambas derivadas son cercanas a 0 por lo que pueden estar cercanas a un mínimo o a un máximo.

Ahora bien, para comprobar que el punto que se obtiene se trata de un mínimo, se procede a comprobar los resultados con la matriz Hessiana, es decir, la segunda derivada de la función de costo total.

$$i = 1 \dots I$$

$$\begin{aligned}
 d^2C_{tot_dhi2i} = & \left[\frac{Kf \cdot b \cdot c \cdot \sum_{j=1}^J UA_{i,j}}{(hiF_i)^3} \cdot \sum_{i=1}^I \left[\frac{\sum_{j=1}^J \left[\left(\frac{1}{hiF_i} \dots \right) \cdot UA_{i,j} \right]}{U_{min}} \right]^{c-1} \right] \left[2 + \frac{(c-1) \cdot \sum_{j=1}^J UA_{i,j}}{U_{min} \cdot hiF_i} \cdot \sum_{i=1}^I \left[\frac{\sum_{j=1}^J \left[\left(\frac{1}{hiF_i} \dots \right) \cdot UA_{i,j} \right]}{U_{min}} \right]^{c-1} \right] \dots \\
 & + \frac{Hy \cdot Cpi \cdot Qi \cdot Ki}{hiF_i \cdot \left(\frac{1}{fi \cdot hiF_i} - Rdi \right)^m} \cdot \left[2 - \frac{m}{fi \cdot (hiF_i)^3 \cdot \left(\frac{1}{fi \cdot hiF_i} - Rdi \right)} \cdot \sum_{j=1}^J UA_{i,j} - \frac{m}{fi} \cdot \frac{\sum_{j=1}^J \left[\left(\frac{1}{hiF_i} + \frac{1}{hjF_j} \right) \cdot UA_{i,j} \right]}{\left(\frac{1}{fi \cdot hiF_i} - Rdi \right)} \right] \dots \\
 & + \left[\frac{-m}{fi \cdot (hiF_i)^3 \cdot \left(\frac{1}{fi \cdot hiF_i} - Rdi \right)} \right] \cdot \sum_{j=1}^J UA_{i,j} - \frac{\sum_{j=1}^J \left[\left(\frac{1}{hiF_i} + \frac{1}{hjF_j} \right) \cdot UA_{i,j} \right]}{fi \cdot \left(\frac{1}{fi \cdot hiF_i} - Rdi \right)} \\
 & + 2 \cdot \sum_{j=1}^J \left[\frac{Hy \cdot Cpj \cdot Qj \cdot Kj}{\left(\frac{1}{fj \cdot hjF_j} - Rdj \right)^n} \cdot \frac{UA_{i,j}}{(hiF_i)^3} \right]
 \end{aligned} \tag{3.15}$$

$$j = 1 \dots J$$

$$\begin{aligned}
 d^2C_{tot_dhj2j} = & \left[\frac{Kf \cdot b \cdot c \cdot \sum_{i=1}^I UA_{i,j}}{(hjF_j)^3} \cdot \sum_{i=1}^I \left[\frac{\sum_{j=1}^J \left[\left(\frac{1}{hiF_i} \dots \right) \cdot UA_{i,j} \right]}{U_{min}} \right]^{c-1} \right] \left[2 + \frac{(c-1) \cdot \sum_{i=1}^I UA_{i,j}}{U_{min} \cdot hjF_j} \cdot \sum_{i=1}^I \left[\frac{\sum_{j=1}^J \left[\left(\frac{1}{hiF_i} \dots \right) \cdot UA_{i,j} \right]}{U_{min}} \right]^{c-1} \right] \dots \\
 & + 2 \cdot \sum_{i=1}^I \left[\frac{Hy \cdot Cpi \cdot Qi \cdot Ki}{\left(\frac{1}{fi \cdot hiF_i} - Rdi \right)^m} \cdot \frac{UA_{i,j}}{(hjF_j)^3} \right] \dots \\
 & + \frac{Hy \cdot Cpj \cdot Qj \cdot Kj}{hjF_j \cdot \left(\frac{1}{fj \cdot hjF_j} - Rdj \right)^n} \cdot \left[2 - \frac{n}{fj \cdot (hjF_j)^3 \cdot \left(\frac{1}{fj \cdot hjF_j} - Rdj \right)} \cdot \sum_{i=1}^I UA_{i,j} - \frac{n}{fj} \cdot \frac{\sum_{i=1}^I \left[\left(\frac{1}{hiF_i} + \frac{1}{hjF_j} \right) \cdot UA_{i,j} \right]}{\left(\frac{1}{fj \cdot hjF_j} - Rdj \right)} \right] \dots \\
 & + \left[\frac{-n}{fj \cdot (hjF_j)^3 \cdot \left(\frac{1}{fj \cdot hjF_j} - Rdj \right)} \right] \cdot \sum_{i=1}^I UA_{i,j} - \frac{\sum_{i=1}^I \left[\left(\frac{1}{hiF_i} + \frac{1}{hjF_j} \right) \cdot UA_{i,j} \right]}{fj \cdot \left(\frac{1}{fj \cdot hjF_j} - Rdj \right)}
 \end{aligned} \tag{3.16}$$

