



**UNIVERSIDA MICHOACANA DE
SAN NICOLAS DE HIDALGO**



**DIVISION DE ESTUDIOS DE POSGRADO
FACULTAD DE INGENIERIA QUIMICA**

TESIS

“DISEÑO ÓPTIMO DE REDES DE ENFRIAMIENTO”

Que presentada

I.Q. EUSIEL RUBIO CASTRO

**Para obtener el grado de:
MAESTRO EN CIENCIAS
EN
INGENIERÍA QUÍMICA**

Morelia, Mich., Mayo 2008

Contenido

Resumen	5
Dedicatoria	6
Índice de Tablas	7
Índice de Figuras	9
Nomenclatura	11
Agradecimientos	15
Capítulo 1 Introducción	
1.1 Generalidades	16
1.2 Objetivo	16
1.3 Justificación	16
1.4 Antecedentes	17
1.5 Alcance	18
1.6 Hipótesis	19
Capítulo 2 Marco Teórico	
2.1 Definición de sistema de enfriamiento	20
2.2 Métodos de enfriamiento	20
2.3 Componentes de en un sistema de enfriamiento con agua	21
2.3.1 Principales interacciones en el sistema	22
2.3.2 Restricciones sobre la temperatura de salida de la red de enfriadores del agua de enfriamiento	24
2.4 Torre de enfriamiento y bomba	25
2.4.1 Tipos de torres de enfriamiento	26
2.4.1.1 Torres de tiro natural	26
2.4.1.2 Torres de tiro mecánico	27

2.4.2	Balance de materia y energía en una torre empacada a contra flujo	28
2.4.2.1	Transferencia de masa y energía	30
2.4.2.2	Entalpía y calor específico de la mezcla aire-agua	31
2.4.2.3	Ecuaciones diferenciales gobernantes	32
2.4.2.4	Simplificación y solución de las ecuaciones diferenciales gobernantes	33
2.5	Intercambiadores de calor	35
2.5.1	Tipos de intercambiadores de calor	35
2.5.1.1	Intercambiadores de coraza y tubos	35
2.5.2	Balance de energía en un intercambiador de coraza y tubos de flujo paralelo a contracorriente	36
2.6	Generalidades de optimización	40
2.6.1	Diseño óptimo	41
2.6.2	Parámetros que afectan la optimización de un sistema de enfriamiento	41
Capítulo 3 Metodología		
3.1	Formulación del modelo para la red de intercambiadores	43
3.1.1	Balance de energía para cada corriente caliente de proceso	44
3.1.2	Balance de energía para cada encuentro	44
3.1.3	Balances de masa y energía para mezcladores y divisores en cada etapa	45
3.1.4	Requerimientos de medio de enfriamiento para la primera etapa	45

3.1.5	Requerimientos de medio de enfriamiento de la red	
3.1.6	Especificación de las temperaturas de entrada y salida en la superestructura	45
3.1.7	Factibilidad de temperaturas	46
3.1.8	Restricciones lógicas	46
3.1.9	Restricciones para la diferencia de temperaturas	46
3.2	Formulación del modelo para la torre de enfriamiento	47
3.2.1	Altura de la torre	48
3.2.2	Balance global de materia	49
3.2.3	Balance de agua	52
3.2.4	Potencia del ventilador	53
3.2.5	Balance de materia en el divisor	54
3.2.6	Balance de materia y energía en el mezclador	55
3.2.7	Potencia de la bomba	56
3.2.8	Restricciones de diseño	57
3.3	Función objetivo del sistema	58
3.4	Estrategia de solución	58
Capítulo 4	Resultados	
4.1	Aplicación y análisis de resultados	65
Conclusiones		89
Bibliografía		91

Resumen

DISEÑO ÓPTIMO DE REDES DE ENFRIAMIENTO.

Por

Eusiel Rubio Castro

Mayo de 2008

Maestro en Ciencias en Ingeniería Química

Dirigida por:

Dr. Medardo Serna González

M.C. José María Ponce Ortega

Se presenta la formulación de un modelo MINLP para la *optimización de redes de enfriamiento*, cuya característica principal es que toma en consideración la optimización simultánea de los componentes de todo el sistema de agua de enfriamiento, a saber: la *red de enfriadores*, la *torre de enfriamiento* y el *subsistema de bombeo*. Como función objetivo se establece la minimización del costo total que resulta de la suma del costo de operación y de capital. El diseño de la *red de enfriadores* está basado en una superestructura que permite arreglos completamente en paralelo o en serie o una combinación de ambos, en tanto que el de la torre de enfriamiento se basa en el Método de Merkel y, en cuanto a la bomba, se utiliza un método corto para determinar su costo en función del flujo de agua a manejar.

Las variables de optimización son: la temperatura de entrada (temperatura de salida de la red de enfriadores) y de salida de la torre de enfriamiento, la temperatura de salida del mezclador (temperatura de entrada a la red de enfriadores), la altura de la torre, la temperatura de salida del aire en la torre, la temperatura de salida del agua de enfriamiento en cada enfriador de la red, la temperatura de entrada a cada etapa en la red de enfriadores, la temperatura de salida de cada etapa en la red de enfriadores, la potencia de la bomba y del ventilador, así como el flujo de agua de enfriamiento y el área de cada uno de los enfriadores de la red.

Dedicatoria

Para las tres personas que he amado, amo y amaré siempre: Mi Madre, Mi Padre y Maritza.

Lista de Tablas

	Nombre de tabla	Página
2.1	Sistemas de enfriamiento	5
3.1	Costo Base para Bombas Centrifugas (Guthrie 1969)	44
4.1	Datos de HP del Ejemplo 1	50
4.2	Costo de la red de enfriamiento para el Ejemplo 1	54
4.3	Costo de los componentes de la red de enfriamiento para el Ejemplo 1	54
4.4.	Detalles de los intercambiadores para la red del Ejemplo 1	55
4.5.	Costo de la red de enfriamiento para el Ejemplo 1 para $\beta=0.8$	55
4.6.	Costo de los componentes de la red de enfriamiento para el Ejemplo 1 para $\beta=0.8$	55
4.7.	Costos de redes obtenidas a partir de diferentes estimados iniciales y límites inferiores de las variables más importantes del modelo	56
4.8	Costo de la red de enfriamiento para el Ejemplo 1 sin considerar las interacciones	57
4.9.	Costo de los componentes de la red de enfriamiento para el Ejemplo 1 sin considerar las interacciones entre los componentes	57
4.10.	Resultados variando el intervalo de L/G en la torre	58
4.11.	Resultados variando el intervalo de búsqueda para la aproximación en la torre	59

4.12.	Resultados variando el intervalo de búsqueda para la diferencia de temperatura del agua en la torre	60
4.13.	Datos de corrientes calientes del Ejemplo 2	63
4.14	Costo de la red de enfriamiento para el Ejemplo 2	64
4.15	Costo de los componentes de la red de enfriamiento para el Ejemplo 2	64
4.16.	Detalles de los intercambiadores para la red del Ejemplo 2	64
4.17	Datos de HP del Ejemplo 3	66
4.18	Costo de la red de enfriamiento para el Ejemplo 3	67
4.19	Costo de la red de enfriamiento para el Ejemplo 4	67
4.20.	Detalles de los intercambiadores para la red del Ejemplo 3	68
4.21	Datos de las HP del Ejemplo 4	70
4.22	Costo de la red de enfriamiento para el Ejemplo 4	71
4.23	Costo de los componentes de la red de enfriamiento para el Ejemplo 4	71
4.24.	Detalles de los intercambiadores para la red del Ejemplo 4	72

Lista de Figuras

	Nombre de figura	Pagina
2.1	Sistema de Enfriamiento con Agua	7
2.2	Modelo de flujo de Reynolds para la transferencia de calor en la interfase entre agua y aire	13
2.3	Esquema de una torre de enfriamiento empacada a contraflujo que muestra un elemento de volumen que contiene un área de transferencia ΔS	15
2.4	Intercambiador de coraza y tubos (1-1)	23
2.5	Transferencia de calor la pared de un intercambiador	23
2.6	Distribución de temperatura en intercambiadores de calor con flujos en contracorriente y de un solo paso por los tubos	
3.1	Superestructura para tres corrientes de proceso	24
3.2	Representación de las pérdidas de agua en una torre de enfriamiento	28
3.3	Balance de energía de un proceso de torre de enfriamiento.	33
3.4	Perfil de temperatura en la torre de enfriamiento (Merkel, 1926).	34
3.5	Esquema general de red de enfriamiento para tres corrientes de proceso	42
4.1	Red de enfriamiento para el Ejemplo 1 para $\beta=1$	46
4.2	Red de enfriamiento para el Ejemplo 1 para $\beta=0.8$	61
4.3	Red de enfriamiento para el Ejemplo 1 sin considerar interacción	

	entre los componentes.	61
4.4	Red de enfriamiento para el Ejemplo 2	62
4.5	Red de enfriamiento para el Ejemplo 3	69
4.6	Red de enfriamiento para el Ejemplo 4	73

Nomenclatura

BC_p	Costo base de la comba
$C1, C2$	Parámetros de costo para la torre de enfriamiento
$C3$	Costo de la energía eléctrica (dólares/kW-h)
Cch	Constantes de los puntos de Chevyshev
CCU	Costo del medio de enfriamiento (dólares/kg)
CFj	Carga fijada para los intercambiadores
Cj	Coefficiente de costo de área
Clv	Calor latente de vaporización (J/mol)
cp	Capacidad calorífica (kJ/kg °C)
$dtcal_{j,k}$	Diferencia de temperatura en el lado caliente del encuentro jk (°C)
$dtfri_{j,k}$	Diferencia de temperatura en el lado frío del encuentro jk (°C)
FCP	Capacidad calorífica de la corriente de proceso (kW/°C)
FFk	Flujo fresco del medio de enfriamiento en la etapa k (kg/s)
F	Flujo del medio de enfriamiento en la red de enfriadores (kg/s)
FO_k	Flujo del medio de enfriamiento cuando se presenta un desvío de flujo en la etapa k (kg/s)
h	Entalpía (kJ/kg aire seco)
H	Altura de la torre (m)
I	Integrandos de Chevyshev
m	Flujo másico (kg/s)

M	Índice de costo base para bombas centrífugas
Ma	Peso molecular del aire
MF	Factor modular para el costo de equipos
Mw	Peso molecular del agua
NE	Número de etapas en la superestructura
NC	Número total de corrientes de proceso
P	Potencia (kW)
pa	Presión atmosférica (atm)
Pv	Presión de vapor (atm)
$q_{j,k}$	Calor intercambiado entre la corriente de proceso j y el medio de enfriamiento en la etapa k (kW)
rhk	Relación del coeficiente de transferencia de masa y calor (J/mol°C)
S	Área de flujo de la torre (m ²)
ST	{ k/k es una etapa en la superestructura, $k=1, \dots, NOK$ }
T	Temperatura (°C)
TCE_j	Temperatura de entrada de la corriente caliente j a la red de enfriadores (°C)
TCS_j	Temperatura de salida de la corriente caliente j a la red de enfriadores (°C)
TFE	Temperatura de entrada del medio de enfriamiento a la red de enfriadores (°C)
TFS	Temperatura de salida del medio de enfriamiento a la red de enfriadores (°C)

TO_k	Temperatura del medio de enfriamiento cuando se presenta un desvío de flujo en la etapa k ($^{\circ}\text{C}$)
U	Coefficiente de transferencia de calor ($\text{kW}/\text{m}^2\text{C}$)
UF	Factor de anualización
x	Fracción mol de vapor en el aire
y	Humedad del aire ($\text{kg agua}/\text{kg de aire seco}$)
z_{jk}	Variable binaria para el encuentro jk
ΔT_{min}	Aproximación mínima de la diferencia de temperatura ($^{\circ}\text{C}$)

Subíndices

a	Aire
b	Purga
c	Caliente
j	Corriente de proceso j ($j=1, \dots, NH$)
cs	Cercano a la superficie
d	Arrastre
e	Evaporada
f	Fría
I	Interfase
i, o	Entrada y salida respectivamente
j,k	Encuentro de la corriente j en la etapa k
k	Etapas en la superestructura
m	Mezcla de aire-vapor de agua

n	Número de integrando de Chevyshev
p	Bomba
ref	Referencia
v	Ventilador
w	Agua
WB	Bulbo húmedo
WD	Bulbo seco

Símbolos Griegos

Γ_j	Es un límite máximo para las diferencias de temperaturas de la corriente de proceso
ρ	Densidad (lb/ft ³)
δ	Parámetro para evitar singularidades en la función objetivo (por ejemplo 1×10^{-06})

Agradecimientos

Externo mi eterno agradecimiento a mi asesor el Dr. Medardo Serna González quien ha sabido guiarme por el camino de la formación académica y humana, a mis maestros por su amistad y por permitirme aprender de ellos, hago aquí un paréntesis para brindarle un abrazo a uno de ellos el Dr. Agustín J. Castro Montoya culpable de que yo esté aquí y ejemplo de vida.

También doy las gracias a mis amigos por aligerar los malos y por extender los buenos momentos: Felipe, Giovani, Jairo y Josue.

Finalmente hago llegar mis más gratos sentimientos a las dos instituciones que confiaron en mí y me permitieron lograr los objetivos trazados: CONACYT y la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo.

Capítulo 1. Introducción

1.1 Generalidades

Una red de enfriamiento es uno de los componentes ineludibles de un proceso industrial, debido a la necesidad que éstos tienen para rechazar sus excedentes de calor, comúnmente a bajas temperaturas. El estudio de redes de enfriamiento se ha reducido a dos temas en la práctica industrial. Por un lado, se abordan de manera importante los problemas en la eficiencia térmica de los equipos de transferencia de calor ocasionados por el severo ensuciamiento asociado a la utilización del agua como medio de enfriamiento. En segundo, hay intentos para generar configuraciones de redes más eficientes y económicas que el arreglo en paralelo de los enfriadores, que es ampliamente utilizado por su simplicidad; sin embargo, es necesario hacer investigaciones adicionales para resolver este segundo problema debido a que todavía no se ha desarrollado una metodología que aborde, en forma simultánea, la determinación óptima de la configuración de redes y el diseño de cada uno de sus enfriadores y la torre de enfriamiento. En la práctica prevalece una estrategia de diseño de sistema de enfriamiento basada en heurísticas, la cual sólo garantiza soluciones técnicamente viables pero que frecuentemente no son las óptimas.

1.2 Objetivo

Desarrollar un algoritmo basado en técnicas de programación matemática para diseñar sistemas de enfriamiento con un costo total mínimo. El costo total resulta de sumar los costos de capital de los enfriadores y la torre de enfriamiento (incluyendo la bomba), así como los costos de operación del ventilador y la bomba de la torre y el consumo de agua de enfriamiento.

1.3 Justificación

La operación de enfriamiento de corrientes calientes de proceso en intercambiadores de calor es bastante común en la industria, debido a la necesidad de remover el calor excedente de las plantas de proceso. Hoy en día, en el ámbito industrial, sin duda alguna el uso eficiente de la energía así como el cumplimiento de las normas ambientales es una actividad imprescindible, por lo que no sólo se debe centrar la atención en el diseño óptimo de redes de intercambio de calor para recuperar energía térmica entre las corrientes de proceso y, de esta manera, disminuir el consumo de servicios externos de calentamiento y enfriamiento, sino que también es importante

tratar de encontrar sistemas de enfriamiento con agua eficientes y económicos por los siguientes beneficios asociados a los mismos:

- Evitar sanciones económicas por parte de las dependencias gubernamentales que regulan los límites de temperatura de una corriente de fluido que se arroja a la naturaleza.
- Emplear cuanto sea posible la cantidad de energía de corrientes de proceso que mediante un enfriamiento pueden reutilizarse en la misma etapa del proceso o bien en otra que demanda una temperatura distinta y que es alcanzable en los enfriadores.

Por otra parte, en la literatura abierta no se encuentra fácilmente información o ejemplos de diseño de este tipo de sistemas, lo que hace necesario generar conocimiento en este rubro. Desde luego que impulsados por el importante papel que tales sistemas desempeñan en la industria.

1.4 Antecedentes

Hasta recientemente, en la literatura no había sido estudiado el sistema de enfriamiento de plantas industriales como un todo. Uno de los primeros artículos que propuso una metodología sistemática para analizar sistemas de enfriamiento fue el reportado por Castro y col. (2000). Estos autores propusieron un modelo para la optimización de las condiciones de operación de sistemas de enfriamiento existentes, que considera las interacciones térmicas e hidráulicas entre sus componentes. Sin embargo, sólo consideraron el arreglo clásico en paralelo de los enfriadores en la red de enfriamiento. En la configuración en paralelo todos los enfriadores reciben el agua de enfriamiento a la temperatura suministrada por la torre de enfriamiento y no se permite la reutilización de agua dentro de la red para minimizar su consumo. Por tal motivo, comúnmente el arreglo en paralelo no es la configuración óptima de redes de enfriadores. Además, este estudio no consideró modificaciones a la estructura de la red existente ni el diseño de nuevas redes de enfriadores.

Por otro lado, Kim y Smith (2001) propusieron un método heurístico basado en el método del punto de pliegue para generar redes de enfriamiento de agua con el máximo re-uso del agua de enfriamiento y, por consiguiente, mínimo consumo de este recurso. Posteriormente, Kim et al. (2002) extendieron esta metodología para sistemas de refrigeración, usando un solo refrigerante o

mezclas de refrigerantes. Kim y Smith (2003) presentaron un procedimiento automático para el reajuste de redes de enfriamiento de agua, el cual incluye restricciones en las caídas de presión. Un método de diseño para reducir el agua de reposición fue presentado por Kim y Smith (2004), quienes mostraron que sustituir el agua de reposición con agua previamente usada puede producir importantes ahorros. Feng y col. (2005) propusieron un modelo basado en programación matemática que incluye nuevas configuraciones de la red de enfriamiento para lograr el consumo mínimo del agua de enfriamiento.

En ninguno de los trabajos anteriores se considera la minimización del costo total de redes de enfriamiento, el cual resulta de la suma del costo de capital y operación, centrándose sólo en la minimización del segundo. Esta aproximación es incorrecta, debido a que el costo de operación mínimo está asociado a un consumo mínimo de agua de enfriamiento y, por consiguiente, menores gradientes de temperatura y mayores áreas de transferencia de calor de los enfriadores de la red, lo que ocasiona altos costos de capital y costos totales alejados del mínimo. Por otro lado, los trabajos previos han estudiado por separado la red de enfriadores y la torre de enfriamiento, por lo que no han abordado en forma simultánea el estudio de las interacciones que existen entre los componentes de un sistema de enfriamiento con agua. Esta aproximación simplifica notablemente el problema; sin embargo, no garantiza la obtención del mejor diseño de sistemas de enfriamiento con agua.

1.5 Alcance

Sin duda alguna, la primera aportación del presente trabajo es la consideración tanto del costo de capital como de operación en el diseño óptimo de redes de enfriamiento con agua. Para tal efecto, se presenta una superestructura para representar todas las posibles configuraciones de redes de enfriadores y no solamente el arreglo de enfriadores en paralelo. Esta superestructura es luego descrita por un modelo mixto-entero no lineal. En segundo lugar, a diferencia de todos los trabajos previos que sólo abordan el diseño óptimo de redes de enfriadores, en este trabajo se estudian en forma simultánea las interacciones que existen entre la red de enfriadores y la torre de enfriamiento, razón por la cual se considera el diseño de todo el sistema de enfriamiento y no solamente de uno de sus componentes. El modelo que describe el comportamiento de torres de enfriamiento a contracorriente se basa en el método de Merkel (Merkel 1926), el cual es ampliamente aceptado en la práctica industrial.

1.6 Hipótesis

El algoritmo para el diseño integral de sistemas de enfriamiento con agua permitirá obtener soluciones mejores desde el punto de vista económico, ya que considerará todas las configuraciones posibles de las redes de enfriadores y no solamente el arreglo de enfriadores en paralelo ampliamente utilizado en la práctica por su simplicidad de diseño. El estudio simultáneo de la red de enfriadores y la torre de enfriamiento permitirá obtener un mejor diseño de sistema de enfriamiento con agua, ya que esta aproximación considerará en forma simultánea las interacciones que existen entre los componentes de este tipo de sistemas.

Capítulo 2. Marco teórico

2.1 Definición de sistema de enfriamiento

Un sistema de enfriamiento es la parte de un proceso industrial en el cual interactúan las corrientes calientes de éste con una o más corrientes frías, con el objetivo de retirar los excedentes de calor del proceso ya sea debido a disposiciones ambientales o bien para adecuar la temperatura de una corriente para su reutilización.

