



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE QUIMICA

***MINIMIZACION DE COSTOS EN EL DISEÑO DE
REDES DE AGUA DE ENFRIAMIENTO EN
PROCESOS CONTINUOS***

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO QUIMICO**

**P R E S E N T A :
RENE ANGELES CARRANZA**



MEXICO, D.F.

2004



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

JURADO ASIGNADO:

PRESIDENTE :

PROF. ANTONIO VALIENTE BARDERAS

VOCAL :

PROF. JOSE ANTONIO ORTIZ RAMIREZ

SECRETARIO :

PROF. CARLOS GALDEANO BIENZOBAS

1er SUPLENTE :

PROF. JUAN MARIO MORALES CABRERA

2do. SUPLENTE :

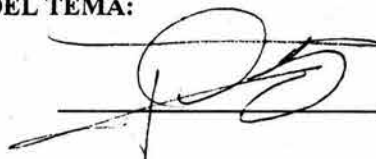
PROF. BALDOMERO PEREZ GABRIEL

SITIO DONDE SE DESARROLLO EL TEMA:

FACULTAD DE QUIMICA, UNAM

NOMBRE COMPLETO Y FIRMA DEL ASESOR DEL TEMA:

MTRO. JOSE ANTONIO ORTIZ RAMIREZ



NOMBRE COMPLETO Y FIRMA DEL SUSTENTANTE:

RENE ANGELES CARRANZA



**EXAMENES PROFESIONALES
FACULTAD DE QUIMICA**

Agradecimientos.

A mis padres y a mis hermanos, por su ejemplo, estímulo y apoyo incondicional;

a mis tíos y a mis primos, porque siempre han estado con nosotros;

a Lorena, por su amor y entusiasmo;

a mis compañeros de la Facultad de Química, por los momentos compartidos;

al Ing. José Antonio Ortiz Ramírez, por su apoyo desinteresado y por ser ejemplo de persona;

a la Facultad de Química de la U.N.A.M., por permitirme la inolvidable experiencia de estudiar en ella;

a todas aquellas personas que me han brindado su ayuda para cumplir con este importante objetivo en mi vida.

INDICE

I. Introducción.

II. Antecedentes.

2.1 Servicio de agua de enfriamiento

2.2 Clasificación de los sistemas de enfriamiento.

2.3 Torres de enfriamiento.

2.4 Variables de diseño de los sistemas de enfriamiento.

2.5 Tratamiento de agua.

2.6 Conceptos para la evaluación económica.

III. Caso de estudio.

3.1 Minimización del flujo de agua.

3.2 Algoritmo de diseño de redes de agua de enfriamiento con reuso.

3.3 Desarrollo del caso de estudio. Minimización del consumo de agua en el diseño de la red de agua de enfriamiento en un proceso continuo.

3.3.1. Descripción del sistema de agua de enfriamiento del caso de estudio

3.3.2. Comparativo económico.

3.3.3. Influencia de los costos de tratamiento de agua.

IV. Análisis de resultados.

V. Conclusiones y recomendaciones.

VI. Bibliografía.

VII. Apéndice.

7.1 Ecuaciones utilizadas para la estimación de costos de los equipos, tuberías y cálculo del agua de reposición.

7.2 Memoria de cálculo de la obtención del flujo volumétrico de agua de enfriamiento a los intercambiadores de calor.

7.3 Hojas de resultados del cálculo de las áreas de transferencia de los intercambiadores de calor del caso de estudio.

I.- INTRODUCCION

I.- Introducción.

Uno de las prioridades en todas las ramas de la industria es el mejor aprovechamiento de los recursos con que se cuentan, con lo cual se incrementa la eficiencia en el trabajo y se traduce en mayores beneficios. En la actualidad, dentro del marco de los mercados internos y externos de los diferentes productos elaborados por la industria, la competencia es muy alta y muy sensible a las ventajas, tanto económicas como de otro tipo, que se puedan obtener con respecto a los competidores que elaboren productos iguales o similares, para lograr la preferencia de los consumidores. De este modo, se convierte en objetivo fundamental el lograr obtener dichas ventajas por lo que es necesario revisar las formas de trabajo habituales para encontrar oportunidades de mejora en diferentes aspectos, tales como operativos, administrativos, etc.

Con respecto al aspecto operativo, la búsqueda de mejoras ha cobrado mayor importancia en la medida en que los recursos energéticos, tales como el petróleo y otros no renovables, han visto incrementarse sus costos debido a la mayor demanda y a la reducción de sus reservas, por lo que son indispensables alternativas para su mejor aprovechamiento o sustitución.

Con este objetivo se están realizando esfuerzos en diferentes áreas, como puede ser el análisis de los costos de los sistemas existentes en los procesos industriales, de manera que se logren detectar medidas concretas que, al aplicarlas, resulten en beneficios justificables.