Para las derivadas de los encuentros de las corrientes calientes y las corrientes frías:

$$d^2C_{tot_dhidh(j, j)} = \frac{K_f \cdot b \cdot c \cdot (c-1) \cdot \left(\sum_{i=1}^J UA_{i,j} \right) \cdot \left(\sum_{j=1}^J UA_{i,j} \right)}{U_{min} \cdot (hiF_i)^2 \cdot (hjF_j)^2} \cdot \left[\sum_{i=1}^I \frac{\sum_{j=1}^J \left[\left(\frac{1}{hiF_i} + \frac{1}{hjF_j} \right) \cdot UA_{i,j} \right]}{U_{min}} \right]^{c-2} \dots$$

$$+ \frac{-Hy \cdot C_{pi} \cdot Q_i \cdot K_i \cdot m \cdot UA_{i,j}}{fi \cdot (hiF_i)^2 \cdot (hjF_j)^2 \cdot \left(\frac{1}{fi \cdot hiF_i} - R_{di} \right)^{m+1}} - \frac{Hy \cdot C_{pj} \cdot Q_j \cdot K_j \cdot n \cdot UA_{i,j}}{fj \cdot (hiF_i)^2 \cdot (hjF_j)^2 \cdot \left(\frac{1}{fj \cdot hjF_j} - R_{dj} \right)^{n+1}}$$

(3.17)

Para los encuentros de las corrientes frías con las corrientes calientes: $d^2C_{tot_dhjdhi} = d^2C_{tot_dhidhj}$; para propósitos de completar la matriz Hessiana se hace uso de las siguientes derivadas:

$$d^2C_{tot_dhidh(k, k)} = \frac{K_f \cdot b \cdot c \cdot (c-1) \cdot \left(\sum_{j=1}^J UA_{i,j} \right) \cdot \left(\sum_{j=1}^J UA_{k,j} \right)}{U_{min} \cdot (hiF_i)^2 \cdot (hiF_k)^2} \cdot \left[\sum_{i=1}^I \frac{\sum_{j=1}^J \left[\left(\frac{1}{hiF_i} + \frac{1}{hjF_j} \right) \cdot UA_{i,j} \right]}{U_{min}} \right]^{c-2}$$

(3.18)

$$d^2C_{tot_dhjd(h, l)} = \frac{K_f \cdot b \cdot c \cdot (c-1) \cdot \left(\sum_{i=1}^I UA_{i,j} \right) \cdot \left(\sum_{i=1}^I UA_{i,l} \right)}{U_{min} \cdot (hjF_j)^2 \cdot (hjF_l)^2} \cdot \left[\sum_{i=1}^I \frac{\sum_{j=1}^J \left[\left(\frac{1}{hiF_i} + \frac{1}{hjF_j} \right) \cdot UA_{i,j} \right]}{U_{min}} \right]^{c-2}$$

(3.19)

Entonces, la matriz Hessiana de la función de costo total evaluada queda de la siguiente manera:

$$H = \begin{pmatrix} d2Ctot_dhi\ell(1) & d2Ctot_dhidh\k(1,2) & d2Ctot_dhidh\j(1,1) & d2Ctot_dhidh\j(1,2) \\ d2Ctot_dhidh\k(2,1) & d2Ctot_dhi\ell(2) & d2Ctot_dhidh\j(2,1) & d2Ctot_dhidh\j(2,2) \\ d2Ctot_dhidh\j(1,1) & d2Ctot_dhidh\j(1,2) & d2Ctot_dhj\ell(1) & d2Ctot_dhjd\h(1,2) \\ d2Ctot_dhidh\j(1,2) & d2Ctot_dhidh\j(2,2) & d2Ctot_dhjd\h(2,1) & d2Ctot_dhj\ell(2) \end{pmatrix}$$

Ya que para una función de tres o más variables la matriz hessiana se conforma de la siguiente manera:

$$H = \begin{matrix} & \frac{\partial f}{\partial x_1} & \frac{\partial f}{\partial x_2} & \frac{\partial f}{\partial x_3} & \dots & \frac{\partial f}{\partial x_n} \\ \frac{\partial}{\partial x_1} & \frac{\partial^2 f}{\partial x_1^2} & \frac{\partial^2 f}{\partial x_1 \partial x_2} & \frac{\partial^2 f}{\partial x_1 \partial x_3} & \dots & \frac{\partial^2 f}{\partial x_1 \partial x_n} \\ \frac{\partial}{\partial x_2} & \frac{\partial^2 f}{\partial x_2 \partial x_1} & \frac{\partial^2 f}{\partial x_2^2} & \frac{\partial^2 f}{\partial x_2 \partial x_3} & \dots & \frac{\partial^2 f}{\partial x_2 \partial x_n} \\ \frac{\partial}{\partial x_3} & \frac{\partial^2 f}{\partial x_3 \partial x_1} & \frac{\partial^2 f}{\partial x_3 \partial x_2} & \frac{\partial^2 f}{\partial x_3^2} & \dots & \frac{\partial^2 f}{\partial x_3 \partial x_n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ \frac{\partial}{\partial x_n} & \frac{\partial^2 f}{\partial x_n \partial x_1} & \frac{\partial^2 f}{\partial x_n \partial x_2} & \dots & \dots & \frac{\partial^2 f}{\partial x_n^2} \end{matrix}$$

Figura 3. 4. Representación de la Matriz Hessiana n x n.