2.2 Métodos de enfriamiento

De acuerdo a Wigham y col. (1971), los sistemas de enfriamiento se pueden clasificar de la siguiente manera: enfriamiento con aire seco y aire húmedo, enfriamiento con agua en un intercambiador de coraza y tubos de un solo paso y en circuito cerrado, combinación de estos dos arreglados en serie, refrigeración a vacío, enfriamiento por absorción y refrigeración mecánica. Cuando se menciona aire seco nos referimos al aire ambiente en el sentido de que como se sabe este normalmente presenta cierta humedad, en otras palabras no está completamente seco. En la Tabla 2.1 se presenta una breve descripción de los distintos tipos de enfriamiento.

Una vez descritas, en forma muy general, las distintas formas de enfriamiento existentes con la idea de tener un panorama amplio sobre el tema, en el presente trabajo se abordará el caso de enfriamiento con agua. La elección de mencionado sistema se da en el sentido de que es el más utilizado en la industria. A continuación se presenta su descripción.

Tabla 2.1. Sistemas de enfriamiento

Sistema de enfriamiento	Descripción
Aire	<i>Aire seco</i> , el fluido es enfriado al pasar por una hilera de paletas y a contra flujo se sopla aire, ya sea por tiro inducido o forzado. <i>Aire húmedo</i> , el proceso de transferencia de calor es similar al anterior solo que previamente el aire es pasado a través de una cámara de humidificación lo que permite que el fluido caliente alcance una menor temperatura.

Agua	<p><i>Un solo paso</i>, el fluido de proceso a enfriar fluye por la coraza o por los tubos dependiendo del fluido de proceso o del factor económico, la presión de operación y la calidad de agua. Se emplea cuando existe abundante agua.</p> <p><i>Circuito cerrado</i>, se presenta lo mismo que en el sistema de un solo paso pero con el subsecuente enfriamiento del agua con aire en una torre de enfriamiento.</p>
Aire y agua arreglados en serie	La corriente caliente de proceso es tratada térmicamente en los dos sistemas y el éxito radica en la elección del punto de división para la utilización de una técnica y otra.
Refrigeración al vacío	El fluido puede ser enfriado hasta temperaturas más bajas que la ambiente por evaporación parcial a expensas de su calor sensible. Aplicaciones prácticas son para agua refrigerada a una temperatura entre 5.3 y 18.7°F. Es considerada donde se tienen bajas presiones de vapor.
Absorción	Los principios básicos de esta operación son bien conocidos, es decir, el ciclo de trabajo con un refrigerante y un absorbente (Gozzi L. y Pasero R., 1970).
Refrigeración mecánica	Es ampliamente usada en la industria. Puede alcanzar temperaturas muy bajas, pero -147.6°C puede tomarse como su temperatura límite inferior. Consecuentemente, sólo el ciclo Rankine puede ser descrito, ya que es el más ampliamente usado.

2.3 Componentes de un sistema de enfriamiento con agua (circuito cerrado)

Una red de enfriamiento con agua es parte de un sistema global que está integrado por una torre de enfriamiento, una red de enfriadores y un sistema de bombeo. Una representación esquemática de este sistema se muestra en la Figura 2.1.

De la Figura 2.1 es importante comentar la presencia del divisor en el que se establece una purga de agua caliente con la finalidad de minimizar los riesgos de depósitos de sales en los equipos del sistema afectando la eficiencia a la transferencia de calor. La cantidad de agua retirada es una función de los ciclos de concentración de la red, los cuales son la razón entre la concentración del agua a la salida de la torre de enfriamiento y la concentración del agua de reposición. Otra pérdida de agua se da por la evaporación de esta cuando establece contacto directo con el aire, además de partículas de agua que son arrastradas por el aire.

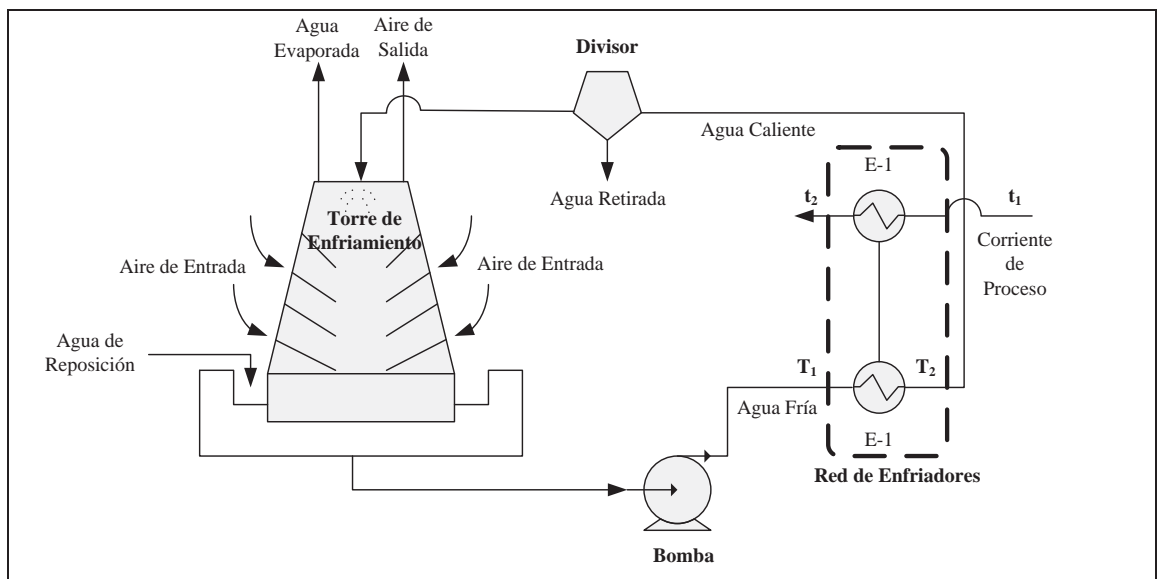


Figura 2.1. Sistema de enfriamiento.

2.3.1 Principales interacciones en el sistema

A partir de la Figura 2.1, Crozier (1980) especifica y explica las siguientes tres interacciones entre los componentes del sistema de enfriamiento:

- Entre la temperatura a la salida del enfriador y la temperatura de entrada a la torre de enfriamiento.
- Entre la temperatura a la entrada del enfriador y la temperatura a la salida de la torre de enfriamiento.
- Entre el flujo total del medio de enfriamiento y el tamaño de la tubería conectada y las bombas de circulación.

Primera Interacción. El agua de enfriamiento entra por el lado de la coraza o por los tubos, según sea el caso, al enfriador a una temperatura fija T_1 y sale a una temperatura variable T_2 ; el fluido del proceso entra y sale por el lado opuesto al agua de enfriamiento a una temperatura fija t_1 y t_2 , respectivamente. La torre de enfriamiento disipa el calor al aire ambiente a través de humidificación (evaporación) y calor sensible.

Cuando se emplean funciones de costo en las que este depende del intervalo de temperatura del agua en la torre y de su carga térmica costo de inversión y de operación de la torre son reducidos al retornar el agua a la torre tan caliente como sea posible, porque a mayor temperatura de ésta, la diferencia de temperatura con respecto a la del aire aumenta (fuerza motriz térmica). Por lo tanto, menor área de transferencia de calor es requerida. Adicionalmente, como la temperatura del efluente de aire es incrementada, así como el contenido de humedad en el aire de salida, menor flujo de aire es necesario. Por otra parte, para una temperatura de salida y una carga térmica fijas, el flujo de agua requerida para el enfriamiento es inversamente proporcional a la temperatura de entrada a la torre. Incrementando la temperatura en la entrada de la torre mediante el aumento de la temperatura del medio de enfriamiento a través de la red de enfriadores reduce los costos de operación pero se incrementa el de inversión (capital).

Un significativo descubrimiento es que en la mayoría de las instancias el área del enfriador es insensible al incremento de la temperatura de salida del medio de enfriamiento. Para entender esto, se debe reconocer que un enfriador bien diseñado debe tener una adecuada área para la transferencia de calor y área suficiente para el flujo de fluido para satisfacer las restricciones de caída de presión en la coraza y los tubos.

Ya que el flujo del medio de enfriamiento es inversamente proporcional al incremento de temperatura, un pequeño incremento de temperatura genera una gran disminución del flujo de medio de enfriamiento. Por lo que el diámetro del enfriador debe ser incrementado para cumplir con la restricción de la caída de presión.

Segunda Interacción. La temperatura a la salida de la torre (aproximación más la temperatura de bulbo húmedo) es la variable con la cual el diseñador tiene menor libertad, aún cuando es la más significativa en los costos de operación y de inversión.

Especificar la temperatura de salida del medio de enfriamiento es difícil, debido a que está limitada por la temperatura de bulbo húmedo del aire de entrada a la torre. Para minimizar el costo de inversión y de operación de la torre de enfriamiento, se necesita maximizar la aproximación a la temperatura de bulbo húmedo. Sin embargo, para minimizar la inversión de los enfriadores, se requiere maximizar la aproximación a la temperatura mínima a la salida del proceso. Por lo tanto, la temperatura a la salida de la torre debe estar entre estos dos límites.

Tercera Interacción. Puede demostrarse algebraicamente que la disminución del flujo se presenta cuando la temperatura a la entrada de la torre es elevada. Por lo que, en tanto el refrigerante se incrementa a través de cada enfriador, el sistema de bombeo y de tuberías pueden ser reducidos en tamaños.

En resumen, el costo de operación de la torre, bombas y tubería podría ser reducido cuando la temperatura a la entrada de la torre es incrementada. La inversión de los enfriadores puede o no ser reducida con el incremento en la mencionada temperatura, dependiendo de la relación de la temperatura de salida del agua y la región de diseño del enfriador.

2.3.2 Restricciones sobre la temperatura de salida de la red de enfriadores del agua de enfriamiento

Dos restricciones limitan a la temperatura de salida de los enfriadores, las cuales difieren debido a que lo que realmente fija tal temperatura son las condiciones del agua de enfriamiento (contenido de sales). El intervalo más comúnmente utilizado en la literatura es el propuesto por Crozier (1980):

- El diseño de la torre establece que la temperatura a la salida del enfriador debe estar en el intervalo de 50 a 55°C, aunque en algunos casos este límite es excedido ya que depende de las condiciones del agua de enfriamiento. Es importante tener presente que este límite es fijado para evitar la depositación de sales en los equipos, evitando el excesivo ensuciamiento de los equipos y reduciendo las tareas de mantenimiento por limpieza.
- La temperatura de cada enfriador es fijada por la temperatura de salida del proceso o por el ensuciamiento de los tubos o por el material de construcción; es decir, la temperatura máxima que soporta tal material.

Los depósitos de sólidos suspendidos, sales minerales, crecimientos biológicos y productos corrosivos interfieren en la transferencia de calor. En los cálculos de diseño para determinar el tamaño de los enfriadores, el factor que controla dicha transferencia es el factor de ensuciamiento. Intentar cuantitativamente relacionar el factor con las condiciones de ensuciamiento especificadas ha sido solamente parcialmente exitoso; no obstante, el valor numérico asignado para diferentes grados de ensuciamiento para depósitos específicos se ha basado en la experiencia.

2.4 Torre de enfriamiento y bomba

Una torre de enfriamiento disipa el calor del proceso hacia la atmósfera por evaporación del agua y, en menor grado, por transferencia de calor sensible entre el aire y el agua. La temperatura a la salida de la torre de enfriamiento (temperatura a la entrada de la red de enfriadores) es calculada a partir de la temperatura de bulbo húmedo del lugar y una aproximación supuesta. Por lo tanto, el diseño de una torre depende mucho de la temperatura de bulbo húmedo.

$$T_{wf} = T_{WB} + \text{Aproximación} \quad (2.1)$$

La ecuación anterior es el primer paso en el diseño de cualquier sistema de enfriamiento. Comúnmente, la aproximación para la temperatura de bulbo húmedo del aire de entrada a la torre es establecida arbitrariamente, lo que puede ocasionar considerables penalizaciones en el costo de inversión y de operación (Crozier, 1980). Además de la temperatura de bulbo húmedo, existen otras variables o parámetros que intervienen en un proceso de optimización de torres de enfriamiento:

- m_w , flujo másico del agua.
- T_{wc} , temperatura del agua caliente.
- T_{wf} , temperatura del agua fría.
- T_{WD} , temperatura de bulbo seco.
- p_a , presión atmosférica.

Usualmente p_a es tomada como 1 atm y, por lo tanto, este valor se utilizará en este trabajo al menos que se mencione lo contrario (Singham, 1983). El valor de la temperatura de bulbo seco es necesario conocerlo cuando la torre es de tiro natural, para que el cálculo de la densidad del aire de entrada sea seguro. También es necesario para calcular la humedad del aire que abandona el relleno.

Debido a que en nuestro trabajo la bomba no es diseñada y su costo sólo depende del flujo que maneja y de la presión de succión, no creemos conveniente su explicación de forma profunda. No obstante, es importante decir que es el dispositivo que se encargará de añadir energía al fluido de enfriamiento (agua) para que circule de forma tal que cumpla con los requerimientos del sistema.

2.4.1 Tipos de torres de enfriamiento

Existen dos tipos de torres de enfriamiento: de tiro natural y de tiro mecánico, siendo las de tiro mecánico de nuestro interés en términos de diseño y optimización, sin embargo con fines de conocimiento general se presenta una breve descripción de ambas en la que se abordan los conceptos más importantes, y posteriormente se plasman en forma matemática los fenómenos de transporte existentes en su funcionamiento (Singham, 1965).

2.4.1.1 Torres de tiro natural

Estas torres se pueden subdividir, a su vez, en dos tipos: las torres húmedas, en las que existe un contacto directo entre el agua y el aire, y torres secas, llamadas así porque la transferencia de calor se da a través de una pared de separación entre las fases. Es posible tener también una combinación de estos tipos, es decir, torres secas-húmedas. Pero la mayoría de torres de tiro natural son del tipo húmeda, por lo que en esta sección sólo se describen éstas. Comúnmente estructura principal consiste en enormes corazas de concreto, de forma cilíndrica aparente con un eje vertical, pero con reducciones en las entradas y salidas para formar una garganta que se encuentra cerca de la parte superior. El empaque es confinado a una delgada película horizontal en la base de la coraza, y suele ser ya sea una rejilla de madera en forma de escuadra o un delgado empaque de láminas de asbesto cubierto de cemento del tipo común utilizado para cubiertas simples. La coraza cuenta con el apoyo de columnas sobre un estanque o base.

El agua que se debe enfriar es distribuida tan uniformemente como sea posible sobre la sección transversal de la parte superior del empaque y fluye hacia abajo de la torre, a través del relleno. El empaque tipo escuadra usualmente se extienden por debajo de la base de la cubierta en la entrada de aire, en el espacio entre la cubierta y la superficie de agua, mientras que los empaques de películas normalmente terminan en la base de la cubierta. Se han construido torres de tiro natural húmedas en las que el empaque está en el anillo circunferencial fuera de la cubierta principal. El agua es distribuida por medio de un atomizador (forma de anillo anular) localizado en el techo del relleno y el flujo es esencialmente transversal al flujo.

La transferencia de calor entre el aire y el agua se da dentro del empaque y, en menor grado, en el rocío que se encuentra arriba y debajo del empaque. Para evitar que pequeñas partículas de agua sean arrastradas por el aire, se coloca una trampa para agua en toda la sección transversal de la torre por encima del distribuidor de agua. La transferencia de calor reduce la densidad del aire y, en una torre natural, esta diferencia de densidad es la fuerza impulsora que causa el flujo de aire. Evidentemente entre más grande sea la torre mayor es el flujo de aire. Así mismo, en igualdad de condiciones, cuanto mayor sea el diámetro de la torre mayor es el flujo de aire, ya que tanto la caída de presión como el área de la sección transversal aumentan. Por ello para una razón de flujo másico agua-aire fijo, el flujo de agua enfriada en la torre se incrementa junto con la altura y el diámetro de la torre. Como el costo de la torre aumenta más lentamente que el flujo de agua con el incremento de estas variables, las torres de tiro natural grandes tienen ciertas ventajas económicas que las de tamaño pequeño. Las torres altas tienen más ventajas de desempeño cuando el aire caliente está cargado de humedad y son menos propensas a la recirculación. Por consiguiente, aunque no existe un límite para la altura de la torre, se recomienda que por debajo de 20 metros una torre de tiro natural es inapropiada e infactible económicamente; el límite máximo es impuesto por consideraciones ambientales.

2.4.1.2 Torres de tiro mecánico

En una torre de tiro mecánico se hace fluir al aire a través de la torre por medio de uno o más ventiladores. Con tiro forzado, los ventiladores son ubicados en la base y el aire es soplado hacia el empaque. Mientras que cuando se tiene tiro inducido el(los) ventilador(es) se ubican en la cima del empaque y el aire es succionado para que fluya a través de éste. El tipo de flujo puede ser completamente a contraflujo, parcialmente a contraflujo y parcialmente flujo cruzado, o

totalmente flujo cruzado. En el flujo cruzado el empaque está inclinado para tomar en cuenta la influencia de la corriente de aire en la línea de caída del agua. La velocidad del aire comúnmente cae dentro del rango de 1.5-4 m/s, y la razón promedio del flujo másico agua-aire se encuentra en el rango de 0.5-2.5.

Las primeras torres (de tiro natural) son poco comunes y requieren de mecanismos que permitan la regulación de la temperatura del agua por razones del control del proceso; el agua es enfriada tanto como las condiciones naturales lo permitan. Además, deben ser fijadas con arreglos de separación e interrupción para prevenir daños mecánicos por la formación de hielo. Es por esto que nuestra discusión está limitada a las torres de enfriamiento de tiro mecánico a contraflujo.

2.4.2 Balance de energía y materia en una torre empacada a contraflujo

En general los sistemas donde se presenta al mismo tiempo intercambio de calor y masa son más difíciles de analizar que aquellos donde prevalece sólo uno de los transportes mencionados, en el sentido de que las ecuaciones diferenciales que gobiernan la transferencia de masa y calor deben ser resueltas simultáneamente. Es ésta la situación que se presenta en una torre de enfriamiento. La solución numérica de las ecuaciones diferenciales es necesaria. Sin embargo, en algunos casos es posible simplificar el análisis y alcanzar resultados satisfactorios. Para torres de enfriamiento a contraflujo, se ha demostrado que la aproximación de Merkel (1926) permite que las ecuaciones que gobiernan el proceso sean reducidas a una sola ecuación diferencial en términos de la entalpía, la cual puede ser resuelta por una simple integración numérica.

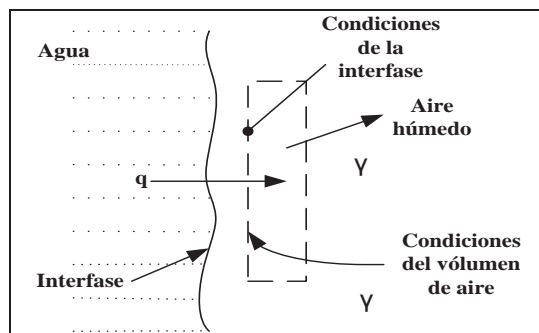


Figura 2.2. Modelo de flujo de Reynolds para la transferencia de calor en la interfase entre agua y aire.

En la región del empaque de una torre de enfriamiento el agua y el aire establecen un contacto directo en la interfase de estas dos fases. La Figura 2.2 es una pequeña parte de esta interfase, donde el agua puede ser parte de una película que fluye sobre el relleno o de una partícula cuando se emplea aspersión.

El flujo local de calor, q , desde el agua hasta el aire a través de la superficie normal depende de la diferencia de entalpía entre el aire en la superficie y el aire en el flujo de volumen. En el análisis de una torre de enfriamiento es apropiado suponer que:

- 1 La temperatura del aire en la superficie es igual a la temperatura del agua en el seno del fluido.
- 2 El aire en la interfase está saturado.
- 3 El flujo local de calor está dado por:

$$q = \gamma (h_{as} - h_{acs}) \quad (2.2)$$

Donde:

h_{as} : Entalpía específica del aire en la superficie.

h_{acs} : Entalpía específica del aire cercano a la superficie.

γ : Coeficiente empírico con unidades $\text{kg/m}^2\text{s}$.

En relación a las suposiciones 1 y 2, h_{as} puede ser tomada como la entalpía específica del aire saturado a la temperatura del volumen local de agua. La Ec. 2.2 puede compararse con la ecuación para la transferencia de calor desde la superficie de aire seco:

$$q = \alpha (T_{as} - T_{acs}) \quad (2.3)$$

Donde:

T_{as} : Temperatura en la superficie.

T_{acs} : Temperatura del aire cerca a la superficie.

α : Coeficiente de transferencia de calor en la superficie.

Se debe notar que mientras la transferencia de calor en base seca es proporcional a la diferencia de temperatura, la transferencia de calor en base húmeda es proporcional a la diferencia de entalpía específica. En efecto, la transferencia de calor puede presentarse en una torre de enfriamiento aunque la temperatura del volumen local de agua y del aire sean iguales, porque el aire en el seno de volumen es menor que el aire saturado en la superficie del empaque, resultando así la diferencia de entalpía la fuerza motriz, es decir $h_{as} > h_{acs}$. En cuanto a simbología, se aclara que en lo sucesivo T_{acs} será referido como T_a , T_{as} como T_s , h_{acs} como h_a .