Este trabajo de tesis intenta colaborar en este esfuerzo al presentar el análisis sobre una alternativa para el ahorro de dichos recursos en las plantas de proceso, en particular, enfocado en el servicio de agua de enfriamiento, dentro del cual se evalúan cambios propuestos por las fuentes de información que pueden reducir tanto los costos de inversión como los de energía e, inclusive, resultando en beneficios indirectos en otros rubros, a partir de la base de disponer en serie el flujo del agua de enfriamiento en los intercambiadores de calor.

De esta manera, el objetivo de este trabajo es realizar, dentro del marco descrito, un análisis comparativo técnico económico entre las redes de agua de enfriamiento diseñadas bajo el esquema de flujo en paralelo tradicional y con reuso de agua, que se muestran en el diagrama de la figura 1, aplicadas a procesos continuos, para observar la influencia de las diferentes variables tanto en los costos de inversión, como son torres de enfriamiento, intercambiadores de calor, bombas y tuberías, como en los costos de operación, como son consumo de energía por bombeo y por la torre de enfriamiento, para conocer y aprovechar ventajas en su aplicación.

El estudio que se presenta en este trabajo de tesis se divide en las siguientes partes: primeramente se muestra un resumen sobre las características de los sistemas de agua de enfriamiento, los tipos que existen y sus partes principales, así como algunos conceptos que se utilizan en el estudio; enseguida se realiza la descripción del caso de estudio, donde se definen los cambios propuestos en cuanto a un sistema tradicional de agua de enfriamiento, es decir, aquel que utiliza los intercambiadores de calor en paralelo con respecto al agua de enfriamiento, para lograr mejores costos en la construcción y operación de los mismos, y se define el procedimiento de diseño de los sistemas con reuso de agua que incluye la estimación de costos de los equipos y de energía; se aplican estos cambios al diseño de un sistema de enfriamiento de un proceso continuo hipotético para conocer las ventajas económicas que pueda ofrecer esta alternativa, así como algunos aspectos técnicos, de la siguiente manera: se lleva a cabo la descripción de los diferentes equipos que conforman al sistema del caso de estudio así como las condiciones del proceso continuo donde se utiliza, se realizan ambos diseños simultáneamente, el de reuso, acorde al procedimiento, y el tradicional; se lleva a cabo el comparativo de costos de inversión y de operación entre ambos, se analizan los resultados y, finalmente, se anotan las conclusiones y recomendaciones que se obtuvieron. La hipótesis es que el sistema con reuso presenta ventajas técnicas y económicas respecto al sistema tradicional.

Se analizan tres casos diferentes, el primero en el cual se diseñan las tuberías bajo un criterio de bajos costos de inversión, velocidad de flujo de agua de 15 fps, y caídas de presión de 10 psi máximo en los intercambiadores de calor; el segundo donde se diseñan las tuberías bajo el criterio de diámetros económicos y los intercambiadores de calor con caídas de presión de 10 psi máximo, y el tercero donde se diseñan las tuberías bajo el criterio de diámetros económicos y los intercambiadores de calor con caídas de presión de 3 psi máximo. Los casos son presentados en este orden para observar de mejor manera el comportamiento de las variables analizadas y la importancia de los criterios de diseño.

Algunos aspectos, como es el caso del cálculo hidráulico o el tratamiento de agua, no son analizados con profundidad ya que no son parte central de los objetivos de esta tesis. Este último se analiza sólo para saber hasta que grado puede influir en los costos del caso de estudio ya que depende en gran medida de la calidad del agua de la fuente de abastecimiento.

Finalmente, es necesario mencionar que otro de los objetivos de esta tesis es el de promover la búsqueda de oportunidades de mejora que, al ser analizadas de manera seria,

permitan obtener resultados aplicables a la realidad para lograr beneficios que, inclusive, puedan extenderse, con algunas variantes, a otros ámbitos de estudio.