Ahora, evaluando las derivadas para el caso de estudio, la matriz resulta:

$$H = \begin{pmatrix} -23212.8060888 & -0.00547116 & -0.08485352 & -0.02755021 \\ -0.00547116 & -40278.25781022 & -0.11031066 & -0.07023605 \\ -0.08485352 & -0.02755021 & -40627.02369275 & -0.00459312 \\ -0.02755021 & -0.07023605 & -0.00459312 & -19742.2985529 \end{pmatrix}$$

Al resolver el determinante de la matriz Hessiana da como resultado:

$$|H| = 7.4991 \times 10^{17}$$

Evaluado en el punto (312.03, 369.64, 357.96, 358.21).

A ser el valor del determinante de la matriz Hessiana mayor que 0, se infiere que el resultado obtenido es un punto mínimo de la función de Costo Total para una Red de Intercambio de Calor.

3.8 Resolvedor CONOPT

El resolvedor CONOPT (Grossman, 1990) se empleó para resolver el anterior problema en forma automática. Este código está implementado en GAMS (Broke y col. 1998)

Los valores iniciales empleados por el resolvedor CONOPT son procedentes de la plataforma GAMS. Los valores iniciales usados por GAMS son por default el valor cero proyectado en el límite, esto quiere decir, que si la variable libre tiene un valor inicial inferior a cero, esta tomará por default el valor inicial de cero. Lamentablemente cero es en muchos casos un mal valor inicial para una variable no lineal. Un primer valor inicial a la variable que se encuentra en un producto bilineal, desde un comienzo se vuelve cero y puede parecer que la función no depende de esta variable. Entonces CONOPT pedirá nuevos estimados iniciales requiriendo una mayor evolución para encontrar valores óptimos, es aquí donde radica la importancia de la Matriz Hessiana que para este sistema indica de manera satisfactoria la región factible permitiendo así un menor esfuerzo computacional.

A continuación se describe brevemente el algoritmo de funcionamiento del resolvedor CONOPT:

El algoritmos usado en GAMS/CONOPT se basa en el Gradiente Reducido Generalizado (GRC), que fue propuesto por Abadie and Carpentier (1969).

Los paso claves en el algoritmo GRG son los siguientes:

- 1.- Inicializa y encuentra una solución factible.
- 2.- Calcula el Jacobiano de las restricciones, J.
- 3.- Selecciona un conjunto de variables n básica, X_b , tal que B la sub-matriz de la columna de base de J, es no-singular. Factoriza B. El resto de las variables X_n son llamadas no básicas.

4.- Resuelve $B^T U = \frac{df}{dx_b}$ para los multiplicadores u.

5.- Calcula el gradiente reducido $r = \frac{df}{dx} - J^T u$, r será, por definición cero para las variables básicas.

6.- Si r proyectada en el límite es pequeña, se detiene. El punto actual está cercano al óptimo.

7.- Seleccione el conjunto de las variables superbásicas, X_s , como un subconjunto de las variables no básicas que la rentabilidad puede ser cambiado y encontrar la dirección de búsqueda, D_s , para las variables superbásicas basadas en r_s y posiblemente en alguna información de segundo orden.

8.- Realizar una búsqueda en línea a lo largo de la dirección d . para cada paso, X_s es cambiada en la dirección D_s y X_b es subsecuentemente ajustada para satisfacer $g(X_b, X_s) = b$ en un pseudo-proceso de Newton utilizando el factor B del paso 3.

9.- Ir al paso 2.

Básicamente, el algoritmo de programación no lineal basado en el Gradiente Reducido Generalizado (GRG) parte de una solución factible, conocida como punto inicial. El algoritmo intenta entonces moverse, a partir de este punto, en una dirección a través de la región factible, de tal forma que el valor de la función objetivo mejore. Tomando un salto o movimiento determinado en dicha dirección factible, se pasa a una nueva solución factible mejorada. De nuevo, el algoritmo identifica una nueva dirección factible, si existe, y un salto determinado avanzando hacia una nueva solución factible mejorada. El proceso continúa hasta que el algoritmo alcanza un punto en el cual no existe una dirección factible para moverse que mejore el valor de la función objetivo. Cuando no hay posibilidad de mejora o el potencial para tal mejora es arbitrariamente pequeño, el algoritmo finaliza. Ahora bien, en ese momento la solución es un óptimo local y, por tanto, no necesariamente global.

Capítulo 4. Resultados

4.1 Aplicación y análisis de resultados

Tres caso de estudio son propuestos para mostrar la aplicación del modelo propuesto. Se mantuvo fijo el tipo de intercambiador, siendo este de coraza y tubos para el cual se empleo la función de costos $\$1000 + \$60 A^{0.6}$, el parámetro H_Y se supuso igual a 8000, los parámetro m , n , K_i y K_j dependen de las propiedades físicas de las corrientes y los parámetros geométricos del intercambiador de calor, el factor que anualiza la inversión para el costo de capital (K_f) es 0.2309/año.

Para cada problema se emplearon los estimados iniciales obtenidos con la herramienta del análisis vectorial (Matriz Hessiana), logrado así menos evolución en el resolvidor CONOPT de la plataforma de programación GAMS

Ejemplo 1. Este caso fue resuelto por Mizutani y col. usando técnicas MINLP (*Mixed-Integer nonlinear programming*), incluyendo el diseño detallado para los intercambiadores de calor con el método *Bell – Delaware*. Los datos de las corrientes son mostrados en la tabla 4.1. El problema es encontrar los valores óptimos de los coeficientes individuales de película de las corrientes y el valor mínimo de la función objetivo que es el costo total anual. El costo del servicio de calentamiento es $\$60/\text{KW}$ -año, el costo del servicio de enfriamiento es $\$6/\text{KW}$ -año.