2.4.2.1 Transferencia de masa y de energía

La transferencia de masa del vapor desde el agua hasta el aire se presenta simultáneamente con la transferencia de calor. No obstante, la transferencia de calor puede ser calculada independientemente de la Ec. 2.2, y usualmente no es necesario considerar la transferencia de masa local con los mismos detalles. En la mayoría de los casos es seguro suponer que el aire que deja el relleno está saturado y para calcular su densidad y contenido de agua, cuando se requiere, se especifica su entalpía, conocida mediante cálculos en la transferencia de calor. Sin embargo, si el aire de salida no está saturado su estado completo no puede ser determinado sin la consideración de los procesos de transferencia de masa.

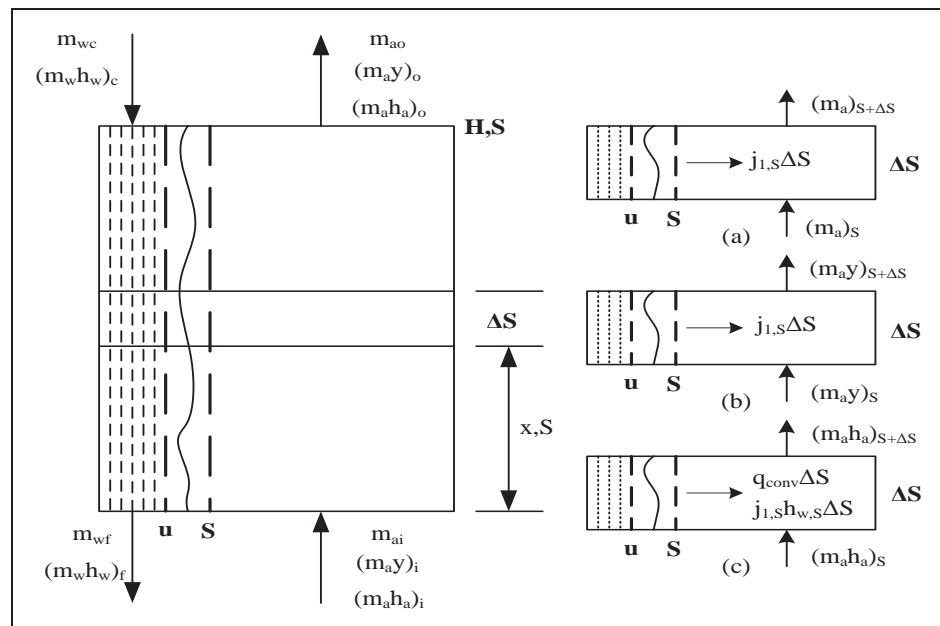


Figura 2.3. Esquema de una torre de enfriamiento empacada a contraflujo que muestra un elemento de volumen que contiene un área de transferencia Δs .

La Figura 2.3 muestra esquemáticamente una torre de enfriamiento empacada a contraflujo y va ser utilizada para desarrollar los balances de energía y materia. El subíndice a es usado para denotar la corriente de gas, la cual es una mezcla de vapor de agua y aire; el subíndice w denota la corriente líquida, la cual es considerada como agua pura. Los balances generales de masa y energía en el intercambiador, así como el balance de masa del agua son:

$$m_{ai} - m_{wf} = m_{ao} - m_{wc} \quad (2.4)$$

$$m_a y_i - m_w y_f = m_a y_o - m_w y_c \quad (2.5)$$

$$m_a h_{a_i} - m_w h_{w_f} = m_a h_{a_o} - m_w h_{w_c} \quad (2.6)$$

donde la razón de flujo de agua, m_w , es positiva.

2.4.2.2 Entalpía y calor específico de la mezcla aire-agua

La corriente de gas es una mezcla de vapor de agua y aire. La entalpía de una mezcla es:

$$h_m = m_w h_w + m_a h_a \quad (2.7)$$

Tablas típicas de entalpía para mezclas de vapor de agua y aire están basadas en una temperatura de referencia de 0°C , a la que la entalpía de aire seco y agua líquida son fijadas iguales a cero.

Con esto:

$$h_w = h_{ref} \text{ } 0^\circ\text{C} + \int_0^t c_{p_w} dt \quad (2.8a)$$

$$h_a = \int_0^t c_{p_a} dt \quad (2.8b)$$

Donde t es usado para representar la temperatura en grados Celsius. El intervalo de operación para una torre de enfriamiento es relativamente pequeño, por lo que el calor específico de las especies puede asumirse como constantes para la mayoría de los propósitos. Entonces:

$$h_w = h_{ref} + c_{p_w} t \quad (2.9a)$$

Sustituyendo en la Ec. 2.7 la Ec. 2.8a y la 2.8b, la entalpía de la mezcla es:

$$h_m = m_w h_{ref} + m_w cp_w + m_a cp_a t \quad (2.9b)$$

o

$$h_m = m_a h_{ref} + cpt \quad (2.10)$$

Donde cp es el término que está entre paréntesis en la Ec. 2.9b y se le llama calor específico de la mezcla. Para mezclas de vapor de agua y aire, el calor específico de la mezcla depende fuertemente de la composición porque cp_w es casi dos veces cp_a .

2.4.2.3 Ecuaciones diferenciales gobernantes

Por conveniencia se define el área de contacto sobre una longitud del intercambiador Δx como $\Delta S = P_m \Delta x$, donde P_m es el perímetro del área de transferencia. Entonces el área total de contacto en el empaque de altura H es:

$$S = \int_0^H P_m dx = P_m H \quad (2.11)$$

Los balances de masa por especie y energía en cada corriente para un elemento del relleno que contiene un área de contacto ΔS proporciona las ecuaciones diferenciales de conservación. Los balances de masa generales y por especie son simples. Por ejemplo, el balance de masa en un elemento de la corriente de gas mostrada en la Figura 2.3 resulta:

$$m_a|_s + j_{w,s} \Delta S = m_a|_{s+\Delta S} \quad (2.12)$$

dividiendo por Δs y suponiendo $\Delta s \rightarrow 0$:

$$\frac{dm_a}{ds} = j_{w,s} \quad (2.13)$$

similarmente para el líquido:

$$\frac{dm_w}{ds} = j_{w,s} \quad (2.14)$$

$$\frac{d}{dS} m_a m_w = j_{w,s} \quad (2.15)$$

La teoría para la razón de transferencia de masa ha sido utilizada para aproximar la razón de evaporación del agua como $j_{w,s}$. El balance de energía requiere una consideración especial. En referencia a la Figura 2.3, el balance de energía para la corriente de gas es:

$$q_{conv} \Delta s = m_a h_a \Big|_{s+\Delta s} - m_a h_a \Big|_s - j_{w,s} h_{ws} \Delta s \quad (2.16)$$

Donde el último término del lado derecho determina la entalpía adicionada al volumen de control por el agua evaporada. Dividiendo por Δs y suponiendo $\Delta s \rightarrow 0$:

$$\frac{d}{dS} m_a h_a = q_{conv} + j_{w,s} h_{ws} \quad (2.17)$$

de igual manera para la fase líquida:

$$\frac{d}{dS} m_w h_w = q_{conv} + j_{w,s} h_{ws} \quad (2.18)$$

Ya que la energía es conservada entre las superficies s y u es innecesario el análisis para escribir el balance de energía de la corriente líquida en términos de fluxes sobre la superficie u : la Ec. 2.18 podría ser suficiente. Debido a que la ecuación de energía; $q_{conv} = h_{conv} (T_s - T_a)$; entonces la Ec. 2.18 está en términos de dos variables dependientes conocidas h y T . A menos que vayamos a resolver la ecuación directamente por medios numéricos, una variable puede ser eliminada en relación a la otra. Las entalpías son fácilmente escritas en términos de la fracción de masa y temperatura, pero si consideramos T como la variable dependiente, la fracción de masa permanecería como una variable dependiente adicional. En lugar de eso, mejor eliminamos T a favor de h , y después hacemos algunas suposiciones razonables. De esta manera, el grupo de ecuaciones se reduce a una ecuación en términos de una sola variable dependiente, la entalpía.

2.4.2.4 Simplificación y solución de las ecuaciones gobernantes

El primer paso en la manipulación de la Ec. 2.17 es desarrollar el lado izquierdo y sustituyendo la Ec. 2.13:

$$\frac{d}{ds} m_a h_a = m_a \frac{dh_a}{ds} + h_a \frac{dm_a}{ds} = m_a \frac{dh_a}{ds} + j_{w,s} h_a \quad (2.19)$$

por consecuencia, la Ec. 2.17 se transforma en:

$$m_a \frac{dh_a}{ds} = q_{conv} + j_{w,s} h_{ws} - h_a \quad (2.20)$$

Ahora son introducidas las conductancias de transferencia de masa y calor, con lo que la razón de evaporación es:

$$j_{w,s} = g_m y_s - y_a \quad (2.21)$$

y, por lo tanto, podemos escribir la transferencia convectiva de calor como:

$$q_{conv} = g_h c p_a T_s - T_a \quad (2.22)$$

Donde $g_h = h_{conv}/c p_a$ es la conductancia de transferencia de calor. Teoría avanzada sobre transferencia de masa muestra que es apropiado el uso el calor específico del volumen de gas en la definición de conductancia de transferencia de calor, pero este punto no tiene una importancia en el presente análisis. Sustituyendo las Ecs. 2.21 y 2.22 en la Ec. 2.20 obtenemos:

$$m_a \frac{dh_a}{ds} = g_h c p_a T_s - T_a + g_m y_s - y_a h_{ws} - h_a \quad (2.23)$$

El número de Lewis para mezclas diluidas de vapor de agua y aire es:

$$Le = Pr/Sc \approx 0.69/0.61 = 1.13 \quad (2.24)$$

y por esto la razón $g_m/g_h \approx 1.13^{2/3} = 1.08$. Aquí emplearemos la unidad. La Ec. 2.23 entonces se transforma:

$$m_a \frac{dh_a}{ds} = g_m [c p_a T_s - T_a + y_s - y_a h_{ws} - h_a] \quad (2.25)$$

En la que se elige utilizar g_m en lugar de g_h porque q_{evap} es usualmente considerablemente más grande que q_{conv} . Ahora llegamos al paso clave en el análisis, que consiste en afirmar que la

Ec. 2.25 puede ser aproximada como:

$$m_a \frac{dh_a}{ds} \approx g_m h_{as} - h_a \quad (2.26)$$

una manipulación similar para la corriente líquida arroja:

$$m_w \frac{dh_w}{ds} = g_m h_{as} - h_a \quad (2.27)$$

dividiendo la Ec. 2.26 por la Ec. 2.27 se llega a:

$$\frac{dh_a}{dh_w} = \frac{m_w}{m_a} \quad (2.28)$$

Si m_w/m_a es asumido como constante, la Ec. 2.28 puede ser integrada en el fondo de la torre donde $h_a=h_{ai}$ y $h_w=h_{wf}$, resultando:

$$h_a = h_{ai} + \frac{m_w}{m_a} h_w - h_{wf} \quad (2.29)$$

si sustituimos en la Ec.2.29 la definición de entalpía para el agua:

$$h_a = h_{ai} + cp_w \frac{m_w}{m_a} T_w - T_{wf} \quad (2.30)$$

La definición del número de unidades de transferencia es:

$$NTU = \frac{g_m S}{m_L} \quad (2.31)$$

donde

$$S = P_m H \quad (2.32)$$

siendo S el área de contacto. Ahora expresamos la Ec. 2.31 en forma diferencial:

$$dNTU = \frac{g_m dS}{m_L} \quad (2.33)$$

si sustituimos la Ec. 2.33 en la Ec. 2.26 obtenemos:

$$\frac{m_a}{m_w} \frac{dh_a}{dNTU} = h_{as} - h_a \quad (2.34)$$

la cual puede ser integrada usando las Ecs. 2.27 y 2.28:

$$dNTU = \frac{m_a}{m_w} \frac{dh_a}{h_{as} - h_a} = \frac{dh_w}{h_{as} - h_a} \quad (2.35)$$

$$NTU = \int_{h_{wf}}^{h_{wc}} \frac{dh_w}{h_{as} - h_a} = \int_{h_{a2}}^{h_{a1}} \frac{dh_a}{h_{as} - h_a} \quad (2.36)$$

Donde h_a es representada por las Ecs. 2.29 ó 2.30; es decir, la definición de entalpía del aire en función del intervalo de entalpía o de temperatura del agua en la torre de enfriamiento. Nuestra última suposición es que la resistencia a la transferencia de calor del lado del líquido son despreciables; por lo que $T_s = T_w$, lo que permite que la entalpía del aire sea calculada a la temperatura del agua:

$$h_s \text{ } P, T_s = h_s \text{ } P, T_w \quad (2.37)$$

La Ec. 2.36 puede ser integrada numéricamente usando el Método de Chebyshev. Este método de determinar el número de unidades de transferencia fue desarrollado originalmente por Merkel (1926). Es importante tener presente que el método no da el estado del aire de salida; sin embargo, en situaciones encontradas en la práctica, el aire de salida puede considerarse saturado para el propósito del cálculo de su densidad. El método Merkel está basado en la observación de que las isotermas de las fases mezcladas en una carta entalpía-composición son casi horizontales por debajo de 60°C; suponiendo estas isotermas como horizontales es equivalente a la aproximación hecha desde la Ec. 2.25 hasta la 2.26. También puede ser utilizado para intervalos de temperatura grandes o diferentes sistemas, definiendo apropiadamente el estado de los datos de entalpía, es decir, estados que permitan que la horizontal de la mezcla de fases sea casi una horizontal en el rango de temperatura en consideración. Es también posible extender el método de Merkel para incluir una resistencia finita a la transferencia de calor del lado del líquido, pero esta modificación pocas veces es justificada.

2.5 Intercambiadores de calor (enfriadores)

Son los equipos donde las corrientes de proceso (calientes) son enfriadas hasta la temperatura deseada mediante el intercambio de calor con un medio de enfriamiento (comúnmente agua). Es evidente que la Figura 2.1 sólo es un esquema que pretende generalizar una red de enfriamiento, ya que en la parte de la red de enfriadores en realidad se tiene un conjunto de ellos arreglados en serie o en paralelo o una combinación de ambos. Siendo la segunda forma la más común en la industria de hoy en día.

2.5.1 Tipos de intercambiadores

Los intercambiadores de calor se pueden clasificar en muchas formas diferentes. Una forma consiste en basar la clasificación en las direcciones relativas del flujo de los fluidos calientes y frío, dando lugar a términos como flujo paralelo, cuando ambos fluidos se mueven en la misma dirección; flujo encontrado, cuando los fluidos se mueven en paralelo pero en sentido opuesto; y flujo cruzado, cuando las direcciones de flujo son mutuamente perpendiculares. Algunos de los tipos antes mencionados pueden ser consultados en el Manual del Ingeniero Químico (Perry, 1922). En el presente trabajo nos centraremos en intercambiadores de coraza y tubos de un solo paso (un paso por la coraza y un paso por los tubos) completamente a contracorriente.

2.5.1.1 Intercambiadores de coraza y tubo

Los intercambiadores del tipo de coraza y tubos constituyen la parte más importantes de los equipos de transferencia de calor sin combustión en las plantas de procesos químicos (aún cuando se está haciendo cada vez mayor hincapié en otros diseños). En general, el intercambiador coraza y tubo consiste en un haz de tubos colocado dentro de un tubo muy grande llamado coraza y representan la alternativa a la necesidad de una gran transferencia de calor.

Se clasifican según su construcción y según el número recorridos que los fluidos efectúan a través del intercambiador, por ejemplo, cuando al menos uno de los fluidos ya sea el caliente o el frío recorre en más de una ocasión la longitud total de este se llama intercambiador multipasos pero cuando solo se presenta mencionado suceso una sola vez el intercambiador es de un solo paso que es nuestro caso de interés, en ese sentido se les llama intercambiador 1-1 (Figura 2.4).

En este tipo de intercambiador, uno de los fluidos circula por el interior de los tubos, mientras que el otro fluido se ve forzado a circular entre la coraza y la parte exterior de los tubos, normalmente a ellos. Cuando las temperaturas T_c del fluido del lado caliente y T_f del fluido del lado frío son variables de un punto a otro a medida que el calor va pasando del fluido más caliente al más frío, la velocidad de intercambio térmico entre los fluidos también variará a lo largo del intercambiador, porque su valor depende en cada sección, de la diferencia de temperaturas entre los fluidos caliente y frío.

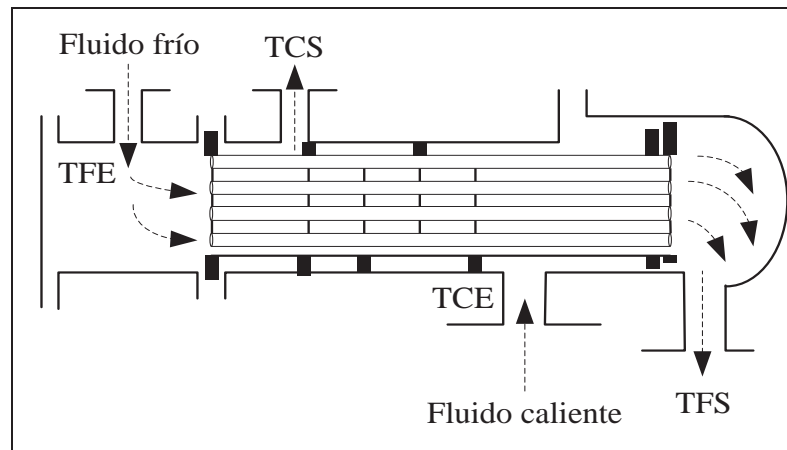


Figura 2.4. Intercambiador de coraza y tubos (1-1).

2.5.2 Balance de energía en un intercambiador de coraza y tubo de flujo paralelo a contracorriente

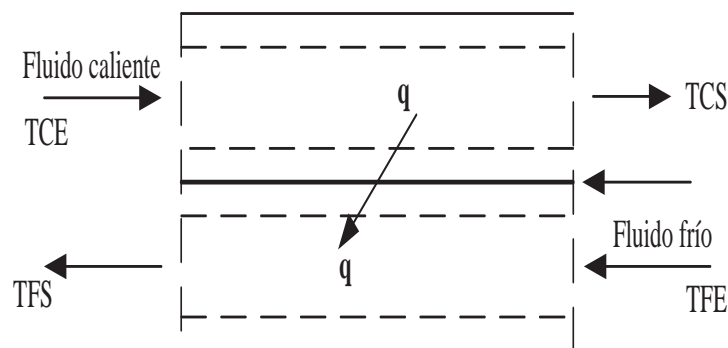


Figura 2.5. Transferencia de calor la pared de un intercambiador.

Es evidente a partir del fenómeno físico (Figura 2.5) que se presenta en este tipo de intercambiador no existe transferencia de masa razón por la cual solo se aborda el transporte de energía.

Para el diseño térmico de un intercambiador de calor se hace un balance de calor entre los fluidos calientes y fríos sobre la superficie de intercambio térmico.

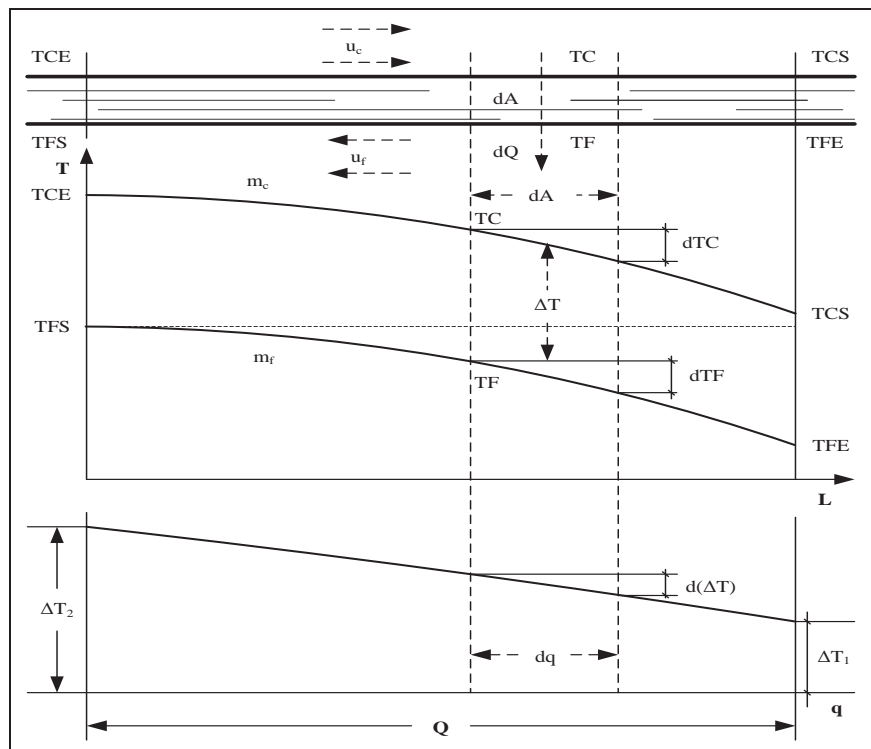


Figura 2.6. Distribución de temperatura en intercambiadores de calor con flujos en contracorriente y de un solo paso por los tubos.