Tabla 4. 1. Datos de las corrientes del ejemplo 1

Corrientes	T_E (°K)	T_s (°K)	MCp (kW/°K)	m (kg/s)
H1	368	348	20000	8.15
H2	353	348	200001	81.5
C1	303	363	40000	16.3
C2	333	343	50061	20.4
HU	500	499		
CU	300	320		

Para darle solución a este caso de estudio primeramente se calculan los parámetros que son requeridos en la función objetivo:

Para una ΔT_{\min} de 10 °K

Los requerimientos energéticos obtenidos en la etapa de pre-optimización son:

Servicio de calentamiento (Q_{csc}) = 1500.621 KW.

Servicio de enfriamiento (Q_{cse}) = 0 KW

Las unidades mínimas de transferencia son 4.

La matriz de distribución para la ΔT_{\min} establecida anteriormente es:

$$\begin{pmatrix} 10386.56 & 3871.83 & 0 \\ 30806.78 & 0 & 0 \\ 7403.73 & 2432.55 & 0 \end{pmatrix}$$

Una vez obtenidos estos parámetro le damos solución a la función objetivo la cual fue programada en la plataforma GAMS, en la cual se emplea el resolvidor CONOPT (Grossmann, 1990) el cual es utilizado para resolver funciones no lineales, empleando como estimados iniciales los obtenidos con la matriz Hessiana.

Tabla 4. 2. Propiedades Físicas para los fluidos del Caso de Estudio 1.

Propiedad	Valor
Viscosidad (μ)	2.4×10^{-4} kg/(m.s)
Densidad (ρ)	634 kg/m ³
Calor Específico (C_p)	2452 J/(kg °K)
Conductividad Térmica (K)	0.114 W/(m °K)

Los resultados obtenidos se muestran en la tabla 4.3.

Tabla 4. 3. Resultados obtenidos para el ejemplo 1.

Corrientes	Coefficiente de Transferencia (kW/m ² °C)	ΔP permisible (Pa)	Ctotal RIC (\$)
H1	728	2854	96,818.57
H2	828	767	
C1	877	5889	
C2	500	351	

Para mostrar que el resultado obtenido es una muy buena predicción, en la Tabla 4.4 se compara con los valores óptimos de los costos de redes de intercambiadores de calor diseñadas rigurosamente para este caso de estudio.

Tabla 4. 4. Comparación con Metodologías Rigurosas

	Este trabajo	Mizutani y col. (MINLP)	Ponce y col. (Algoritmos Genéticos)
Ctotal RIC	\$96,818	\$95,853	\$95,699
Servicios Auxiliares	\$90,037	\$90,000	\$90,000
Costo de Capital	\$6,781	\$5,853	\$5,699
Área (m ²)	157	111	92

Se observa que el costo total estimado con el modelo propuesto es muy cercano (alrededor del 1%) a los valores óptimos obtenidos por Mizutani y col. (2003) y Ponce y col. (2007). Esta pequeña diferencia en el costo se debe al costo de capital de los Intercambiadores de calor, ya que en la etapa de predicción de objetivos se utiliza el método Kern para representar el funcionamiento termo-hidráulico de los intercambiadores en vez del método riguroso Bell-Delaware. Es de hacer notar que el

costo de los servicios auxiliares es prácticamente el mismo. Con base en estos resultados se infiere que la metodología propuesta puede proporcionar buenos estimados iniciales para las metodologías de diseño riguroso de redes de intercambio de calor.

Debido a su cercanía de la región óptima la diferencia en el costo total de la Red de Intercambio de Calor es de aproximadamente del 1%,

Ejemplo 2. Los datos de las corrientes para este caso de estudio se muestran en la tabla 4.4. En este problema se pretende encontrar los coeficientes de película óptimos y con estos las caídas de presión óptimas, además del costo mínimo total que es la función objetivo.

Tabla 4. 5. Datos de las corrientes del ejemplo 2.

Corrientes	$T_E (^{\circ}K)$	$T_S (^{\circ}K)$	MCp (kW/ $^{\circ}K$)	m (kg/s)
H1	423	333	40000	16.3
H2	363	333	160000.8	65.2
H3	454	433	80000.4	32.6
C1	293	398	50061.6	20.4
C2	293	373	59877.8	24.4
C3	283	288	160000.8	65.2
HU	700	699		
CU	300	320		

Del mismo modo para este ejemplo se mantiene la misma ley de costos para un intercambiador de coraza y tubos mencionada anteriormente, de la misma manera se fijan los parámetros económicos.

Para obtener el costo total anual que es nuestra función objetivo debo de obtener los parámetros físicos de la red de intercambio de calor:

Para una ΔT_{min} de 10 $^{\circ}K$ los resultados de la etapa Pre optimización son:

Los requerimientos energéticos predichos con la tecnología del punto de pliegue:

Servicio de calentamiento (Qsc) = 766.62 KW

Servicio de enfriamiento (Qse) = 0 KW

Las unidades mínimas de transferencia son 6 y se obtiene con la regla N-1 (Linnhoff y col., 1979).

La matriz de distribución es:

$$\begin{pmatrix} 42955.19 & 51377.77 & 3232.45 & 0 \\ 58857.72 & 70398.45 & 12929.8 & 0 \\ 14098.94 & 8930.45 & 0 & 0 \\ 2480.19 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

Una vez obtenidos los parámetros le damos solución a la función objetivo programado en la plataforma de GAMS. Los resultados obtenidos se muestran en la tabla 4.6.

Tabla 4. 6. Resultados del ejemplo 2

Corrientes	Coefficiente de Transferencia (kW/m ² °C)	ΔP permisible (Pa)	Ctotal RIC (\$)
H1	701	3701	\$60,957
H2	598.3	1578	
H3	618	641	
C1	707	4550	
C2	682	4510	
C3	469	214	

Al igual que en el ejemplo anterior, los resultados mostrados en la tabla anterior, pueden ser utilizados como estimados iniciales para metodologías más rigurosas, ya que como se muestra en la Tabla 4.7 son muy cercanos a los costos óptimos dados por Ponce y col. (2007).

Tabla 4. 7. Comparación con Metodologías Rigurosas

	Este trabajo	Mizutani y col. (MINLP)	Ponce y col. (Algoritmos Genéticos)
Ctotal RIC	\$60,957	\$204,523	\$58,895
Servicios Auxiliares	\$46,000	\$192,523	\$46,000
Costo de Capital	\$14,957	\$12,000	\$12,895
Área (m ²)	868	442	513

Con la tabla anterior podemos verificar que la metodología propuesta sigue siendo una excelente aproximación, pero ahora con la diferencia que también proporciona un costo total anual mucho menor que la metodología rigurosa propuesta por Mizutani y col. (2003). Esto es debido a que estos autores formulan un modelo que es altamente no convexo y que, además, contiene variables continuas y variables discretas (problema MINLP), por lo que su solución depende fuertemente de los estimados iniciales. De la comparación de resultados es obvio que la solución de Mizutani y col. (2003) corresponde a un óptimo local, que se encuentra muy alejada de los valores óptimos reportados por Ponce y col. (2007) y de la que predice el modelo NLP propuesto en este trabajo. Además, es de hacer notar que una importante falla de Mizutani y col. (2003) es que no advirtieron que los costos de los servicios externos son los dominantes en este caso de estudio, razón por la cual no obtuvieron una mejor solución al simplemente propiciar un diseño de máxima recuperación de energía, es decir, de mínimo consumo de servicios como Ponce y col. (2007) y este trabajo.

Ejemplo 3. Este ejemplo ha sido etiquetado como 4S1 en trabajos previos. Los datos de las corrientes son dados en las tablas 4.8 y 4.9. El problema consiste en encontrar los coeficientes de transferencia óptimos de las corrientes, las caídas de presión permisibles y con esto el costo total anual mínimo.

Tabla 4. 8. Datos de las corrientes.

Corrientes	T _E (°C)	T _S (°C)	MC _p (kW/°C)
H1	175	45	10
H2	125	65	40
C1	20	155	20
C2	40	112	15
ST	180	179	
SW	45	25	

Tabla 4. 9. Propiedades Físicas.

Densidad (kg/m ³)	Viscosidad (kg/ms)	C _p (J/kg°C)	k (W/m°C)	R _d (m ² °C/W)
716	2.40E-04	1658	0.11	1.50E-04
777	2.30E-04	2684	0.11	1.50E-04
700	2.30E-04	2456	0.12	1.50E-04
680	2.30E-04	2270	0.13	1.50E-04

Solución a la Ecuación del Costo Total Anual de la red de Intercambio de Calor.
Etapa de pre optimización.

Predicciones de la tecnología del punto de Pliegue:

- Servicio de calentamiento (Q_{sc}) = 605 KW
- Servicio de enfriamiento (Q_{se}) = 525 KW
- Unidades mínimas de transferencia: 5

La matriz de Distribución:

$$\begin{pmatrix} 217.46 & 105.778 & 67.09 \\ 434.602 & 272.23 & 55.16 \\ 160.24 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

Una vez que se tiene los parámetros se le da solución en la plataforma GAMS obteniendo los siguientes resultados:

Tabla 4. 10. Resultados.

Corrientes	Coeficiente de Transferencia (kW/m ² °C)	ΔP permisible (Pa)	Ctotal RIC
H1	312.03	1976.86	\$166,276
H2	369.72	730.012	
C1	357.88	894.23	
C2	358.31	1030.26	

De la misma manera que con los ejemplos anteriores para verificar si con este caso de estudio la metodología propuesta tiene buena aproximación, en la siguiente tabla se colocan los resultados obtenidos con las metodologías rigurosas.

Tabla 4. 11. Comparación con Metodologías Rigurosas.

	Este trabajo	Mizutani y col. (MINLP)	Ponce y col. (Algoritmos Genéticos)
Ctotal RIC	\$166,276	\$182,456	\$155,136
Servicios Auxiliares	\$46,600	\$71,800	71,800
Costo de Capital	\$119,676	\$110,656	\$83,336
Área (m ²)	988	625	592

Al igual que en los casos de estudio anteriores, en este caso el modelo NLP propuesto en este trabajo también predice un costo total anual muy cercano al de los diseños detallados obtenidos por Mizutani y col. (2003) y Ponce y col. (2007). Se puede observar que el costo del capital, que es originado por el área de la red de intercambio de calor, es el que domina el costo total anual en las tres metodologías.