Para determinar la transferencia de calor por unidad de tiempo, y admitiendo que el calor cedido por un fluido es totalmente absorbido por el otro (no hay pérdidas térmicas) se puede hacer el siguiente balance de energía:

$$q = m_c c_p (TCE - TCS) = m_w c_w (TFE - TFS) \quad (2.38)$$

Además si consideramos la ley de enfriamiento de Newton:

$$q = UA\Delta T_{ML} \quad (2.39)$$

Si se toma a ambos lados de la pared un elemento de superficie dA (Figura 2.6), en una misma sección transversal se puede suponer que ambos fluidos toman las temperaturas T_{cp} y T_{wf} en estos elementos diferenciales. Haciendo:

$$\Delta T = TC - TF \quad (2.40)$$

Es evidente que la cantidad de calor que pasará del fluido caliente al fluido frío por unidad de tiempo es:

$$dq = U dA \Delta T = m_{cp} c_{p, cp} TCE - TCS = m_w c_{p, w} TFE - TFS \quad (2.41)$$

Si consideramos que la diferencia de temperaturas del fluido ΔT es función de ΔT_2 y ΔT_1 entonces:

$$\int \frac{d \Delta T}{dq} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{q} = |dq = U dA \Delta T| = \int \frac{d \Delta T}{U dA \Delta T} \quad (2.42)$$

$$\int_{\Delta T_1}^{\Delta T_2} \frac{d \Delta T}{dq} = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{q} \rightarrow q = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (2.43)$$

Comparando la Ec. 2.39 y 2.43 encontramos que ΔT_{ML} es:

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (2.44)$$

siendo:

$$\Delta T_2 = TCE - TFS \quad (2.45)$$

$$\Delta T_1 = TCS - TFE \quad (2.46)$$

2.6 Generalidades de optimización

La optimización es una tarea en la que se fija la minimización de cierto (s) recurso (s) bajo condiciones que físicamente son alcanzables, en la industria de la actualidad grandes esfuerzos

son destinados a la obtención o reajuste de procesos con fines tanto económicos y ambientales; es decir, en búsqueda de diseños óptimos integrales.

2.6.1 Diseño óptimo

Es el diseño el cual satisface todas las condiciones requeridas y su costo es el menor. Para un sistema de enfriamiento con agua las condiciones a satisfacer son:

- Flujo
- Máxima velocidad

El flujo volumétrico a través de un tubo es igual al área transversal por la velocidad; por lo tanto, dos de los tres requerimientos pueden ser satisfechos calculando el diámetro mínimo de tubo para flujo requerido y máxima velocidad (Kohlí, 1969). El ingeniero que diseña sistemas de enfriamiento con un máximo de ganancia considera la operación así como el costo de capital. Además determina el incremento óptimo de temperatura a través de cada enfriador. El equipo de enfriamiento para cualquier proceso debe ser diseñado de tal forma que, para el periodo de inversión de la planta especificado, el fluido de proceso es enfriado al mínimo costo total, de operación, así como de capital para una máxima ganancia. Si esto no se presenta el producto podría ser más caro y por lo tanto su venta es más difícil.

2.6.2 Parámetros que afectan la optimización de un sistema de enfriamiento

Los siguientes parámetros que influyen en el sistema de enfriamiento no son listados bajo ningún orden de importancia, ya que cualquiera puede tener efectos marcados bajo ciertas circunstancias (Wigham, 1971):

- Temperatura de entrada y salida del proceso.
- Materiales de construcción.
- Temperatura ambiente y humedad relativa.
- Altura sobre el nivel del mar.
- Suministro de agua.
- Periodo de recuperación de la inversión de la planta.
- Ganancia esperada a partir del capital invertido.

- Costo de la energía eléctrica.
- Costo de bombeo.
- Valor del impuesto real.

corrientes de proceso para cada etapa y en cada encuentro, así como las temperaturas de entrada en las etapas.

A continuación se describe el modelo MINLP, en el que NC y NE son el conjunto de corrientes calientes de proceso y el número de etapas en la superestructura, respectivamente; asimismo, los subíndices j , k y w se utilizan para representar una corriente de caliente de proceso, una etapa dada y el servicio de enfriamiento, respectivamente.

3.1.1 Balance de energía para cada corriente caliente de proceso

El cambio de entalpía de cada corriente caliente de proceso debe ser igual a la energía térmica que transfiere al medio de enfriamiento en los correspondientes enfriadores de la superestructura.

$$TCE_j - TCS_j FCP_j = \sum_{k \in NE} q_{j,k}, \quad j \in NC \quad (3.1)$$

Este balance no se requiere para el medio de enfriamiento, ya que sería redundante debido a que el modelo incluye los balances de energía en los divisores y mezcladores.

3.1.2 Balance de energía para cada encuentro

Este es necesario para calcular las temperaturas intermedias de las corrientes de proceso y del medio de enfriamiento, además del flujo demandado por cada enfriador de éste último. Para un problema con NC corrientes calientes de proceso, el número de etapas en la superestructura NE debe ser igual a NC . En este caso se tendrán $NE+1$ temperaturas para cada corriente caliente de proceso, por el hecho de que la temperatura de salida de una etapa es igual a la temperatura de entrada de la siguiente etapa. Para el medio de enfriamiento es necesario identificar la temperatura de entrada de cada etapa y la de salida de cada encuentro y cada etapa. Los balances de energía para cada encuentro de la superestructura que permitirán el cálculo de las variables antes mencionadas serían:

$$TCE_{j,k+1} - TCS_{j,k} FCP_j = q_{j,k}, \quad k \in NE, j \in NC \quad (3.2)$$

$$\left[TFS_{j,k} - TFE_k F_{j,k} \right] Cp_w = q_{j,k}, \quad k \in NE, j \in NC \quad (3.3)$$

Es de hacer notar que $F_{j,k}$ es una variable de optimización, mientras que FCP_j es un parámetro especificado.

3.1.3 Balances de masa y energía para mezcladores y divisores en cada etapa

Estos balances son necesarios para determinar el flujo de alimentación del medio de enfriamiento y la temperatura de entrada de éste a cada etapa.

$$\sum_{j \in NC} F_{j,k} + FF_{k+1} = FO_k + \sum_{i \in NC} F_{j,k+1}, \quad k \in NE \quad (3.4)$$

$$\left(\sum_{j \in NC} F_{j,k} \right) TO_k = \sum_{j \in NC} F_{j,k} TFS_{j,k}, \quad k \in NE \quad (3.5)$$

$$\left(\sum_{j \in NC} F_{j,k} \right) TO_k + FF_{k+1} TFE_{k+1} = FO_k TO_k + \sum_{i \in NC} F_{j,k+1} TFE_{k+1}, \quad k \in NE \quad (3.6)$$

Para la primera etapa, la temperatura de entrada del medio de enfriamiento es la de salida del mezclador donde se adiciona el agua de reposición (Figura 3.2), es decir, $TFE_{k=1} = T_{wf}$.

3.1.4 Requerimientos de medio de enfriamiento para la primera etapa

Para la primera etapa es indispensable incluir el siguiente balance de masa para determinar el flujo de medio de enfriamiento, considerando que en esta etapa solamente se utiliza medio de enfriamiento fresco proveniente del mezclador del agua de reposición:

$$FF_k = \sum_{j \in NC} F_{j,k}, \quad k=1 \quad (3.7)$$

3.1.5 Requerimientos de medio de enfriamiento de la red

El flujo del medio de enfriamiento alimentado a la red de enfriadores es igual al flujo de salida del mezclador del agua de reposición con el agua previamente enfriada en la torre de enfriamiento, esta parte se puede observar en la Figura 3.2 presentada en la Sección 3.2 del presente trabajo:

$$m_{wf} = \sum_{k \in NE} FF_k \quad (3.8)$$

3.1.6 Especificación de las temperaturas de entrada y salida en la superestructura

La temperatura de entrada de las corrientes de proceso define el límite máximo y la de salida el límite mínimo de la superestructura. Por otra parte, la temperatura de entrada del medio de enfriamiento corresponde a la temperatura de entrada a la primera etapa, en tanto que las temperaturas de salida están restringidas por un límite máximo para evitar problemas operacionales.

$$TCE_j = TCE_{j,NE+1}, \quad j \in NC \quad (3.9)$$

$$TCS = TCS_{k=1} \quad j \in NC \quad (3.10)$$

$$T_{wf} = TFE_{k=1} \quad (3.11)$$

$$TFS_{j,k} < TFS_{\max}, \quad j \in NC, k \in NE \quad (3.12)$$

3.1.7 Factibilidad de temperaturas

Para asegurar un decrecimiento monótono a través de la superestructura se incluyen las siguientes restricciones, con el propósito de asegurar que las corrientes calientes de proceso liberen energía térmica y el medio de enfriamiento la absorba.

$$TCS_{j,k} \leq TCE_{j,k+1}, \quad k \in NE, j \in NC \quad (3.13)$$

$$TFE_k \leq TFS_{jk}, \quad k \in NE, j \in NC \quad (3.14)$$

$$T_{wf} \leq TFE_k, \quad k \in NE, \forall k > 1 \quad (3.15)$$

$$TFS_{j,k} \leq TFS_{j,k+1}, \quad k \in NE, j \in NC \quad (3.16)$$

3.1.8 Restricciones lógicas

Son usadas para determinar la existencia de un enfriador en el que establece contacto la corriente caliente de proceso j en la etapa k con el medio de enfriamiento. Tales restricciones se representan a continuación:

$$q_{j,k} - \Omega_j z_{j,k} \leq 0, \quad j \in NC, k \in NE \quad (3.17)$$

donde Ω_j es un límite máximo igual al calor total de la corriente de proceso j . La Ec. 3.17 determinará la existencia de un enfriador, en el sentido de que se delimita a que la máxima energía transferida en un enfriador $q_{j,k}$ debe ser menor o igual al calor presente en la corriente de proceso. Por ejemplo, si el enfriador existe, z es igual a 1 y como Ω_j siempre será mayor o igual que $q_{j,k}$ la Ec. 3.17 se cumple; de lo contrario, es decir, cuando z es igual a cero, del lado izquierdo sólo queda $q_{j,k}$ que es un número positivo; por lo tanto, la Ec. 3.17 no se cumple.

3.1.9 Restricciones para la diferencia de temperaturas

Ya que el área requerida para cada encuentro está presente en la función objetivo, es necesario calcular las diferencias de temperaturas. El modelo utiliza un par de variables para las diferencias de temperaturas en el extremo frío y caliente para cada encuentro. Las variables binarias son necesarias para asegurar que las diferencias de temperaturas sean más altas que un valor dado de ΔT_{min} cuando existe un encuentro:

$$dtcal_{j,k} \leq TCE_{k+1} - TFS_{j,k} + \Gamma_j (1 - z_{j,k}), \quad k \in NE, j \in NC \quad (3.18)$$

$$dtfri_{j,k} \leq TCS_k - TFE_k + \Gamma_j (1 - z_{j,k}), \quad k \in NE, j \in NC \quad (3.19)$$

$$dtcal_{j,k} \geq \Delta T_{min}, \quad k \in NE, j \in NC \quad (3.20)$$

$$dtfri_{j,k} \geq \Delta T_{min}, \quad k \in NE, j \in NC \quad (3.21)$$

donde Γ_j es un límite máximo para las diferencias de temperaturas de la corriente de proceso j . El valor de Γ_j es proporcionado por la siguiente expresión,

$$\Gamma_j = \max \{0, TCE_j - T_{wf}, -TCS_j - T_{wf}, TCE_i - TFS_{max}, TCS_j - TFS_{max}\} \quad (3.22)$$

Las Ecs. 3.18 y 3.19 son escritas como desigualdades porque el costo de los enfriadores disminuye con la diferencia de temperatura. El uso de variables binarias permite la factibilidad. Si un encuentro no existe, el parámetro Γ_j asegura que las Restricciones 3.18 y 3.19 se apliquen, calculándose así las diferencias de temperaturas tanto del lado frío como del caliente. Cuando un intercambiador para la corriente j existe en la etapa k , la variable $z_{j,k}$ es igual a uno y la restricción se aplica; y cuando $z_{j,k}$ es igual cero como se puede analizar entonces la restricción no se cumple.

3.2 Formulación del modelo para la torre de enfriamiento

Este modelo de optimización incluirá a la bomba y a los ventiladores. Para desarrollar el modelo se tomará como base la Figura 3.2, en la cual se observa la presencia de un divisor, un mezclador y la bomba. La presencia de los dos primeros dispositivos se da debido a que en una torre de enfriamiento se presentan fenómenos como evaporación de agua debido al contacto con el aire; además, agua es arrastrado por el aire, ya que ésta es atomizada y se originan gotas muy pequeñas que son arrastradas por el aire de salida. También es necesario tener presente que, para evitar que se eleve a niveles no deseados la concentración de sales en el agua de enfriamiento, una práctica común es la purga del líquido. Debido a lo anterior se hace necesario suministrar agua de reposición (fresca) al sistema, a fin de mantener el flujo del agua de enfriamiento que llega a la red de enfriamiento constante. Todo esto hace necesario un balance de materia y de energía en la torre para conocer las variables antes mencionadas con base en la Figura 3.2.

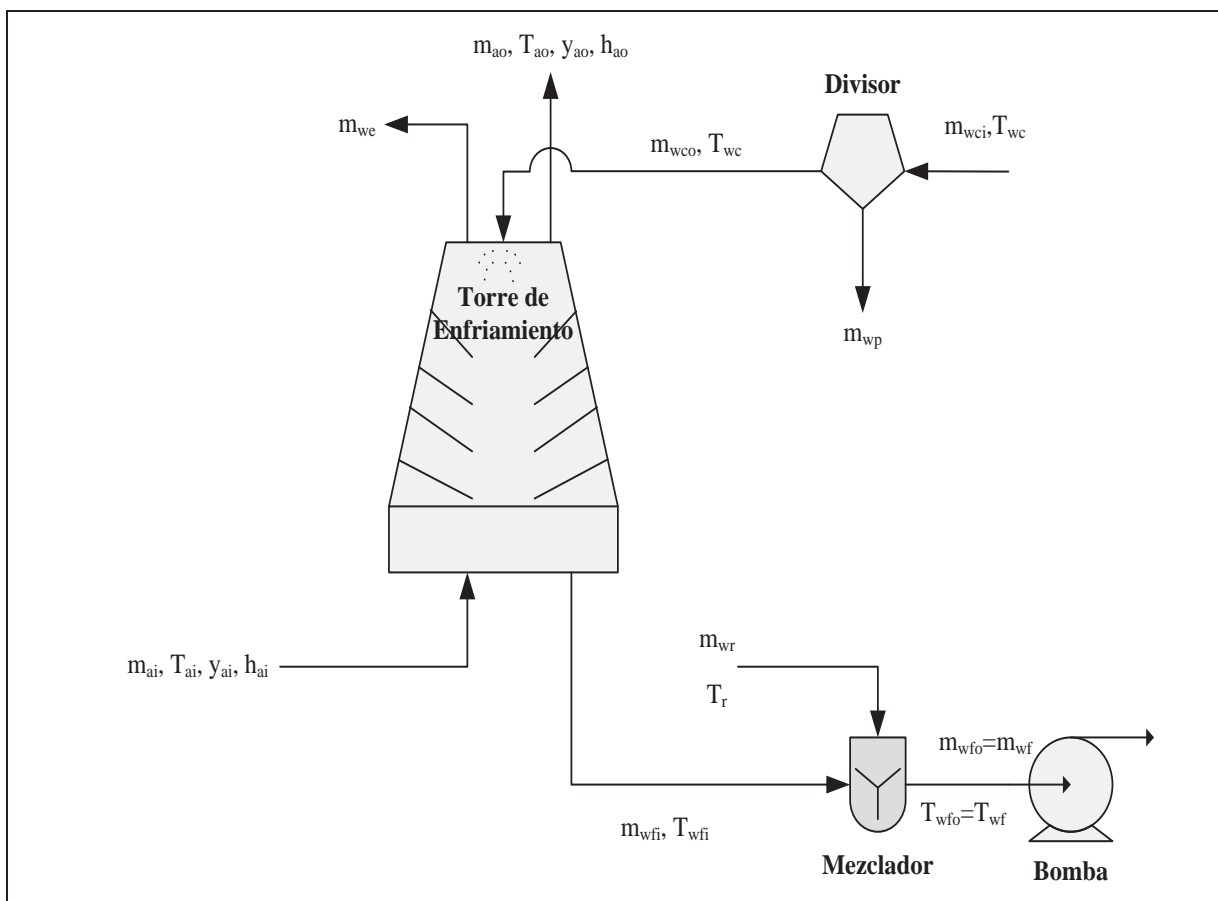


Figura 3.2. Representación de las pérdidas de agua en una torre de enfriamiento.

3.2.1 Altura de la torre

Como se mencionó en el Capítulo 2, la teoría de los procesos de transferencia de masa y calor en una torre de enfriamiento que ha merecido una aceptación más generalizada es la que desarrolló Merkel (Merkel, 1926). Este análisis se basa en la diferencia de potencial de entalpía como fuerza impulsora. Se supone que cada partícula de agua está rodeada por una película de aire y que la diferencia de entalpía entre la misma y el aire circundante proporciona la fuerza impulsora para el proceso de enfriamiento. La ecuación de Merkel se expresa en forma integrada de la manera siguiente (Kloppers and Kröger, 2005a; 2005b):

$$\frac{KaV}{L} = \int_{T_{wc}}^{T_{wfc}} \frac{c_{pw}dT}{h_{as} - h_a} \quad (3.22)$$

donde K = coeficiente de transferencia de masa; a = área de contacto de la torre; V = volumen de enfriamiento activo; L = velocidad másica del agua; h_{as} = entalpía del aire saturado a la temperatura del agua; h_a = entalpía de la corriente de aire; T_{wc} y T_{wfc} = temperaturas del agua en la entrada y de salida de la torre. El lado derecho de la Ec. 3.23 se expresa por completo en términos de las propiedades del aire y del agua, debido a que es independiente de las dimensiones de la torre.

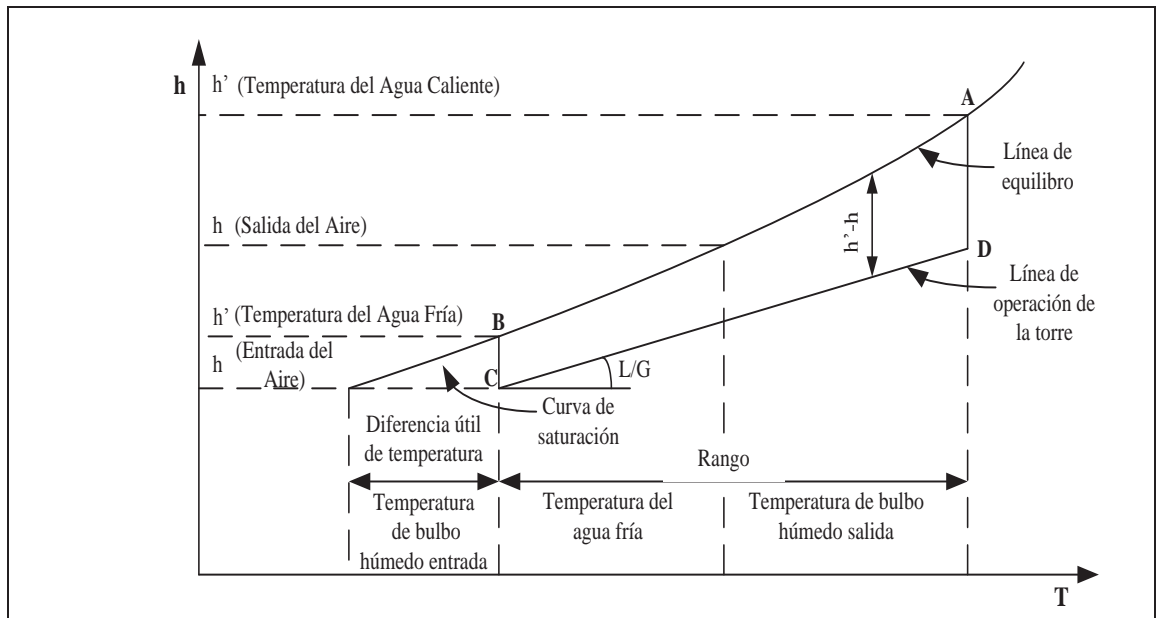


Figura 3.3. Balance de energía de un proceso de torre de enfriamiento (Marley Co.)