El área dada por el modelo NLP es mucho mayor que las áreas de los diseños detallados, en virtud de que en este trabajo se utiliza, para propósitos de estimación de objetivos, el método corto de Kern en vez del método riguroso de Bell-Delaware.

Conclusiones

En este trabajo se formula un modelo matemático que incluye los costos de potencia desde la primera etapa de diseño de redes de Intercambio de calor, comúnmente conocido como etapa de pre-optimización o de predicción de objetivos. Para tal efecto se usaron como elementos esenciales relaciones compactas de caídas de presión de las corrientes basadas en el método Kern y las matrices de distribución de valores UA obtenidas de las curvas compuestas. De esta manera, se desarrolla un problema de optimización no lineal (NLP) que tiene como función objetivo la minimización del costo total anual de redes de intercambio de calor, que incluye los costos de capital, los costos de potencia y los costos de servicios externos de calentamiento y enfriamiento.

Mediante un procedimiento de eliminación de variables, la función objetivo se puede expresar en términos de los coeficientes de transferencia de calor de película de las corrientes, los cuales fueron utilizados como las únicas variables independientes de búsqueda para resolver este problema de optimización.

El modelo NLP formulado es complejo debido a que presenta no convexidades y, por consiguiente, no hay garantía de encontrar el óptimo global. Para este tipo de problemas de optimización, la solución obtenida depende de los estimado iniciales de las variables del sistema, por ello es importante mencionar que con la ayuda de las herramientas del Análisis Vectorial nos permite disminuir el tiempo de computo en el programa ya que predice una región muy cercana del valor óptimo.

Para los ejemplos presentados en el capítulo 4, la metodología propuesta predice de una manera apropiada los objetivos de las redes de Intercambio de calor considerando las caídas de presión de las corrientes. Los resultados obtenidos son aceptables cuando se comparan con los obtenidos usando metodologías rigurosas para el diseño detallado de redes de intercambiadores de calor.

Es importante mencionar que en comparación con metodologías de diseño detalladas, el algoritmo propuesto es sencillo y fácil de implementar. Además, los

resultados son obtenidos en un tiempo de cómputo insignificante. Debido a estas características, el algoritmo propuesto puede ser utilizado para producir estimados iniciales confiables para contribuir a la convergencia de metodologías rigurosas y evitar soluciones muy distantes de la óptima global.

BIBLIOGRAFÍA

- **Ahmad, S., Linnhoff, B. y Smith, R.**, 1990, "Cost optimum heat exchanger networks-2 Targets and design for detailed capital cost models", *Comput. chem. Engng*, **14**(7), 751-767.
- **Butterworth, D.** "Desing of Shell-and-Tube Heat Exchangers when the fouling depends on local temperature and velocity", *Applied Thermal Engineering* (2001).
- **Douglas, J. M.**, 1988, "Conceptual design of chemical processes", McGraw-Hill, New York.
- **Frausto-Hernandez, S., Rico-Ramirez, V., Jiménez-Gutiérrez, A. y Hernández-Castro, S.** "MINLP synthesis of heat exchanger networks considering pressure drop effects", *Computers and Chemical Engineering* (2003).
- **García, H. J.M.**, 2005, "Aplicación de un método recursivo para el diseño riguroso de redes de intercambio de calor", Tesis de maestría Facultad de Ingeniería Química, Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo.
- **Garcia-Hernandez, J.M., Ponce-Ortega, J.M. y Serna, G.M.** "Rigorous Heat Exchanger Networks Synthesis Using a Hybrid Method", *AMIDIQ* (2005).
- **Korich, R. D.**, 1982, "How to conserve unit energy, *Hydrocarbon Processing*", 7.
- **Linnhoff, B. y Ahmad, S.**, 1990, "Cost optimum heat exchanger networks-1 Minimum energy and capital using simple models for capital cost", *Computers chem. Engng*, **14**, 729-750.
- **Linnhoff, B. y col.**, 1982, "User guide on process integration for the efficient use of energy", *Inst. Chem. Engrs*, U.K.
- **Linnhoff, B. y Flower, J. R.**, 1978, "Synthesis of heat exchanger networks. Part I: Systematic generation of energy optimal networks", *AIChEJ*, **24**, 633-642.
- **Linnhoff, B. y Hindmarch, E.**, 1983, "The pinch design method for heat exchanger networks", *Chem. Engng. Sci.*, **38**. 745-763.
- **Linnhoff, B., Mason, D.R. y Wardle, Y.**, 1979, "Understanding heat exchanger networks", *Computers chem. Engng.*, **3**, 295-302.
- **Mica, V., Gradimir, I., Nenad, R. y Velimir S.** "A new approach to the prediction and Desing of Shell and Tube Heat Exchanger", *Mechanical Engineering* (2000).

- **Muralikrishna, K. y Shenoy, U.V.** “Heat Exchanger Design Targets for Minimum Area and Cost”, *Trans IChemE* (2000).
- **Nie, X.R. y Zhu, X.X.** “Heat Exchanger Network Retrofit Considering Pressure Drop and Heat-Transfer Enhancement”, *AIChE Journal* (1999).
- **Polley, G.T. y Panjeh Shahi, M.H.**, 1991, “Interfacing heat exchanger network synthesis and detailed heat exchanger design”, *Trans IChemE*, **69**, Part A, 445-457.
- **Ponce-Ortega, J.M., Serna, M. y Jiménez, A.** “Heat Exchanger Network Synthesis Including Detailed Heat Exchanger Design Using Genetic Algorithms”, *Ind. Eng. Chem.* (2007).
- **Saunders, E. A. D.**, 1988, “Heat exchangers: Selection, design and construction”, Longman Scientific & Technical.
- **Serna, G. M.**, 1999, “Desarrollo de Algoritmos Rigurosos para la Integración Térmica de Procesos”. Tesis doctoral. Instituto Tecnológico de Celaya.
- **Serna, M. y Jiménez, A.** “An Efficient Method for the Design of Shell and Tube Heat Exchangers”, *Heat Transfer Engineering* (2004).
- **Shenoy, U. V.**, “Heat Exchanger Network Synthesis. Process Optimization by Energy and Resource Analysis”, Gulf Publishing Company (1995).
- **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. Chem. Eng. Res. Des.*, **69**, Part A, 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.
- **Yee, T. F. y Grossmann I. E.**, 1990, “Simultaneous optimization models for heat integration, II. Heat exchanger network synthesis”, *Computers and Chemical Engineering*, **14**, 1165-1184.
- **Zhu, X.X. y Nie, X.R.** “Pressure drop consideration for heat exchanger network grassroots design”, *Computers and Chemical Engineering*. (2002).

APÉNDICE A

El parámetro K que aparece en la formula compacta de la caída de presión (Ecuación 3.4) se calcula de la siguiente manera:

Para cuando el fluido se localiza por el lado de los tubos se tiene la siguiente expresión:

$$K_t = 0.023 \left(\frac{k_t^{2/3} \rho_t^{4/5} C_{p_t}^{1/3}}{\phi_t D_{ii}^{1/5} \mu_t^{7/5}} \right)$$

Donde el parámetro ϕ_t es un factor de corrección que tiene en cuenta la variación de la viscosidad con la temperatura, definido por:

$$\phi_t = \left(\mu_t / \mu_{tw} \right)^{-0.14}$$

Donde μ_t es la viscosidad del fluido a la temperatura media y μ_{tw} es la viscosidad del fluido a la temperatura de la pared. Para los casos de estudios resueltos, este factor es considerado igual a 1.

Para cuando el fluido se localiza por el lado de la coraza se tiene la siguiente expresión:

$$K_s = 0.36 \left(\frac{k_s^{2/3} C_{p_s}^{1/3} \rho_s^{0.55}}{\phi_s \mu_s^{1.3/6} D_e^{0.45}} \right)$$

ϕ_s es un factor de corrección de la viscosidad del fluido por cambios de temperatura y es considerado igual a 1.

El diámetro equivalente (D_e) es considerado para arreglo cuadrado y se calcula de la siguiente manera:

$$D_e = \frac{4 * (P_T^2 - \frac{\pi D_0^2}{4})}{\pi D_0}$$

Aquí:

P_T : Distancia entre centro de los tubos.

D_O : Diámetro Externo.

La ecuación que representa el costo de capital anualizado se expresa de la siguiente manera:

$$\text{Costo de Capital Anualizado} = \text{Costo de Capital} \times Kf$$

Donde Kf es el factor de carga fija que anualiza la inversión.

$$Kf = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1}$$

Aquí:

i = Tasa de interés fraccional por año.

n = Número de años.

APÉNDICE B

Estructura del programa ejecutado en la plataforma de programación GAMS donde la función objetivo esta indexada, esto se refiere a que se encuentra generalizada para casos de n corrientes frías y n corrientes calientes.

*ESTE PROGRAMA MINIMIZA LA FUNCION DEL COSTO TOTAL ANUAL BASADA EN LOS COEFICIENTE DE PELICULA VARIABLES CASO DE ESTUDIO 3

OPTION NLP =CONOPT;

OPTION LP = OSL;

SETS

TI TOTAL HOT STREAMS I+HU /1*3/

TJ TOTAL COLD STREAMS J+CU /1*3/

*SUBSETS

I(TI) HOT PROCESS STREAMS /1*2/,

J(TJ) COLD PROCESS STREAMS /1*2/;

variable Ctotal;

Positive Variable

CIPI(TI) COEFICIENTE INDIVIDUAL DE PELICULA CALIENTE,

CIPJ(TJ) COEFICIENTE INDIVIDUAL DE PELICULA FRIO;