En la Figura 3.3 se ilustran las relaciones del agua y del aire, así como de la fuerza impulsora que existe en una torre a contra-corriente, en donde el aire fluye en una dirección opuesta al flujo de agua. La comprensión de este diagrama constituye una base importante para entender los fenómenos de transporte que suceden en la torre de enfriamiento.

La línea de operación está representada por la línea CD y se especifica por medio de las temperaturas del agua en la entrada y en la salida. El equilibrio de fases de la torre se presenta por la curva AB. La línea de operación principia en C, verticalmente por debajo de B, y en un punto que tiene una entalpía correspondiente a la temperatura de entrada de bulbo húmedo. La línea vertical BC representa la fuerza impulsora inicial ($h' - h$). Para enfriar el agua un 1°F , la entalpía por libra de aire aumenta 1 Btu multiplicada por la razón de libras de agua por libra de aire. La relación líquido/gas, m_w/m_a , es la pendiente de la línea de operación. El aire que sale de la torre se representa por medio del punto D y el intervalo de enfriamiento es la longitud proyectada de la línea CD sobre la escala de temperaturas. La diferencia útil de temperaturas en la torre de enfriamiento se ilustra en el diagrama, como la diferencia entre la temperatura del agua fría que sale de la torre y la temperatura de bulbo húmedo del ambiente. Las coordenadas se refieren directamente a la temperatura y la entalpía de cualquier punto en la línea de operación; no obstante, para el aire la referencia se hace tan sólo a la entalpía de un punto. La temperatura de bulbo húmedo correspondiente a cualquier punto de CD se encuentra proyectando dicho punto en sentido horizontal a la curva de saturación y luego en sentido vertical a la coordenada de temperaturas. La integral se representa por medio del área ABCD de este diagrama, y dicho valor se conoce como la característica de la torre o número de unidades de transferencia (NTU), que varía con la razón L/G. Por ejemplo, un incremento en la temperatura de bulbo húmedo de entrada mueve el origen C en sentido ascendente, y la línea CD se desplaza a la derecha para mantener un valor constante de KaV/L . Si el rango de enfriamiento aumenta, la línea CD se alarga. A una temperatura de bulbo húmedo constante, el equilibrio se establece recorriendo la línea a la derecha a fin de mantener constante el valor de KaV/L . Por otro lado, cualquier cambio en la razón L/G hace que varíe la pendiente de CD, y la torre alcanza el equilibrio con un nuevo valor de KaV/L (Manual del Ingeniero Químico, 1992).

Para predecir el rendimiento de la torre es necesario conocer el número de unidades de transferencia requeridas para condiciones específicas tanto de ambiente como de agua.

La integración numérica de la Ec. 3.23 permite determinar el número de unidades de transferencia en la torre. Para esto se emplea el método de cuatro puntos de Chebyshev, de modo tal que la integral se representa como (Mohiuddin and Kant, 1996):

$$NTU = 0.25c_{pw} \frac{T_{wc} - T_{wfi}}{T_{wc} - T_{wfi}} \sum_{n=1}^4 I_n \quad (3.24)$$

donde I_n son los integrandos de Chebyshev, los cuales se determinan como sigue:

$$I_n = \frac{1}{h_{as,n} - h_{a,n}} \quad (3.25)$$

Para el cálculo de $h_{as,n}$ se recurre a la siguiente ecuación, la cual se obtiene considerando que el gas húmedo es una mezcla representada por la ley de los gases ideales:

$$h_{as,n} = 1.004T_{w,n} + 0.62198 \frac{1.8825T_{w,n} + 2501}{\left(\frac{Pv_{I,n}}{P_T - Pv_{I,n}} \right)} \quad (3.26)$$

Por otro lado, $h_{a,n}$ es obtenida a partir de la Ec. 2.27 como sigue:

$$h_{a,n} = h_{ai} + cp_w \left(\frac{m_w}{m_a} \right) T_{w,n} - T_{wfi} \quad (3.27)$$

En las Ecs. 3.26 y 3.27 aparecen incógnitas como h_{ai} , $T_{w,n}$ y $Pv_{I,n}$. Las dos últimas cantidades son estimadas a partir de las siguientes expresiones:

$$Pv_{I,n} = \left(\frac{1}{101325} \right) \exp \beta \quad (3.28)$$

donde

$$\beta = \exp \left[\frac{-5800.2206}{T_{w,n}} + 1.3915 - 0.0486 T_{w,n} + 0.4176 \times 10^{-4} T_{w,n}^2 - 0.1445 \times 10^{-7} T_{w,n}^3 + 6.5460 \log T_{w,n} \right]$$

$$T_{w,n} = T_{wfi} + Cch_n T_{wc} - T_{wfi} \quad (3.29)$$

Finalmente, h_{ai} se determina utilizando las Ecs. 3.26 y 3.28 a la temperatura de bulbo húmedo del aire de entrada, con lo que resulta:

$$h_{asi} = 1.004T_{WB} + 0.62198 \left(1.8825T_{WB} + 2501 \left(\frac{Pv_i}{P_T - Pv_i} \right) \right) \quad (3.30)$$

$$Pv_i = \left(\frac{1}{101325} \right) \exp \beta \quad (3.31)$$

donde

$$\beta = \exp \left[\frac{-5800.2206}{T_{WB}} + 1.3915 - 0.0486 T_{WB} + 0.4176 \times 10^{-4} T_{WB}^2 - 0.1445 \times 10^{-7} T_{WB}^3 + 6.5460 \log T_{WB} \right]$$

Para la Ec. 3.29 se tiene que el término Cch_n , conocido como constantes de los puntos de Chebyshev, es igual a:

$$Cch_1 = 0.1; Cch_2 = 0.4; Cch_3 = 0.6; Cch_4 = 0.9 \quad (3.32)$$

Una vez determinado el número de unidades de transferencia se recurre a la siguiente ecuación característica (Kroger y col., 2005), que permitirá calcular tanto la altura del empaque de la torre como su área de flujo,

$$NTU m_w^{0.568230} T_{wc}^{0.178670} S^{0.07317} = 1.930306 m_w^{0.6414} H^{0.647623} \quad (3.33)$$

3.2.2 Balance global de materia

$$m_{wc} + m_{wr} + m_{ai} = m_{wf} + m_{wb} + m_{we} + m_{wd} + m_{ao} \quad (3.34)$$

Dado que

$$m_{wr} = m_{wb} + m_{we} + m_{wd} \quad (3.35)$$

La Ec. 3.34 se transforma en:

$$m_{wc} + m_{ai} = m_{wf} + m_{ao} \quad (3.36)$$

3.2.3 Balance de agua

$$m_{wc} + y_{ai}m_{ai} = m_{wfi} + y_{ao}m_{ao} \quad (3.37)$$

$$m_{ai} = m_{ao} = m_a \quad (3.38)$$

$$m_{wc} - m_{wfi} = m_a (y_{ao} - y_{ai}) \quad ; \quad y_{ao} = y_o ; y_{ai} = y_i \quad (3.39)$$

$$m_{wc} - m_{wfi} = m_{we} \quad (3.40)$$

$$m_{we} = m_a (y_o - y_i) \quad (3.41)$$

Cálculo de y_i y y_o se efectúa a través de las siguientes correlaciones (Foust y col., 1979):

$$y_i = y_{WBi} \left[rhk \left(\frac{1}{clv_{WBi}} \right) T_{ai} - T_{WBi} \right] \quad (3.42)$$

$$y_{WBi} = \frac{x_{WBi}}{1 - x_{WBi}} \quad (3.43)$$

$$x_{WBi} = \frac{P_{v_{WBi}}}{P_T} \quad (3.44)$$

donde $rhk = 28.61 \text{ J/mol}^\circ\text{C}$ y $clv_{WBi} = 44603.08 \text{ J/mol}$.

La presión de vapor necesaria en este caso es determinada mediante la Ec. 3.28, sólo que reemplazando $T_{w,n}$ por T_{WBi} . En cuanto a y_o , es importante señalar que el método de Merkel supone que el aire de salida está saturado; por lo tanto, la presión de vapor es igual a la presión de saturación. Cuando se aplica la ley de Raoult para representar el equilibrio entre fases, se llega a:

$$P_{v_{ao}} = y_o P_T \quad (3.45)$$

Existe una relación entre la fracción mol, x_a , y la humedad absoluta, Y , puesto que la concentración del vapor de agua en la fase gaseosa se expresa en función de la humedad absoluta, que se define como los kilogramos de vapor de agua/kilogramos de aire seco. Al hacer este

cambio en la expresión y escribir la presión de vapor como función de la temperatura, se obtiene el siguiente resultado:

$$P_{v_{ao}} = \frac{Y/M_w}{Y/M_w + Y/M_a} \quad (3.46)$$

Al despejar la humedad absoluta, Y , se obtiene la humedad en el equilibrio o humedad de saturación, y_s , la cual es igual a y_o :

$$y_o = \frac{M_w}{M_a} \left(\frac{P_{v_{ao}}}{P_T - P_{v_{ao}}} \right) \quad (3.47)$$

Se emplea, de nuevo, la Ec. 3.28 para el cálculo de $P_{v_{ao}}$, pero ahora utilizando T_{ao} . Esta última se determina de la Ec. 3.26, una vez reemplazados los valores pertinentes de temperatura y presión de vapor (T_{ao} y $P_{v_{ao}}$); ahora surge una nueva incógnita, h_{ao} , por lo que se recurre a la Ec. 3.27, la cual se modifica bajo la misma premisa empleada en los casos anteriores. A continuación se presentan como quedarían las dos últimas ecuaciones mencionadas, una vez efectuados los cambios arriba descritos.

$$h_{ao} = 1.004T_{ao} + 0.62198 \left(1.8825T_{ao} + 2501 \left(\frac{P_{v_{ao}}}{P_T - P_{v_{ao}}} \right) \right) \quad (3.48)$$

$$h_{ao} = h_o + c_{p_w} \left(\frac{m_w}{m_a} \right) T_{wc} - T_{wfi} \quad (3.49)$$

3.2.4 Potencia del ventilador

La potencia del ventilador es una importante variable de diseño de torres de enfriamiento, debido a que es el principal costo de operación de éstas. Para determinar esta variable se utiliza la heurística propuesta por Leeper (1981), teniendo el cuidado de incorporar los factores de conversión apropiados para obtener la potencia en las unidades usadas en el presente trabajo (kW). Las densidades que se obtienen a partir de las Ecs. 3.51, 3.52 y 3.53 tienen unidades de lb/ft^3 , situación considerada para llegar a la Ec. 3.50 y que las unidades de potencia sean las deseadas:

$$P_v = 0.012318832m_a \left(\frac{1 + y_i}{\rho_{m,T_{ai}}} \right) \quad (3.50)$$

$$\rho_m = \frac{1 + y_i \rho_{w,T_{ai}} \times \rho_{a,T_{ai}}}{\rho_{w,T_{ai}} \times \rho_{a,T_{ai}}} \quad (3.51)$$

$$\rho_{w,T_{ai}} = \frac{26.625}{y_i \left[5/9T_{ai} + 32 + 460 \right]} \quad (3.52)$$

$$\rho_{a,T_{ai}} = \frac{42.6439}{5/9T_{ai} + 460} \quad (3.53)$$

3.2.5 Balance de materia en el divisor

$$m_{wci} = m_{wco} + m_{wb} \quad (3.54)$$

3.2.6 Balance de materia y energía en el mezclador

Es necesario determinar la temperatura del agua que entrará a la red de enfriadores, así como el flujo de agua de reposición:

$$m_{wfi} + m_{wr} = m_{wfi} \quad (3.55)$$

$$m_{wfi}T_{wfi} + m_{wr}T_{wr} = m_{wfi}T_{wfi} \quad (3.56)$$

Siendo T_{wfi} la temperatura del agua que retorna a la red de enfriadores, es decir, la temperatura de entrada del medio de enfriamiento. Partiendo del comentario sobre las pérdidas de agua en una torre de enfriamiento, entonces el agua de reposición matemáticamente es igual a:

$$m_{wr} = m_{wb} + m_{we} + m_{wd} \quad (3.35)$$

Hasta aquí se ha definido matemáticamente a m_{we} , en tanto que las otras dos cantidades se calculan a continuación:

$$m_{wd} = \frac{m_{wr}}{n_{ciclos}} - m_{wb} \quad (3.57)$$

donde n_{ciclos} es el número de ciclos de concentración requeridos para impedir la depositación de sólidos en los equipos. Los ciclos de concentración son definidos como la razón de la concentración de sólidos en el agua de circulación y la concentración de sólidos en el agua de reposición. Normalmente un valor promedio se encuentra en el rango de 2 a 4 a ciclos (Li y Priddy, 1985). En cuanto a la pérdida de agua por arrastre, un buen estimado es el 0.2 por ciento del agua que entra a la torre (Li y Priddy, 1985), es decir,

$$m_{wd} = 0.002m_{wco} \quad (3.58)$$

Combinado las Ecs. 3.57, 3.58 y 3.59 se obtiene la siguiente expresión para el cálculo del agua de reposición:

$$m_{wr} = \frac{n_{ciclos} m_{we}}{n_{ciclos} - 1} \quad (3.59)$$

3.2.7 Potencia de la bomba

La potencia de la bomba (en kW) es calculada usando la siguiente correlación empírica propuesta por Leeper (1981):

$$P_p = 0.74570 \left(\frac{7929.515 m_{wf} 3.048H + 10}{1.98 \times 10^6 \eta} \right) \quad (3.60)$$

Una eficiencia recomendada es de 0.7. Con lo que la potencia de la bomba es función de la altura del empaque de la torre y del flujo del agua de enfriamiento.

3.2.8 Restricciones de diseño

Los estándares de diseño de torres de enfriamiento (Mohiuddin y Kant, 1996) y la correcta aplicación de las correlaciones de transferencia de masa requieren que el flujo de agua que entra a la torre debe estar en el siguiente intervalo en relación al flujo de aire de entrada y del área de flujo de la misma.

$$m_w \geq 0.5m_a \quad (3.61)$$

$$m_w \leq 1.5m_a \quad (3.62)$$

$$m_w \geq 2.71S \quad (3.63)$$

$$m_w \leq 3.331S \quad (3.64)$$

El intervalo para la altura de la torre es fijada por las correlaciones de Leeper (1981) utilizadas en el modelo:

$$9.2 \leq H \leq 0.5 \text{ m} \quad (3.65)$$

Las siguientes restricciones se deben cumplir para tener un decrecimiento monótonico de temperatura en la dirección del flujo de agua dentro de la torre de enfriamiento, como se ilustra en la Figura 3.4.

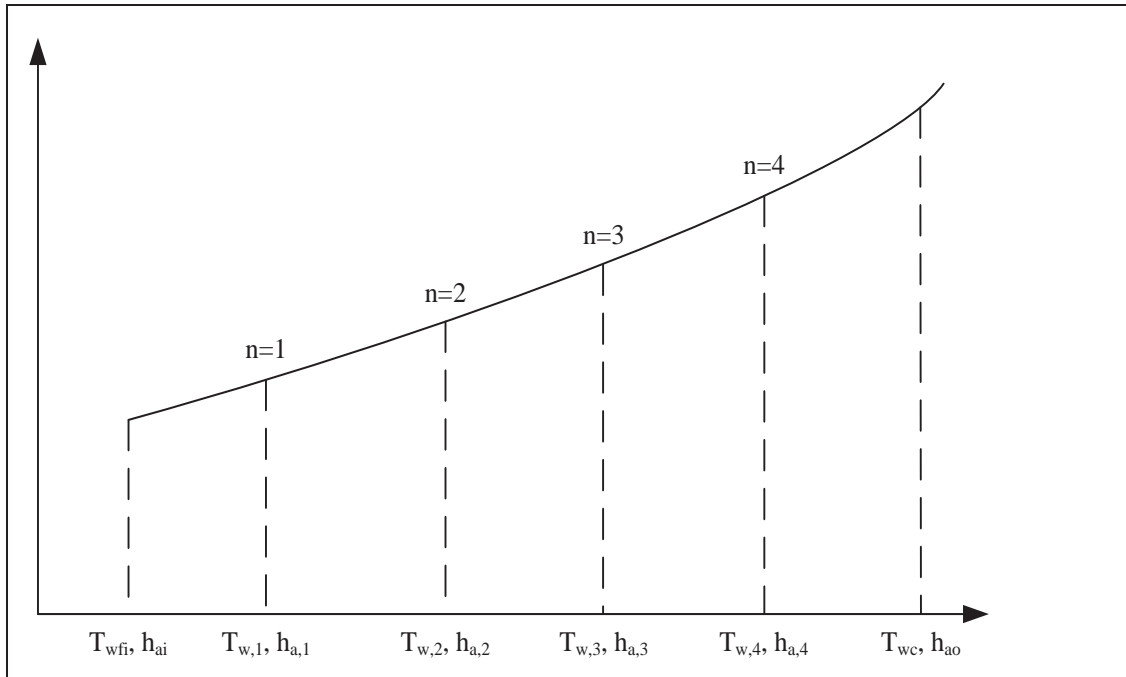


Figura 3.4. Perfil de temperatura en la torre de enfriamiento (Merkel, 1926)

$$T_{wc} \geq T_{w,n} \quad n = 4 \quad (3.66)$$

$$T_{w,n} \geq T_{w,n-1} \quad n = 3, 2 \quad (3.67)$$

$$T_{w,n} \geq T_{wfi} \quad n = 1 \quad (3.68)$$

Además es importante especificar que la entalpía en la línea de operación debe ser menor a la entalpía del aire saturado en cada intervalo de temperatura de agua, a fin de asegurar una fuerza impulsora positiva:

$$h_{as,n} \geq h_{a,n} \quad n = 1, 2, 3, 4 \quad (3.69)$$

Finalmente, se establecen tres restricciones lógicas que especifican el valor máximo de la temperatura del aire de salida, el valor mínimo de la temperatura del agua a la salida de la torre y del agua a la entrada a la red de enfriadores (T_{wf}).

$$T_{ao} \leq T_{wc} - e_1 \quad (3.70)$$

$$T_{wf} \leq TCS_j - \Delta T_{\min} \quad TCS_j \text{ corresponde a la menor temperatura de salida} \quad (3.71)$$

$$T_{wfi} \geq T_{WB} + e_2 \quad (3.72)$$

Con la Ecuación 3.72 se asegura que el agua de enfriamiento contará con la capacidad energética para procesar a las corrientes calientes de proceso, en tanto que la Ecuación 3.71 indica que la temperatura del aire de salida debe ser menor que la temperatura del agua de entrada menos una constante (e_1). Es evidente que la Ec. 3.73 especifica el valor mínimo de la aproximación en la torre. Las constantes e_1 y e_2 se fijan dependiendo del conocimiento del problema a resolver.

3.3 Función objetivo del sistema

La función objetivo es tomada como el costo total anual dado por el costo de capital anualizado y el costo de operación de los intercambiadores, de la torre de enfriamiento y de la bomba. La aproximación de Chen (1987) es usada para calcular la diferencia media logarítmica. La función de objetivo se expresa como:

$$\min \sum_{j \in HP} \sum_{k \in ST} CF_j z_{jk} + \sum_{j \in HP} \sum_{k \in ST} C_j \left\{ \frac{q_{jk}}{U \left[dtcal_{jk} \quad dtfri_{jk} \left(\frac{dtcal_{jk} + dtfri_{jk}}{2} \right) \right]^{1/3}} + \delta \right\}^{\beta} \quad (3.73)$$

+CCU $H_y m_{wr}$ + C1 H S + C2 + $H_y P_v$ C3 + $H_y P_p$ C3 + UF BC_p MF

donde δ es un parámetro pequeño (por ejemplo 1×10^{-06}) que se emplea para evitar singularidades durante el proceso de búsqueda y CCU es el costo del medio de enfriamiento, UF es un índice de actualización del costo de capital de la bomba calculado de acuerdo al método modular de Guthrie (1969). Este método se utilizó debido a que permite estimar el costo de la bomba en función solamente del flujo del servicio de enfriamiento que se introduce a la red. El índice UF es dado por:

$$UF = \frac{\text{Índice de costo actual}}{\text{Índice de costo base}} \quad (3.74)$$

El índice de costo actual es publicado anualmente por la revista *Chemical Engineering*, en tanto que el índice de costo base que se toma es el publicado por Guthrie (1968). Por otra parte:

$$BC_p = Co \left(\frac{M}{Mo} \right)^\alpha \quad (3.75)$$

y

$$M = 275.749 m_{wf} \quad (3.76)$$

Para la Ec. 3.77 se tiene los siguientes valores dependiendo del valor de M :

Tabla 3.1. Costo Base para Bombas Centrífugas (Guthrie 1969)

C_o ($\$10^3$)	M_o	Intervalo (M)	α
0.39	10	$10-2 \times 10^3$	0.17
0.65	2×10^3	$2 \times 10^3-2 \times 10^4$	0.36
1.5	2×10^4	$2 \times 10^4-2 \times 10^5$	0.64

MF es un factor modular que indica cuantas veces es mayor el costo del equipo que el costo base y su valor depende débilmente de BC_p ; por tal razón, el uso de un valor de 2.95 para

MF es aceptable, lo que significa que el costo del equipo es casi tres veces mayor que el costo base.