Parameters

Kf FACTOR DE CARGA FIJA,

Umin NUMERO MINIMO DE NIDADES DE TRANSFERENCIA,

a CONSTANTE DE LEY DE COSTOS DEL INTERCAMBIADOR ADIMENSIONAL,

b CONSTANTE DE LEY DE COSTOS DEL INTERCAMBIADOR ADIMENSIONAL,

c CONSTANTE DE LEY DE COSTOS DEL INTERCAMBIADOR ADIMENSIONAL,

UA(TI,TJ) VALOR UA TOTAL DEL ENCUENTRO ENTRE EL PAR DE CORRIENES OPUESTAS,

Hy HORAS DE OPERACION DEL SISTEMA EN UN AÑO,

Cpl(TI) COSTO DE POTENCIA DE LAS CORRIENTES CALIENTES,

Ql(I) FLUJO VOLUMETRICO DE LA CORRIENTE I,

Ki(I) PARAMETRO CONSTANTE DE LA RELACION DE LA CAIDA DE PRESION DE LA CORRIENTE I,

Fi(I) FACTOR ADIMENSIONAL DE LA CORRIENTE I,

Rdi(I) FACTOR DE ENSUCIAMIENTO DE LA CIRRIENTE I,

HyCse COSTO DE OPERACION PARA EL SERVICIO DE ENFRIAMIENTO,

Qsemin CONSUMO MINIMO DE SERVICIOS DE ENFRIAMIENTO,

Fj(J) FACTOR ADIMENSIONAL DE LA CORRIENTE J,

Cpj(J) COSTO DE POTENCIA DE LAS CORRIENTES FRIAS,

Qj(J) FLUJO VOLUMETRICO DE LA CORRIENTE I,

Kj(J) PARAMETRO CONSTANTE DE LA RELACION DE LA CAIDA DE PRESION DE LA CORRIENTE J

Rdj(J) FACTOR DE ENSUCIAMIENTO DE LA CORRIENTE J,

HyCsc COSTO DE OPERACION PARA EL SERVICIO DE CALENTAMIENTO,

Qscmin CONSUMO MINIMO DE SERVICIOS DE CALENTAMIENTO,

m EXPONENTE DE LA RELACION DE CAIDA DE PRESION BASADO EN KERN,

n EXPONENTE DE LA RELACION DE CAIDA DE PRESION BASADO EN KERN;

**PARAMETROS ECONOMICOS*

a=1000;b=60;c=0.6; Kf=0.2309748;HyCsc=60;HyCse=6;m=5.109;n=3.5;Hy=8000;

**MATRIZ DE DISTRIBUCION*

UA('1','1')=36825.70700;UA('1','2')=11733.217;UA('1','3')=5744.1934;

UA('2','1')=64933.457;UA('2','2')=42979;UA('2','3')=2381.8167;

UA('3','1')=11824.544;UA('3','2')=0;UA('3','3')=0;

**PROPIEDADES FISICAS Y FLUJOS DE LOS FLUIDOS*

Cpi(I)=0.045;Cpj(J)=0.045;

Fi(I)=1;Fj(J)=1.2404;Rdi(I)=0.00015;Rdj(J)=0.00015;

Qi('1')=8.4236E-3;Qi('2')=1.9180e-2;

Qj('1')=1.16333e-2;Qj('2')=9.7175e-3;

** PARAMETROS GEOMETRICOS DE LOS INTERCAMBIADORES*

Ki('1')=3.6156240E-13;Ki('2')=5.617284E-14;

Kj('1')=1.0424984E-9;Kj('2')=1.2027963E-9;

ESTIMADOS INICIALES.

CIPI.L('1')=300; CIPI.L('2')=300; CIPJ.L('1')=300;CIPJ.L('2')=300;

CIPI.FX('3')=5000;CIPJ.FX('3')=2500;

Model costo /ALL/;

Solve costo using NLP minimmizing CTOTAL;

Display CTOTAL.L,CIPI.L,CIPJ.L;

PARAMETERS

CAREA COSTO DE AREA,

CPOTI COSTO POTENCIA I

CPOTJ COSTO POTENCIA J

CUTIL COSTO UTILITIES

Area AREA DE TRANSFERENCIA

Caprei CAIDA DE PRESIÓN PARA LAS CORRIENTES CALIENTES

Caprej CAIDA DE PRESION PARA LAS CORRIENTES FRIAS;

CAREA=kf*Umin*(a+(b*((SUM((TI,TJ),(((1/(CIPI.L(TI))))+(1/(CIPJ.L(TJ)))))*UA(TI,TJ)))/(Umin)))**c);

CPOTI=SUM((I),(((Hy*Cpl(I)*Qi(I)*Ki(I))/(((1/(Fi(I)*CIPI.L(I)))-Rdi(I))**m))*SUM((J),(((1/(CIPI.L(I)))+(1/(CIPJ.L(J)))))* UA(I,J))));

CPOTJ=SUM((J),(((Hy*CpJ(J)*QJ(J)*Kj(J))/(((1/(Fj(J)*CIPJ.L(J)))-Rdj(J))**n))*SUM((I),(((1/(CIPI.L(I)))+(1/(CIPJ.L(J)))))* UA(I,J))));

CUTIL=(HyCse*Qsemin)+(HyCsc*Qscmin);

*** Cálculo del área de intercambio de calor**

Area =SUM((TI,TJ),(((1/(CIPI.L(TI))))+(1/(CIPJ.L(TJ))))*UA(TI,TJ));

*** Caída de Presión para las corrientes calientes.**

Caprei(I)= Ki(I)*Area*(1/(Fi(I)*CIPI.L(I))-Rdi(I))**(-m);

*** Caída de presión para las corrientes frías.**

Caprej (J)=Kj(J)*Area*(1/(Fj(J)*CIPJ.L(J))-Rdj(J))**(-n);

DISPLAY CAREA,CPOTI,CPOTJ,CUTIL,Area,Caprei,Caprej;