Es necesario mencionar que la función objetivo se conforma por funciones de costos de diferentes autores para los componentes del sistema de enfriamiento, debido a que hasta ahora se ha abordado en forma separada el estudio de dichos componentes. La función de costo de capital de las torres de enfriamiento fue propuesta por (Kintner-Meyer y Emery, 1995), mientras que la función de costo de capital de los enfriadores es la forma clásica utilizada en el estudio de redes de intercambio de calor. En el caso del costo de capital de los enfriadores, cuando el parámetro β es considerado igual a uno se supone que el costo de instalación se incrementa en forma directamente proporcional con su área. Sin embargo, en la práctica no se presenta tal dependencia, por lo que se recomienda un valor entre 0.6 - 0.8 para el exponente β , a fin de representar las economías de escala. Conviene hacer notar que el algoritmo desarrollado funciona adecuadamente para diferentes valores de los parámetros de las funciones de costo o bien con funciones objetivos distintas a la propuesta.

3.4 Estrategia de solución

Los dos modelos antes descritos fueron unidos resultando un problema mixto entero no lineal del que la función objetivo es la Ec. 3.73 permitiendo así el diseño y la optimización de la red de enfriamiento en forma global (considerando las interacciones entre los componentes). Un esquema para tres corrientes de proceso se plasma en la Figura 3.5, que es gráficamente la superestructura del problema completo representado por la combinación de ambas formulaciones.

Las variables que tienen en común las dos formulaciones y que son las que permiten su enlace son la temperatura del agua a la salida del mezclador, T_{wf} , que es la temperatura de entrada a la red de enfriadores (T_{FE_1}); la temperatura a la salida de la red de enfriadores $T_{FS_{NE+1}}$ siendo la misma que la temperatura del agua caliente, T_{wc} , mencionada en el modelo de la torre de enfriamiento, y por último el flujo másico de agua, m_w , el cual es constante en toda la red de enfriamiento.

Como se observa en la función objetivo, es indudable que el costo del medio de enfriamiento depende únicamente del consumo del agua de reposición m_{wr} .

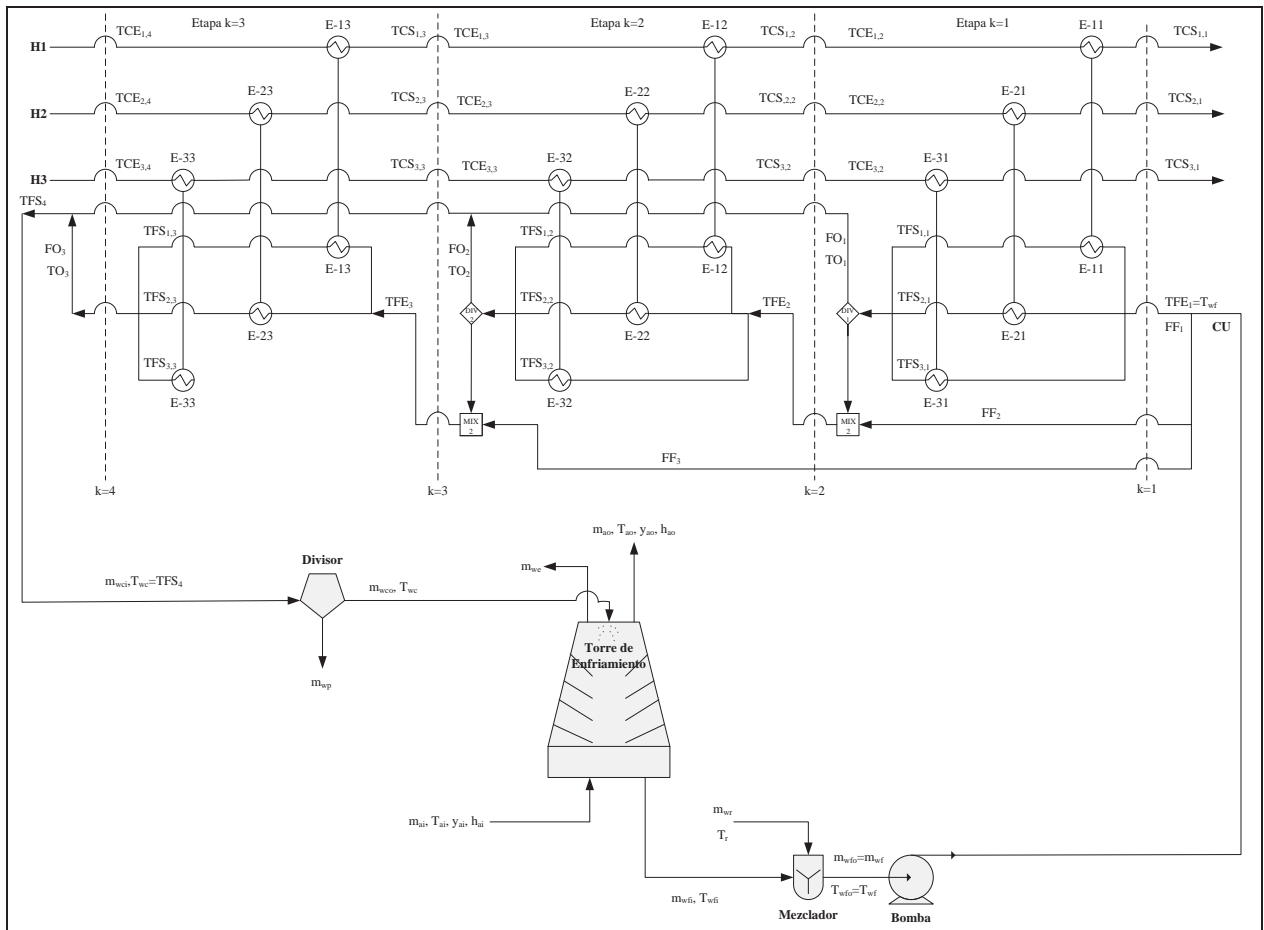


Figura 3.5. Esquema general de red de enfriamiento para tres corrientes de proceso

El resolutor empleado es *DICOPT++* (Grossmann, 1990) código implementado en *GAMS* (Brooke y col., 1988).

DICOPT++ (Discrete and Continuous OPTimizer) es un programa para resolver problemas mixtos enteros no lineales (MINLP) que involucren variables binarias o enteras y variables continuas lineales y no lineales. El programa está basado en la extensión del algoritmo de aproximación externa para la igualdad de la estrategia de relajación. El MINLP es resuelto por *DICOPT* como una serie de problemas NLP y MIP (problema no lineal y problema mixto entero, respectivamente). Estos subproblemas pueden ser resueltos con cualquiera de los resolutores existentes en *GAMS* para esta clase de problemas cuando no se especifica algún resolutor *DICOPT* automáticamente elige uno. Aunque el algoritmo está provisto para manejar convexidades no necesariamente se obtiene el óptimo global. Los modelos que resuelve tienen la forma:

$$\begin{aligned}
& \min \text{ o } \max f(x, y) \\
& \text{sujeta a } g(x, y) \leq b \\
& \ell_x \leq x \leq u_x \\
& y \in [\ell_y], \dots, [u_y]
\end{aligned} \tag{3.77}$$

donde x son las variables continuas y y las variables discretas. El símbolo \leq es usado para denotar un vector de operadores operacionales $\leq, =, \geq$. Las restricciones pueden ser lineales o no lineales. Los límites ℓ y u de las variables son manejados directamente. $\lceil x \rceil$ indica el entero más pequeño, mayor o igual a x . Similarmente $\lfloor x \rfloor$ indica el entero más grande, menor o igual a x . Las variables discretas pueden ser enteras o binarias. El algoritmo de está basado en dos principales ideas:

1. Aproximación externa
2. Relajación de la igualdad
3. Penalidad aumentada

La primera se refiere al hecho de que la superficie descrita por una función convexa permanece sobre la tangente hiper-plana de cualquier punto interior de la superficie (en 1 dimensión el resultado geométrico análogo es que la tangente para una función convexa está en un punto interior por debajo de la curva). En el algoritmo las aproximaciones externas son alcanzadas generando linealizaciones en cada iteración y acumulando estas en orden para proporcionar sucesivamente mejores aproximaciones lineales de la función lineal convexa que subestima (minimiza) a la función objetivo y sobreestima (maximiza) a la región factible.

La segunda está basa en el siguiente resultado a partir de un programa no lineal. Suponer que el MINLP es formulado en la forma:

$$\begin{aligned}
& \text{minimizar o maximizar } f(x) + c^T y \\
& \text{sujeto a } Gx + Hy \leq b \\
& \ell \leq x \leq u \\
& y \in \{0, 1\}
\end{aligned} \tag{3.78}$$

Por ejemplo las variables discretas son variables binarias y aparecen linealmente en el modelo.

Si reordenamos las ecuaciones en igualdades y desigualdades, y convertimos el problema en un problema de minimización, podemos escribir:

$$\begin{aligned}
 &\text{minimizar o maximizar } f^T x + c^T y \\
 &\text{sujeto a } Ay + h^T x = 0 \\
 &\quad By + g^T x \leq 0 \\
 &\quad \ell \leq x \leq u \\
 &\quad y \in \{0,1\}
 \end{aligned} \tag{3.79}$$

Suponer que $y^{(0)}$ es un vector binario fijado y $x^{(0)}$ es la solución del subproblema NLP correspondiente:

$$\begin{aligned}
 &\text{minimizar o maximizar } f^T x + c^T y^{(0)} \\
 &\text{sujeto a } Ay^{(0)} + h^T x = 0 \\
 &\quad By^{(0)} + g^T x \leq 0 \\
 &\quad \ell \leq x \leq u
 \end{aligned} \tag{3.80}$$

Ahora suponemos que:

$$\begin{aligned}
 T^{(0)} &= \text{diag } t_{i,i} \\
 t_{i,i} &= \text{sign } \lambda_i
 \end{aligned} \tag{3.81}$$

Donde λ_i es el multiplicador de Lagrange de la restricción de igualdad i .

Si f es pseudo-convexo, h es cuasi-convexo y g es cuasi-convexo, entonces $x^{(0)}$ es además la solución del siguiente NLP:

$$\begin{aligned}
 &\text{minimizar o maximizar } f^T x + c^T y^{(0)} \\
 &\text{sujeto a } T^{(0)} Ay^{(0)} + h^T x \leq 0 \\
 &\quad By^{(0)} + g^T x \leq 0 \\
 &\quad \ell \leq x \leq u
 \end{aligned} \tag{3.82}$$

En términos coloquiales, bajo ciertas suposiciones concernientes a la convexidad de las funciones no lineales, las restricciones de igualdad pueden ser relajadas a restricciones de desigualdad. Esta propiedad es usada en MIP para acumular aproximaciones lineales.

Penalidad aumentada, se refiere a la introducción de variables slack (positivas) de las restricciones de desigualdad descritas y la modificación de la función objetivo cuando suposiciones relacionadas a la convexidad no se mantienen.

El algoritmo inicia resolviendo el NLP en el cual las condiciones 0-1 sobre las variables binarias son relajadas. Si la solución para este problema permite una solución integral la búsqueda termina. Si no continua con una secuencia alterna de NLP llamados subproblemas y con MINLP llamados *problemas master*. Los primeros son resueltos para 0-1 variables fijas que son preestimadas por el MIP *master* en cada iteración. Para el caso de problemas convexos, el *problema master* también proporciona un límite inferior en la función objetivo. Tal límite (en el caso de minimización) incrementa monóticamente con las iteraciones debido a la acumulación de aproximaciones lineales. Note que para el caso de maximización este límite es un límite superior. El límite puede usarse como un criterio de finalización por medio de una opción en DICOPT. Otro criterio de finalización para problemas no convexos (y en algunos casos para convexos) se basa en la regla heurística: finaliza tan pronto como los subproblemas NLP se deterioren; siendo este el criterio que utiliza DICOPT al menos que se le indique otro. Brevemente el algoritmo puede ser descrito de la siguiente manera:

1. Resolver la relajación NLP del problema MINLP. Si $y^{(0)}=y$ es entero, finaliza (se ha encontrado la solución óptima). Si no continúa en el paso 2.
2. Encontrar un punto entero $y^{(1)}$ con un *problema master* MIP que incluya una función penalidad aumentada hasta encontrar el mínimo sobre la convexidad determinada por la mitad del espacio en la solución $(x^{(0)}, y^{(0)})$.
3. Fijar la variable binaria $y=y^{(1)}$ y resolver el subsecuente NLP resultante. Suponer $(x^{(1)}, y^{(1)})$ como la solución correspondiente.
4. Encontrar una solución entera $y^{(2)}$ con un *master MIP*.
5. Repetir los pasos 3 y 4 hasta que se presente un incremento en la función objetivo del NLP.

Capítulo 4. Resultados

4.1 Aplicación y análisis de resultados

Cuatro casos de estudio son utilizados para mostrar la aplicación del modelo propuesto. Para los cuatro problemas, el FCP del medio de enfriamiento es considerado como $4.193 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$ y el coeficiente de transferencia de calor para este último igual $2.5 \text{ kW/m}^2\text{C}$. La función de costo de capital de los enfriadores fue tomado como $\$1000+\$700A$ (área en m^2), los parámetros C1 y C2 presentes en el costo de capital de la torre son iguales a 700 y 200, respectivamente. El parámetro H_Y se supuso igual a $2.88 \times 10^{07} \text{ s/año}$ y el factor de anualización para el costo de capital es $0.2983/\text{año}$. En tanto que los costos de agua de enfriamiento y energía eléctrica son los que se tienen en la Ciudad de Morelia, Michoacán. Además, las condiciones del aire de entrada y del agua de reposición fueron proporcionadas por el Sistema Meteorológico de Morelia y la Comisión Nacional del Agua, respectivamente, las cuales representan las condiciones promedio que se tienen en esta ciudad durante todo el año.

Ejemplo 1. Los datos de las corrientes son mostrados en la Tabla 4.1. El problema es encontrar la red de enfriamiento con el costo mínimo anual para una ΔT_{min} de 10°C . El costo del medio de enfriamiento es $\$6.526 \times 10^{-04}/\text{kg}$ y de la energía eléctrica es $\$8.83 \times 10^{-2}/\text{kW-h}$. Para este ejemplo, la máxima temperatura de salida de la red de enfriadores permisible para el medio de enfriamiento es de 70°C y una aproximación de temperatura en la torre mayor o igual a 5°C .

Tabla 4.1. Datos de corrientes calientes del Ejemplo 1

Corriente	TCE($^\circ\text{C}$)	TCS ($^\circ\text{C}$)	FCP ($\text{kW}/^\circ\text{C}$)	h ($\text{kW}/\text{m}^2\text{C}$)
H1	76,6	40	100	1.089
H2	82	60	60	0.845
H3	108,85	45	400	0.903

Con la finalidad de mostrar la generalidad del algoritmo propuesto, el Ejemplo 1 es resuelto para cuatro casos diferentes:

1. Utilizando la función objetivo con $\beta=1$ y $\beta=0.8$, con lo que el costo de capital de los enfriadores deja de ser lineal y se consideran los efectos de las economías de escala. Los demás ejemplos son resueltos con $\beta=1$.
2. La estrategia para encontrar el mínimo costo se basa en estar modificando los estimados iniciales y verificar que los sistemas obtenidos son físicamente posibles. Los resultados obtenidos son presentados en una tabla; sólo se muestra y discute la estructura del diseño con el mínimo costo total anual.
3. Una vez obtenido el diseño con el mínimo costo total se optimizó, como un sistema independiente y separado, la red de enfriadores. En este punto la única variable que se tomó del sistema de enfriamiento óptimo (convirtiéndose en un parámetro conocido) fue la temperatura del medio de enfriamiento a la entrada de la red de enfriadores. Se utilizaron estimados iniciales muy similares para las variables correspondientes en la red de enfriadores cuando se optimizó como parte del sistema y por separado.
4. Se realizó un análisis de sensibilidad para ver el comportamiento principalmente de la torre al modificar el intervalo (sin apearnos a ciertas reglas de diseño que fueron presentada en las restricciones correspondientes) de búsqueda para el algoritmo (disminuyendo y aumentando) de la relación de flujo de agua y aire en la torre; así como el intervalo de temperatura del agua y la aproximación en la misma.

Los costos resultantes para $\beta=1$ son presentados en la Tabla 4.2 y Tabla 4.3, en tanto que la configuración de la red se esquematiza en la Figura 4.1. La Tabla 4.2 indica el costo de operación, de capital anualizado y el total; evidenciando una mayor proporción del segundo. Por otra parte, en la Tabla 4.3 se muestra el costo de cada uno de los componentes del sistema y el porcentaje que representa éste en el costo total. Nótese que es la red de enfriadores la que tiene mayor influencia en términos de costo, representando el 74.96% del costo total. Finalmente, la red obtenida representada en la Figura 4.1 tiene una topología donde existe la combinación de un arreglo en serie y en paralelo. La torre de enfriamiento requiere una altura pequeña del empaque pero con un área de flujo grande, con un intervalo de 18.164°C y una aproximación de 7.459°C, así como una alta potencia del ventilador producto del elevado flujo de aire seco necesario para alcanzar el enfriamiento requerido. El aire experimenta un incremento de temperatura de 5.176°C y de humedad de 0.008 kg de agua/kg de aire, lo que ocasiona que exista una razón de evaporación de 6.487 kg/s. Esta última más el agua que arrastra el aire igual a 0.797 kg/s y el

flujo de purga de 1.365 kg/s definen un flujo de reposición de 8.650 kg/s. En cuanto a la bomba y al ventilador es importante decir que la potencia que demandan se encuentra dentro del intervalo especificado en el algoritmo propuesto. En general, la red obtenida cumple con todas las restricciones impuestas, así como con los balances de materia y energía global y en cada equipo del sistema.

Las Tablas 4.5 y 4.6 son análogas a la Tabla 4.2 y 4.3, pero ahora para un valor del exponente $\beta = 0.8$. La comparación de ambos diseños indica que, para este caso, el costo de la red disminuye considerablemente debido al efecto de las economías de escala; además, como se observa en la Figura 4.2, la red tiene un arreglo completamente en paralelo y el sistema requiere un menor flujo tanto de agua como de aire para satisfacer la misma carga de enfriamiento, lo que se traduce en un menor consumo de potencia del ventilador de la torre. Por lo tanto, se aprecia que el valor del parámetro β es un factor importante en el proceso de optimización que afecta notablemente tanto el costo como la configuración y condiciones de operación del sistema de enfriamiento. En cuanto a los porcentajes de costos por componente se observa que mantienen un comportamiento similar al primer caso antes descrito. Este segundo caso para el Ejemplo 1 ilustra que el algoritmo propuesto posee la capacidad de resolver problemas con diferentes valores de los parámetros de las funciones de costo y, en especial, permite tomar en cuenta los efectos de las economías de escala sobre el diseño óptimo de sistemas de enfriamiento.

Por otro lado, la influencia de los estimados iniciales de las variables del sistema se puede ejemplificar de forma general en la Tabla 4.7, donde se presenta el costo total de la red generada para diferentes valores iniciales y límites de las variables más importantes del modelo. Para todos los ejemplos, como en este caso, los valores iniciales de las variables globales se igualaron a los correspondientes valores obtenidos de la optimización por separado de la red de enfriadores y la torre de enfriamiento. Este procedimiento es simple y proporciona buenos estimados iniciales, que definen espacios de búsqueda factibles y permiten alcanzar la convergencia de los problemas de optimización de los sistemas completos de enfriamiento. De la Tabla 4.7 es obvio que el mejor resultado en términos de costos es el de la primera columna; sin embargo, el análisis detallado de los resultados muestra inconsistencias como un número de ramales de agua de enfriamiento diferentes al número de enfriadores, lo que da lugar al incumplimiento de los balances de materia. Este tipo de problemas se presentan cuando se resuelven modelos MINLP complejos como el de

este trabajo, por lo que se deben explorar conjuntos diferentes de estimados iniciales para determinar una solución óptima factible, la cual de ninguna manera se puede presentar como el óptimo global por las no-convexidades del problema. En este caso, por ejemplo, se eligió como mejor solución la presentada en la segunda columna de la Tabla 4.7 (ya discutida anteriormente). Se reitera que no podemos asegurar que se ha encontrado el óptimo global, pero el hecho de que su costo total sea sustancialmente menor a los costos totales de los diseños presentados en la tercera y cuarta columna de dicha tabla sí nos permite definir a dicha solución como la mejor. En conclusión, al variar los estimados iniciales y límites de las variables es posible encontrar sistemas con costos totales diferentes, lo cual es obviamente una desventaja del algoritmo propuesto y, en general, de los procedimientos de optimización basados en técnicas MINLP. Esta deficiencia rara vez se comenta en los trabajos de esta naturaleza. Sin embargo, se puede subsanar con un muy buen conocimiento del sistema bajo estudio, que se adquiere después de muchas horas de esfuerzo y se basa en el buen juicio del ingeniero químico.

Los resultados alcanzados optimizando por separado la red de enfriadores y la torre de enfriamiento (incluyendo la bomba) se presentan en la Tabla 4.8. Al sumar los costos de los componentes optimizados por separado se observa que dan lugar a diseños más costosos, debido a que esta aproximación no toma en consideración las interacciones existentes entre dichos componentes. En resumen, el costo total bajo esta modalidad es aproximadamente 1.3 veces mayor que el presentado en la Tabla 4.2, provocado principalmente por la utilización de un flujo de agua de enfriamiento mucho menor que el de la solución global, por lo que se requiere una mayor área de transferencia de los enfriadores y, por lo tanto, un elevado costo de capital de estos equipos. Pero si comparamos el costo de la torre y de la bomba presentes en las Tablas 4.9 y 4.3 encontramos que la optimización por separado de estos componentes da menores costos, debido a que también es menor la magnitud del flujo de agua de enfriamiento presentándose una menor demanda de potencia del ventilador y de la bomba que es lo que determina en mayor proporción el costo de la torre. La red obtenida es presentada en la Figura 4.3, la cual se compone por una red de enfriadores completamente en serie y en la que se presenta la división y mezclado de medio de enfriamiento, en tanto que la torre de enfriamiento sí difiere geométricamente a la de la Figura 4.1 porque hay una marcada diferencia en la altura y en el área de contacto del empaque. Las demás variables son similares en términos de magnitud, con excepción a los flujos másicos de agua y aire.

El análisis de sensibilidad efectuado bajo las condiciones especificadas en la Tabla 4.10, Tabla 4.11 y Tabla 4.12 indica que a mayor intervalo de temperatura y menor aproximación es mayor el costo de la torre. Por otra parte, el intervalo de búsqueda para la relación de flujo másico agua/aire, aunque no así su valor, tiene un efecto opuesto al del intervalo de temperatura del agua en la torre; es decir, entre mayor es el espacio de búsqueda de dicha relación menor es el costo de la torre. Tal vez es debido a una mayor libertad de optimización del algoritmo, como se indica en la Tabla 4.10. Finalmente, algo importante de resaltar es la presencia de redes prácticamente iguales bajo condiciones de búsqueda aunque no muy marcadas sí diferentes, lo que nos puede indicar que los estimados iniciales y límites son adecuados.

Tabla 4.2. Costo de la red de enfriamiento para el Ejemplo 1 para $\beta=1$

Costo de operación	262,214.770
Costo de capital anualizado	275,591.964
Costo total de la red	538,136.733

Tabla 4.3. Costo de los componentes de la red de enfriamiento para el Ejemplo 1 para $\beta=1$

Componente	Costo	Porcentaje del costo total
Red de enfriadores	403,388.204	74.960
Torre de enfriamiento	111,351.626	20.692
Bomba	23,396.904	4.348

Tabla 4.4. Detalles de los intercambiadores para la red del Ejemplo 1

Intercambiador	Área (m²)	Costo
1	167.451	118,215.819
2	911.127	638,788.932
3	71.799	51,259.125

Tabla 4.5. Costo de la red de enfriamiento para el Ejemplo 1 para $\beta=0.8$

Costo de operación	247,482.928
Costo de capital anualizado	103,078.015
Costo total de la red	350,560.943

Tabla 4.6. Costo de los componentes de la red de enfriamiento para el Ejemplo 1 para $\beta=0.8$

Componente	Costo	Porcentaje del costo total
Red de enfriadores	267,905.558	76.422
Torre de enfriamiento	64,391.166	18.368
Bomba	18,264.218	5.210

Tabla 4.7. Costos de redes obtenidas a partir de diferentes estimados iniciales y límites inferiores de las variables más importantes del modelo

Estimados iniciales y *límites inferiores principales	Costo total de la red			
	537,470.37	538,136.73	1,656,786.35	1,682,490.07
$TFE_{k=1}$ (°C)	21.712	21.712	21.712	21.712
* TFS_{jk} (°C)	31.712	31.712	31.712	31.712
TFE_k (°C)	21.712	21.712	21.712	21.712
* TO_k (°C)	41.712	41.712	41.712	41.712
F_{jk} (kg/s)	200	50	125	100
FO_k (kg/s)	20	20	20	12
G (kg/s)	200	200	200	100
H (m)	50	60	60	70
S (m)	45	45	45	45
T_{wfi} (°C)	21	21	21	21
m_{we} (kg/s)	15	10	10	8
m_{wr} (kg/s)	20	10	14	14
m_{wfi} (kg/s)	150	100	100	110

Tabla 4.8 Costo de la red de enfriamiento para el Ejemplo 1 sin considerar las interacciones entre los componentes

Costo de operación	261,829.687
Costo de capital anualizado	440,690.971
Costo total de la red	702,519.966

Tabla 4.9. Costo de los componentes de la red de enfriamiento para el Ejemplo 1 sin considerar las interacciones entre los componentes

Componente	Costo	Porcentaje del costo total
Red de enfriadores	597,510.526	85.052
Torre de enfriamiento	84,051.046	11.996
Bomba	20,959.086	2.983

Tabla 4.10. Resultados variando el intervalo de L/G en la torre

Variable	Intervalo		
	$0.5G \leq L \leq 1.5G$	$0.25G \leq L \leq G$	$0.5 \leq L \leq 2G$
Costo de operación	262,214.77	263,191.75	260,134.97
Costo de capital anualizado	275,591.964	266,476.77	276,865.78
Costo total	538,136.73	529,668.52	537,000.75
Costo de la red de enfriadores	403,388.20	388,889.39	408,435.91
Costo de la torre de enfriamiento	111,351.626	122,082.13	106,007.45
Costo de la bomba	23,396.904	18,697.00	22,557.38
Numero de intercambiadores y configuración	3, arreglados en una combinación de serie y paralelo	4, arreglados en una combinación de serie y paralelo	4, arreglados en una combinación de serie y paralelo
m_{we} (kg/s)	6.487	5.985	6.631
m_{wp} (kg/s)	1.365	1.415	1.460
m_{wb} (kg/s)	0.797	0.580	0.750
m_{wr} (kg/s)	8.650	7.980	8.842
L (kg/s)	398.668	290.034	375.164
G (kg/s)	797.336	468.112	750.327
H (m)	1.112	1.135	1.163
S (m ²)	119.207	87.097	112.662
L/G	0.50	0.30	0.50
Aproximación (°C)	7.525	5.000	7.492
$T_{wc}-T_{wf}$ (°C)	20.187	25.002	19.291

Tabla 4.11. Resultados variando el intervalo de búsqueda para la aproximación en la torre

Variable	Intervalo		
	$T_{wfi} \leq T_{WBi} + 1$	$T_{wfi} \leq T_{WBi} + 5$	$T_{wfi} \leq T_{WBi} + 10$
Costo de operación	260,573.60	262,214.77	260,070.22
Costo de capital anualizado	278,453.145	275,591.964	282,472.23
Costo total	539,026.745	538,136.73	542,542.46
Costo de la red de enfriadores	405,748.135	403,388.20	419,249.32
Costo de la torre de enfriamiento	107,367.14	111,351.626	101,364.76
Costo de la bomba	25,911.466	23,396.904	21,428.36
Numero de intercambiadores y configuración	3, arreglados en paralelo	3, arreglados en una combinación de serie y paralelo	3, arreglados en paralelo
m_{we} (kg/s)	6.607	6.487	6.461
m_{wp} (kg/s)	1.444	1.365	1.357
m_{wb} (kg/s)	0.758	0.797	0.797
m_{wr} (kg/s)	8.810	8.650	8.615
L (kg/s)	379.196	398.668	398.581
G (kg/s)	758.392	797.336	747.163
H (m)	1.173	1.112	0.731
S (m ²)	113.873	119.207	119.694
L/G	0.50	0.50	0.53
Aproximación (°C)	7.404	7.525	10
$T_{wc}-T_{wf}$ (°C)	19.090	20.187	18.114

Tabla 4.12. Resultados variando el intervalo de búsqueda para la diferencia de temperatura del agua en la torre

Variable	Intervalo		
	$T_{wfi} \leq T_{wc} - 5$	$T_{wfi} \leq T_{wc}$	$T_{wfi} \leq T_{wc} - 10$
Costo de operación	262,214.77	262,214.77	260,573.60
Costo de capital anualizado	275,921.96	275,591.964	278,453.14
Costo total	538,136.733	538,136.73	539,026.74
Costo de la red de enfriadores	403,388.20	403,388.20	405,748.13
Costo de la torre de enfriamiento	111,351.63	111,351.626	107,367.14
Costo de la bomba	23,396.90	23,396.904	25,911.47
Numero de intercambiadores y configuración	3, arreglados en una combinación de serie y paralelo	3, arreglados en una combinación de serie y paralelo	3, arreglados en una combinación de serie y paralelo
m_{we} (kg/s)	6.487	6.487	6.607
m_{wp} (kg/s)	1.365	1.365	1.444
m_{wb} (kg/s)	0.797	0.797	0.758
m_{wr} (kg/s)	8.650	8.650	8.810
L (kg/s)	398.668	398.668	379.196
G (kg/s)	797.336	797.336	758.392
H (m)	1.112	1.112	1.173
S (m ²)	119.720	119.207	113.873
L/G	0.50	0.50	0.5
Aproximación (°C)	7.459	7.525	7.404
$T_{wc}-T_{wf}$ (°C)	18.164	20.187	17.090

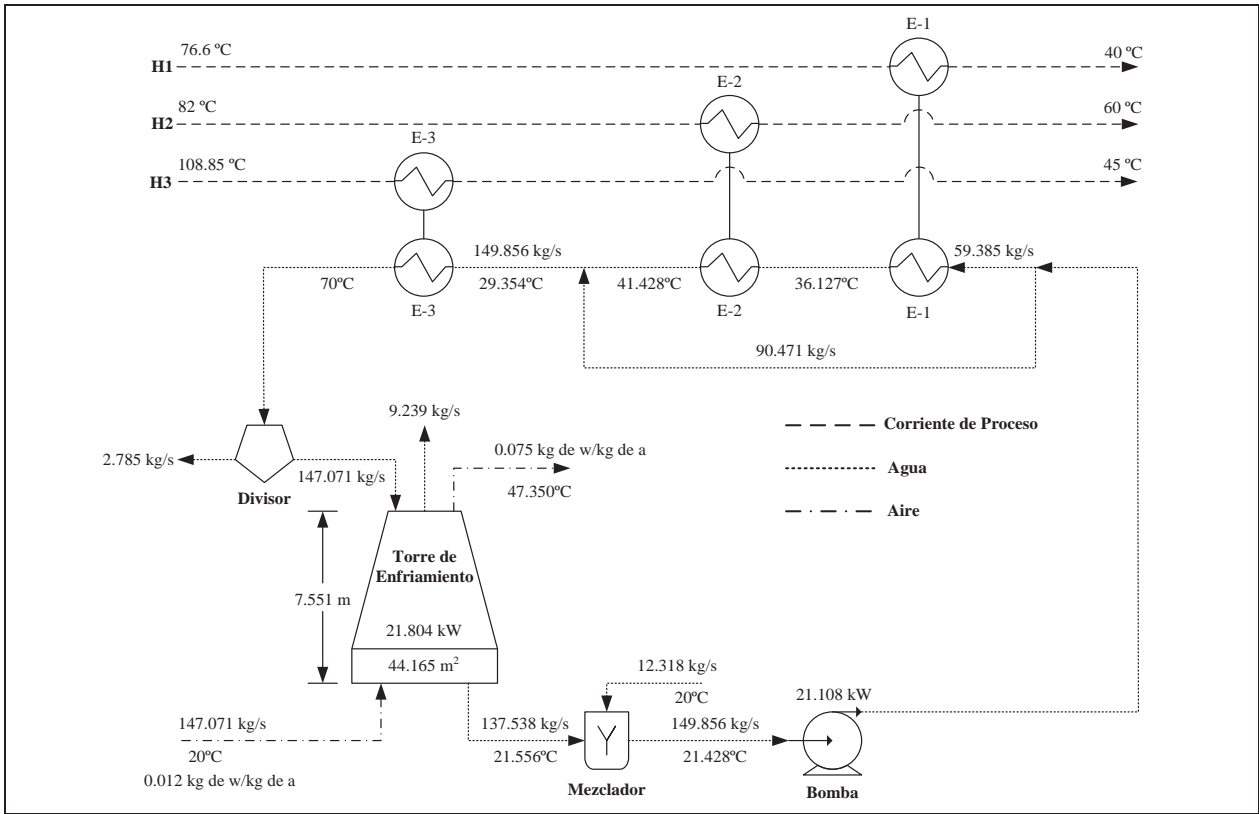


Figura 4.3. Red de enfriamiento para el Ejemplo 1 sin considerar interacción entre los componentes

Ejemplo 2. La Tabla 4.13 muestra los datos de las corrientes para este ejemplo. Se utilizan una ΔT_{min} de 20°C, un costo del medio de enfriamiento igual a $\$6.526 \times 10^{-03}/\text{kg}$ y el costo de la energía eléctrica es $\$8.83 \times 10^{-2}/\text{kW-h}$. Para este ejemplo la máxima temperatura de salida permisible para el medio de enfriamiento es de 55°C y una aproximación de temperatura en la torre mayor o igual a 5°C.

Tabla 4.13. Datos de corrientes calientes del Ejemplo 2

Corriente	TCE (°C)	TCS (°C)	FCP (kW/°C)	h (kW/m ² °C)
H1	50	30	20	0.854
H2	50	40	100	0.743
H3	85	40	40	0.520
H4	85	65	100	1.352

Los resultados son presentados en la Tabla 4.14, Tabla 4.15 y Figura 4.4. En la primera se especifican el costo de operación, de capital y el total del sistema; en la segunda se encuentra la comparación del costo de los componentes del sistema, siendo nuevamente la red de enfriadores el que tiene el costo más elevado representando un 70.420% del costo total. La Figura 4.4 representa la red de enfriamiento obtenida, en la que se observa una combinación de arreglos en serie y paralelo de los enfriadores además de la división de flujo del agua de enfriamiento. La altura del empaque de la torre de enfriamiento tiene una altura de 1.283 m, que es relativamente baja, pero a la par se tienen una considerable área de flujo y flujo de aire seco. Algo importante de observar y que físicamente evidencia la aceptación del algoritmo es que el incremento de temperatura del aire a través de la torre es muy pequeña, 1.776°C, lo que ocasiona que exista poca evaporación y arrastre de agua, 0.585 y 0.138 kg/s, respetivamente, que aunadas a un flujo de purga de 0.057 kg/s generan un flujo pequeño de agua de reposición igual a 0.780 kg/s. Algo que es un factor determinante de los valores anteriores es que se tiene un rango relativamente pequeño de 11.730°C. Finalmente, los requerimientos de potencia tanto del ventilador como de la bomba conceptualmente son adecuados (20.5 kW y 4.107 kW). Cabe señalar que se cumplen

adecuadamente tanto las restricciones impuestas como los balances de materia y energía globales y en cada uno de los equipos presentes.

Tabla 4.14. Costo de la red de enfriamiento para el Ejemplo 2

Costo de operación	32,048.890
Costo de capital anualizado	63,930.012
Costo total de la red	95,978.902

Tabla 4.15. Costo de los componentes de la red de enfriamiento para el Ejemplo 2

Componente	Costo	Porcentaje del costo total
Red de enfriadores	67,5883.341	70.420
Torre de enfriamiento	20,104.748	20.947
Bomba	8,285.813	8.633

Tabla 4.16. Detalles de los intercambiadores para la red del Ejemplo 2

Intercambiador	Área (m²)	Costo
1	39.626	28,738.515
2	81.240	57,868.125
3	121.648	86,153.846
4	5.205	4,643.518

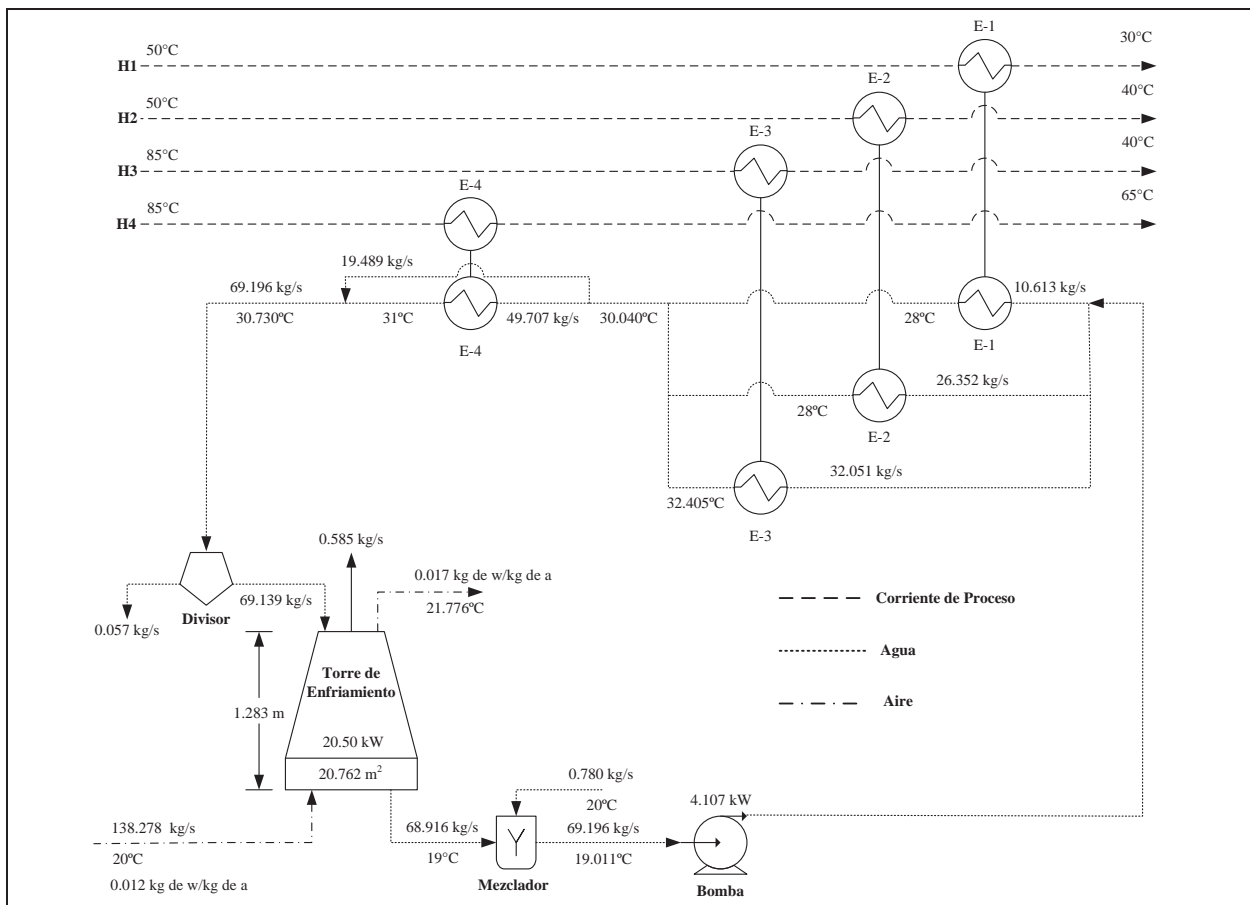


Figura 4.4. Red de enfriamiento para el Ejemplo 2

Ejemplo 3. Los datos de corrientes se presentan en la Tabla 4.17. El problema consiste en cinco corrientes de proceso que deben ser enfriadas hasta las temperaturas especificadas, utilizando un medio de enfriamiento y energía eléctrica con un costo de $\$6.526 \times 10^{-03}/\text{kg}$ y $\$8.83 \times 10^{-2}/\text{kW-h}$, respectivamente. La ΔT_{min} se supone igual a 2°C y la máxima temperatura de salida permisible del medio de enfriamiento de 65°C y una aproximación de temperatura en la torre mayor o igual a 2°C .

Tabla 4.17 Datos de corrientes calientes del Ejemplo 3

Corriente	TCE ($^\circ\text{C}$)	TCS ($^\circ\text{C}$)	FCP ($\text{kW}/^\circ\text{C}$)	h ($\text{kW}/\text{m}^2\text{C}$)
H1	120	20	25	2.102
H2	80	30	150	2.325
H3	135	50	145	2.004
H4	220	20	10	2.345
H5	135	25	130	2.185

El hecho de que para este Ejemplo se emplee un intervalo de aproximación más amplio (límite mínimo menor) y una ΔT_{min} tan baja, se entiende al observar la restricción 3.71 que especifica el valor mínimo de la temperatura de entrada del medio de enfriamiento a la red de enfriadores, la cual si la comparamos con la restricción que fija el valor mínimo de la aproximación, Ec.3.72, y por ende el de la temperatura del agua a la salida los valores que aquí se fijan para la solución del este problema aseguran que no exista contradicción en el modelo de la torre y se obtengan resultados que físicamente son imposibles. La Tabla 4.18 y 4.19 representan los costos de la red diseñada por el algoritmo propuesto. En la Tabla 4.18 se presentan el costo de operación, el costo de capital anualizado y el costo total del sistema. A diferencia de los dos ejemplos anteriores, en este caso el costo de operación es el dominante, lo cual se debe a que este costo depende directamente del flujo de medio de enfriamiento presenta en la red mismo que es considerablemente alto, 319.298 kg/s , ocasionando que se requiera de una bomba y ventiladores de alta potencia (28.153 kW y 93.921 kW), que es una de las aportaciones para el costo de

operación. El otro factor que genera tal situación es el agua de reposición, que en este caso es a la razón de 12.679 kg/s que resulta de la suma de la cantidad de agua evaporada, 9.509 kg/s, la purga de agua, 2.536 kg/s, y el agua arrastrada por el aire, 0.027 kg/s. Es evidente que el agua evaporada se debe al elevado rango que se tiene, 28.933°C, y a la considerable diferencia de temperatura del aire de entrada y a la salida de la torre, 9.936°C. Un punto a resaltar es que, también a diferencia de los dos ejemplos previos, aquí se tiene más de un enfriador para procesar térmicamente algunas corrientes de proceso, específicamente las corrientes 1, 3 y 5. Lo antes dicho se puede observar en la Figura 4.5, en la que se tiene una red de enfriadores bajo una configuración con combinación de arreglos en serie y en paralelo de estas unidades. Además, es esta la que mayor costo representa de los componentes del sistema, esto es, el 73.604%.

Tabla 418. Costo de la red de enfriamiento para el Ejemplo 3

Costo de operación	324,524.542
Costo de capital anualizado	292,197.815
Costo total de la red	616,722.358

Tabla 4.19. Costo de los componentes de la red de enfriamiento para el Ejemplo 3

Componente	Costo	Porcentaje del costo total
Red de enfriadores	453,930.22	73.604
Torre de enfriamiento	135,921.291	22.039
Bomba	26,870.844	4.357

Tabla 4.20. Detalles de los intercambiadores para la red del Ejemplo 3

Intercambiador	Área (m²)	Costo
1	53.886	38,719.894
2	237.935	167,554.284
3	52.410	37,686.672
4	233.708	164,595.564
5	31.282	22,897.250
6	3.484	3,438.757
7	151.952	107,366.720
8	19.422	14,595.160

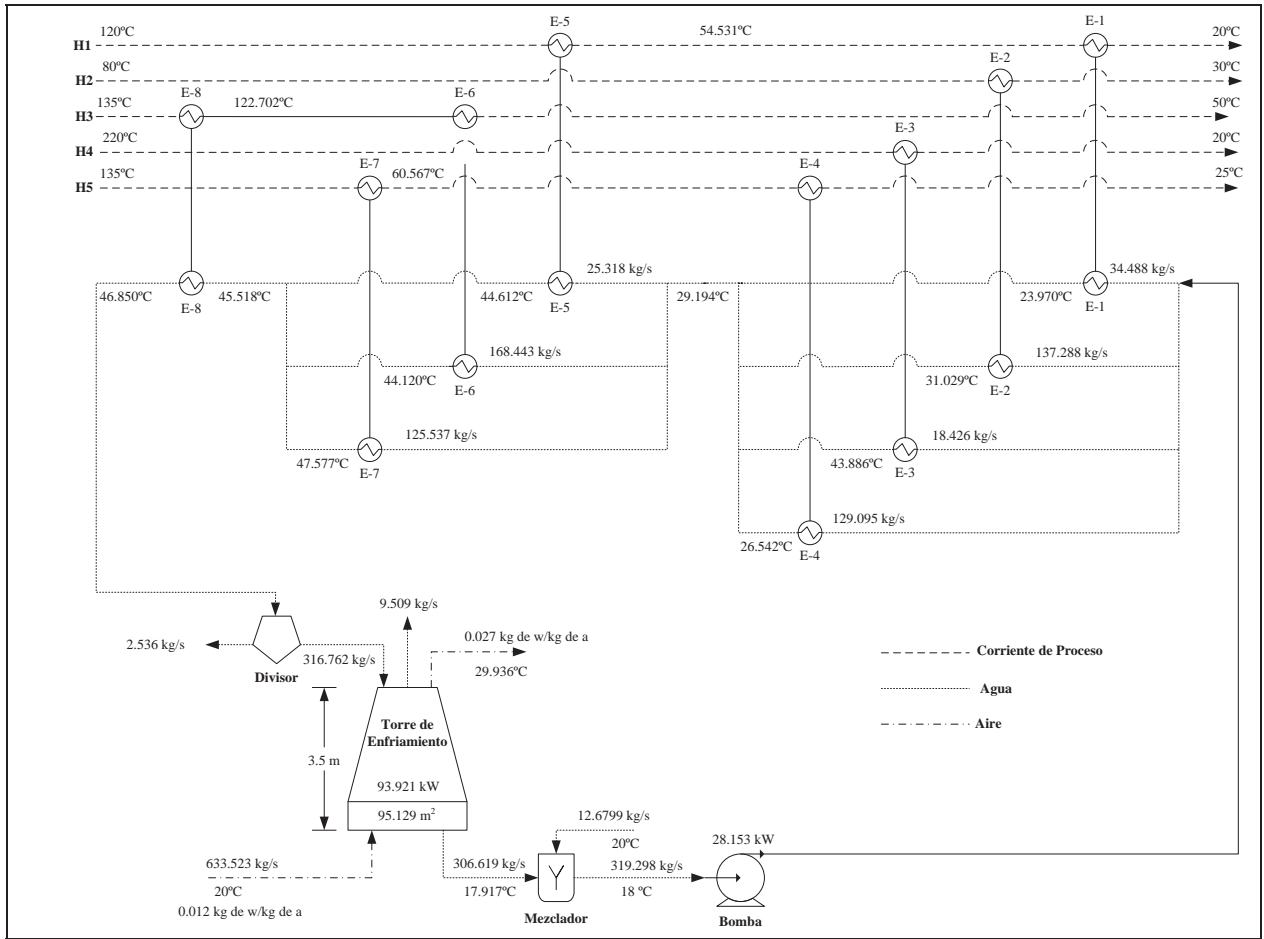


Figura 4.5. Red de enfriamiento para el Ejemplo 3

Ejemplo 4. La Tabla 4.21 muestra los datos de las corrientes para este ejemplo. Se utiliza una ΔT_{min} de 20°C, un costo del medio de enfriamiento igual a $\$6.526 \times 10^{-3}/\text{kg}$ y un costo de la energía eléctrica de $\$8.83 \times 10^{-2}/\text{kW-h}$. Para este ejemplo la máxima temperatura de salida permisible para el medio de enfriamiento es de 70°C y una aproximación de temperatura en la torre mayor o igual a 5°C.

Tabla 4.21. Datos de las corrientes calientes del Ejemplo 4

Corriente	TCE (°C)	TCS (°C)	FCP (kW/°C)	h (kW/m ² °)
H1	60	30	20	1
H2	80	60	35	1
H3	65	40	45	1
H4	80	35	15	1
H5	75	60	30	1
H6	50	35	50	1
H7	70	45	60	1
H8	65	55	40	1
H9	85	65	100	1
H10	60	40	70	1

Los costos del diseño óptimo se presentan en el Tabla 4.22, de donde se observa que el mayor aporte es referido al costo de capital anualizado; en tanto que el costo de los componentes

se encuentran en la Tabla 4.23, en la que al igual que los ejemplos anteriores el costo de la red de enfriadores es el más elevado, representando el 73.207% del total. Por otra parte, la configuración de la red alcanzada se observa en la Figura 4.6, la cual presenta una combinación de arreglos en serie y paralelo y la división y mezclado de medio de enfriamiento previamente utilizado para la red de enfriadores. La torre de enfriamiento tiene un empaque con una altura de 1.352 m y un incremento de temperatura del aire pequeño, 2.451°C, por lo que físicamente esto se compensa con un elevado flujo de aire, 353.850 kg/s, y las consiguientes área de flujo y potencia del ventilador (53.131 m² y 52.459 kW) también considerables. A esto se le une poca evaporación de agua, 1.751 kg/s, y agua arrastrada por el aire, 0.354 kg/s. Teniendo así un flujo de agua de reposición de 2.335 kg/s. El intervalo que se presenta para esta red es de 12.935°C, una aproximación de 5.168°C. Al igual que en los otros casos también se cumple con los balances correspondientes.

Tabla 4.22. Costo de la red de enfriamiento para el Ejemplo 4

Costo de operación	88,484.815
Costo de capital anualizado	157,739.880
Costo total de la red	246,224.695

Tabla 4.23. Costo de los componentes de la red de enfriamiento para el Ejemplo 4

Componente	Costo	Porcentaje del costo total
Red de enfriadores	180,254.023	73.207
Torre de enfriamiento	52,114.082	21.165
Bomba	13,856.590	5.628

Tabla 4.24. Detalles de los intercambiadores para la red del Ejemplo 4

Intercambiador	Área (m²)	Costo
1	42.322	30,625.529
2	21.401	15,980.693
3	56.965	40,875.269
4	32.189	23,531.977
5	14.217	10,951.802
6	54.726	39,307.856
7	65.331	46,731.558
8	15.974	12,182.104
9	75.787	54,050.878
10	66.059	47,241.455

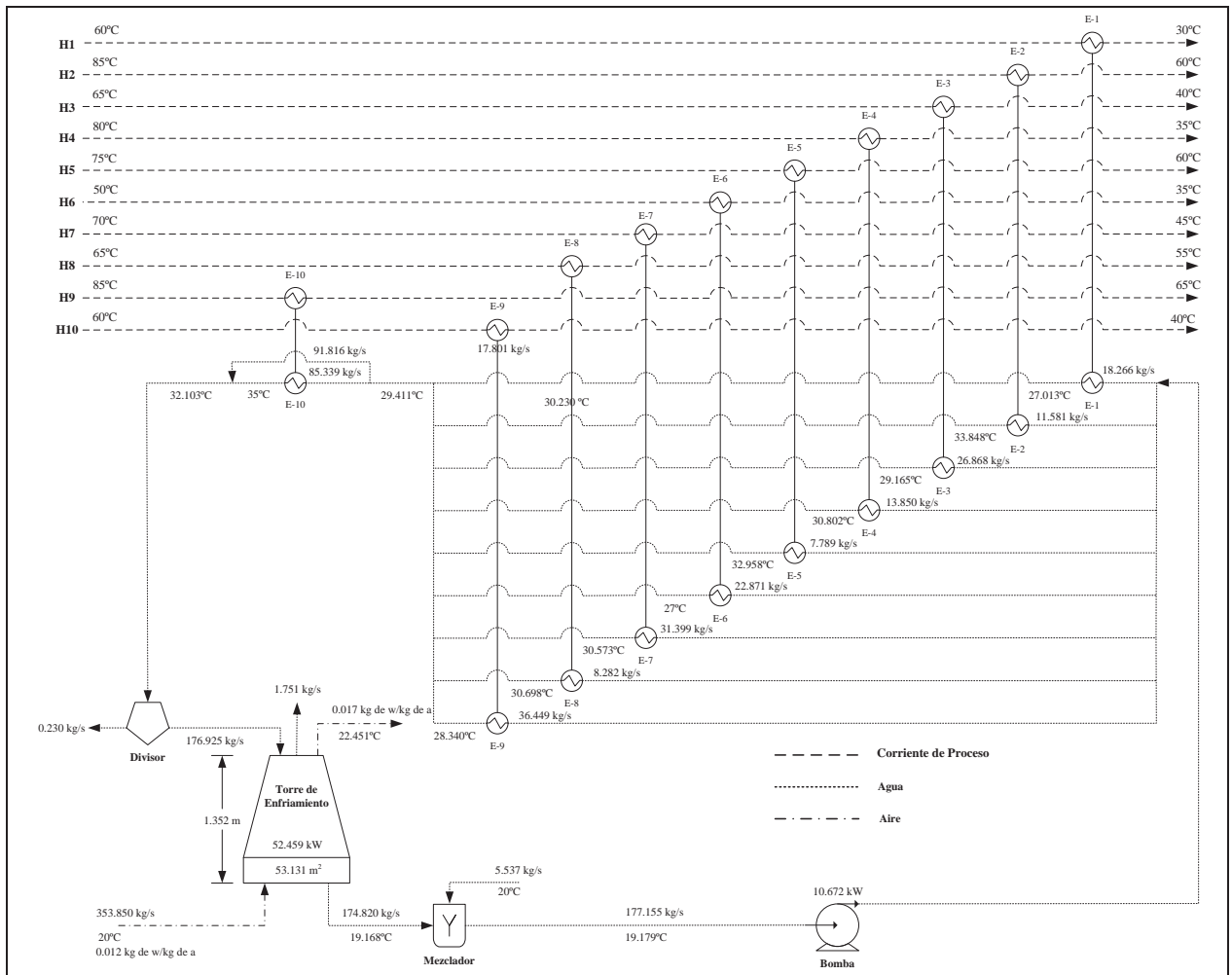


Figura 4.6. Red de enfriamiento para el Ejemplo 4

Conclusiones

El método propuesto en este trabajo de tesis es superior a las metodologías previas ya que tiene la virtud de optimizar, en forma simultánea, el costo de operación y de capital de sistemas de enfriamiento tomando en cuenta las interacciones que existen entre sus componentes, lo cual no fue realizado en los trabajos anteriores. De esta manera, como se muestra en uno de los casos del Ejemplo 1, se obtienen mejores diseños desde el punto de vista económico. Por lo tanto, ésta es la principal contribución de este trabajo de tesis.

El modelo MINLP formulado es complejo por las no linealidades y no convexidades que lo caracterizan. Para este tipo de problemas de optimización, la solución obtenida depende de los estimados iniciales de las variables del sistema. En este trabajo, la optimización por separado de los componentes del sistema permitió contar, en forma simple y rápida, con buenos estimados iniciales de las variables que permitieron alcanzar la convergencia del problema bajo estudio. Para este propósito también fue vital el conocimiento ganado después de muchas horas de trabajo, así como el buen juicio del diseñador. Esto permitió obtener diseños que, si bien no pueden ser presentados como los óptimos globales, al menos si son los mejores que se pudo alcanzar.

Para los ejemplos presentados en el Capítulo 4, los resultados obtenidos indican que es la red de enfriadores el componente que domina el costo total de los correspondientes sistemas de enfriamiento. Además, en los cuatro ejemplos se presenta la siguiente contribución de los costos de los componentes al costo total del sistema de enfriamiento: 70-75% de la red de enfriadores, 20-25% de la torre de enfriamiento y 10-5% de la bomba.

Por otro lado, de los resultados obtenidos en los ejemplos resueltos se concluye que el costo total de la red de enfriamiento es proporcional a la carga térmica total del sistema. Esta conclusión se observa mejor cuando se tiene presente que el costo de la red de cada ejemplo, ordenado en forma descendente, es: Ejemplo 3, Ejemplo 1, Ejemplo 4 y Ejemplo 2. Este también es el orden en que se listarían los ejemplos cuando se toma como criterio la magnitud decreciente de la carga térmica total del sistema de enfriamiento.

Finalmente, es importante mencionar que la plataforma utilizada para la implementación del modelo (GAMS) depende fuertemente de los estimados iniciales, tanto para obtener una

solución factible (redes físicamente posibles) como para encontrar la solución óptima global (situación muy difícil, por la alta no convexidad del problema) o, en su defecto, una buena solución en términos económicos. Por lo tanto, es claro que existe aún mucho por hacer en este tema.

Bibliografía

Athier, G., Floquet, P., Pibouleau, L., Domenech, S., 1997. "Synthesis of heat exchanger network by simulated annealing and NLP procedures". *American Institute of Chemical Engineering Journal*, 43 (11), 3007-3019.

Brooke, A., Kendrick, M.A., Raman, R., 1988. *GAMS-A user's guide*. Washington, DC: GAMS Development Corporation.

Chen, J.J., 1987. "Letter to the Editors: Comments on improvement on a replacement for the logarithmic mean", *Chemical Engineering Science*, 42, 2488-2489.

Feng, X., Shen, R., Wang, B., 2005. "Recirculating cooling-water network with an intermediate cooling-water main", *Energy & Fuels*, 19, 1723-1728.

Foust, A. S. Wenzel, L. A., Clump, C. W., Maus, L., y Anderson, L.B., 1979. "Principles of Unit Operations", *John Wiley & Son, USA*.

Furman, K.C., Sahinidis, N.V., 2002. "A critical review and annotated bibliography for heat exchanger network synthesis in the 20th century", *Industrial and Engineering Chemistry Research*, 41, 2335-2370.

Heat Exchanger Design Handbook. 1983. *Hemisphere Publishing Corporation*, Sec. 3.12, 3.12.1.1-3.12.6.3

Hollman, J. P. "Transferencia de Calor". Editorial Mc GRAW HILL. 8ª Edición.

Ian, Wigham, 1971. "Design Optimum Cooling Systems", *The Power-Gas Corp.*

Jogindra, P. Kohli, 1969. "Design Best Cooling Water System", *Union Carbide Corp., Tonawanda, N.Y.*

Kerkm, Donald. "Procesos de Transferencia de Calor". Editorial CONTINENTAL S.A. México 1998.

Kern, D.Q. 1965. "Process Heat Transfer", New York: McGraw Hill.

Kim, J., Smith, R., 2001. "Cooling Water System Design", *Chemical Engineering Science*, 56, 3641-3658.

Kim, J., Smith, R., 2003. "Automated retrofit design of cooling-water systems", *American Institute of Chemical Engineering Journal*, 49 (7), 1712-1730.

Kintner-Meyer, M. and Emery, A.F. 1995. "Cost-optimal design for cooling towers". *ASHRAE Journal*, 4: 46-55.

Kloppers, D. G., 2003. ``Refinement of the transfer characteristic correlation of wet-cooling towers''. *Appl. Ther. Eng.*, 23(17), 2201-2211.

Kloppers, J.C., y Kröger, D.G., 2005a. ``Refinement of the transfer characteristic correlation of wet-cooling tower fills''. *Heat Trans. Eng.* , 26(4), 35-41.

Kloppers, J.C., y Kröger, D.G., 2005b. ``Cooling tower performance evaluation: Merkel, Poppe, and e-NTU methods of analysis''. *J. Eng. Gas Turb. Pow.* , 127(1), 1-7.

L., Gozzi y R., Pasero, 1970. ``Process Cooling Systems: Selection'', *Hydrocarbon Processing*.

Lewin, D.R., 1998. ``A generalized method for HEN synthesis using stochastic optimization –II. The synthesis of cost-optimal networks'', *Computers and Chemical Engineering*, 22 (10), 1387-1405.

Linnhoff, B., Hindmarsh, E., 1983. ``The pinch design method for heat exchanger networks''. *Chemical Engineering Science*, 38, (5), 745-763.

Mohiudding, A. K. M., y Kant, K., 1996. ``Knowledge base for the systematic design of wet cooling towers. Part I: Selection and tower characteristics''. *Int. J. Ref.*, 19(1), 43-51.

P. M. Paige, 1967. ``Costlier Cooling Towers Require a New Approach to Water-Systems Design'', *Chemical Engineering*.

Perry. ``Manual del Ingeniero Químico'', *Editorial Mc GRAW – HILL. Barcelona 1996, Sec. 11.*

Polley, G.T., Panjeh-Shahi, M.H., 1991. ``Interfacing heat exchanger network synthesis and detailed heat exchanger design'', *Chemical Engineering Research and Design*, 69, 445-457.

Ralph, A., Crozier, Jr., 1980. ``Designing Near Optimum Cooling-water Systems'', *Chemical Engineering*.

Ravagnani, M.A.S.S., Silva, A.P., Constantito, A.A., 2005. ``Heat exchanger networks synthesis and optimization using genetic algorithms'', *Applied Thermal Engineering*, 25, 1003-1017.

Serna-González, M, Ponce-Ortega, J.M., Castro-Montoya, A.J., Jiménez-Gutiérrez, A., 2007. ``Feasible design space for shell-and-tube heat exchangers using the Bell–Delaware method''. *Industrial and Engineering Chemistry Research*, 46 (1), 143-155.

Shenoy, U.V., 1995. ``Heat exchanger network. Process optimization by energy and resource analysis'', *Gulf Publishing Company: Houston TX, USA.*

Smith, R., 2005. "Chemical process design and integration", *John Wiley and Sons: England.*

W. V. L., Campagne y L. J., McDonough, 1984. "How cooling towers affect process energy savings", *Chemical Engineering.*

Yee, T.F., Grossmann, I.E., 1990. "Simultaneous optimization models for heat integration – II Heat exchanger network synthesis". *Computers and Chemical Engineering*, 14 (10), 1165-1184.