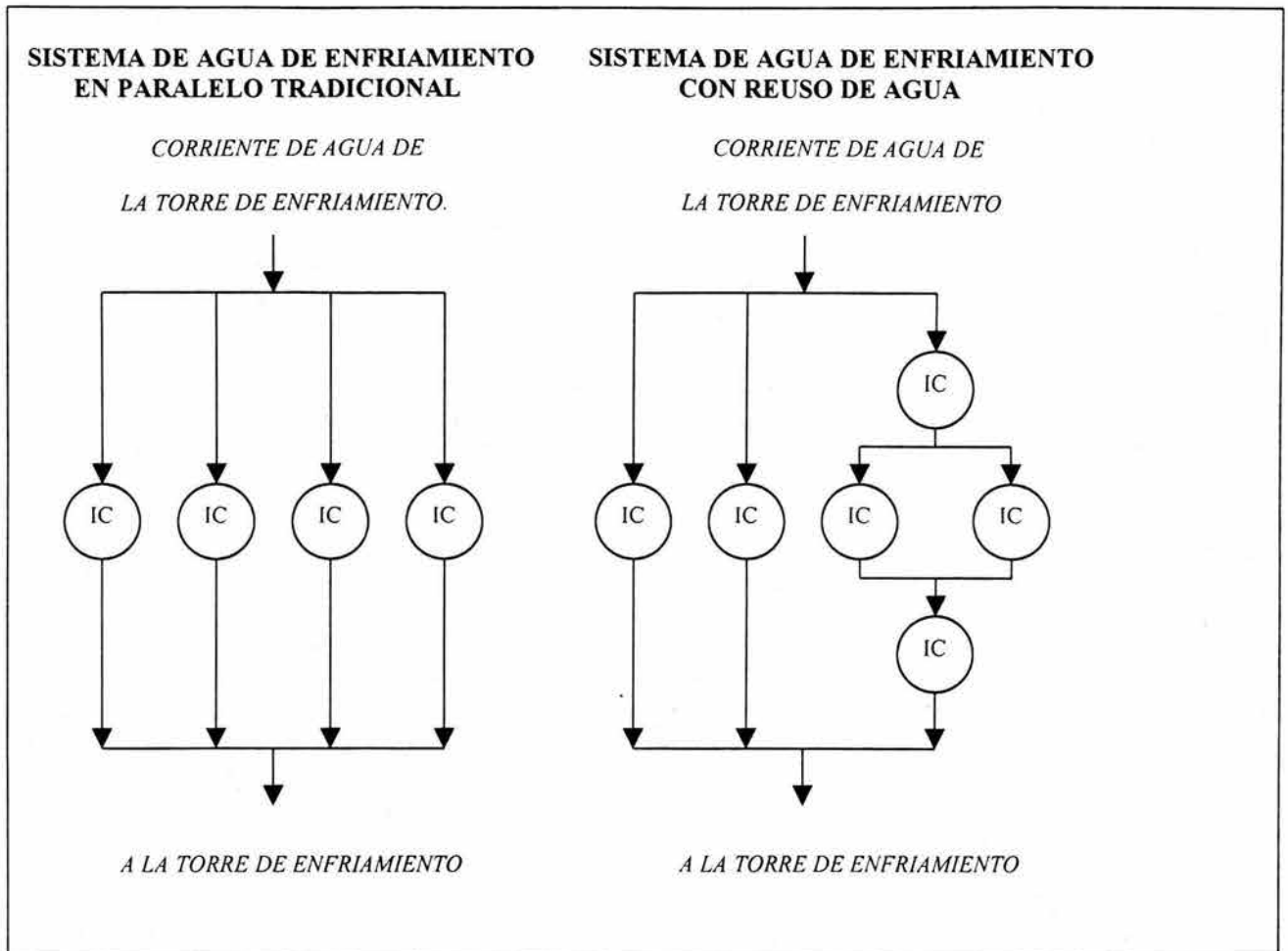


Figura 1. Diagramas del sistema de agua de enfriamiento con reuso y tradicional.
Nota: Las siglas IC abrevian "intercambiadores de calor".

II.- ANTECEDENTES

II. Antecedentes.

2.1 Servicio de agua de enfriamiento.

En el ámbito industrial, para que se lleven a cabo los diferentes procesos, es necesario que las instalaciones cuenten con los servicios para que se cumplan las condiciones que requieren estos así como para que se facilite la operación de las plantas. Los servicios son vitales para que funcionen.

Por ejemplo, en cualquier planta de proceso, puede ser químico, petroquímico, etc., es de suma importancia el control de la temperatura en las diferentes etapas del mismo, siendo esta una de las variables más importantes; cuando se requiere disminuirla en alguna corriente de materia prima, intermedia, de producto, etc., se extrae la energía calorífica que se generó o que se le suministró utilizando el medio adecuado por alguno de los mecanismos de transferencia para conseguirlo. Otras operaciones, tales como la condensación de vapores, aún cuando no haya cambio de temperatura, requieren también extraer la energía calorífica del sistema y, por lo tanto, del medio adecuado para lograrlo.

En general, debido a su abundancia, alta capacidad calorífica, bajo costo y facilidad para llevarse a casi cualquier lugar, el agua es el medio más utilizado para dar este servicio, aunque se puede utilizar algún otro medio dependiendo de factores económicos, climáticos, etc. según la ubicación de las instalaciones. Al sistema que emplea este medio se le denomina como servicio de agua de enfriamiento, el cual requiere de instalaciones auxiliares y se considera como primario, debido a que es necesario para que opere el proceso aunque no está en contacto con las materias primas o el producto.

Los equipos principales que utilizan este servicio son: intercambiadores de calor de tubo y coraza, de doble tubo, de placas, reactores enchaquetados, con serpentines internos, etc. En la figura 1 se observan algunos de estos equipos. El mecanismo de transferencia en estos equipos es una combinación de conducción, a través de la pared de la superficie de transferencia y la película de ambos fluidos en la misma y convección, que se lleva a cabo entre el fluido fuente y receptor al mezclarse entre sí por diferencia de densidad (convección libre), por la acción externa de agitación mecánica o por turbulencia (convección forzada) entre sí mismo.

Se utiliza en diversas reacciones exotérmicas para mantener la temperatura en los valores requeridos por el proceso, circulando el agua en las chaquetas de los reactores o en los

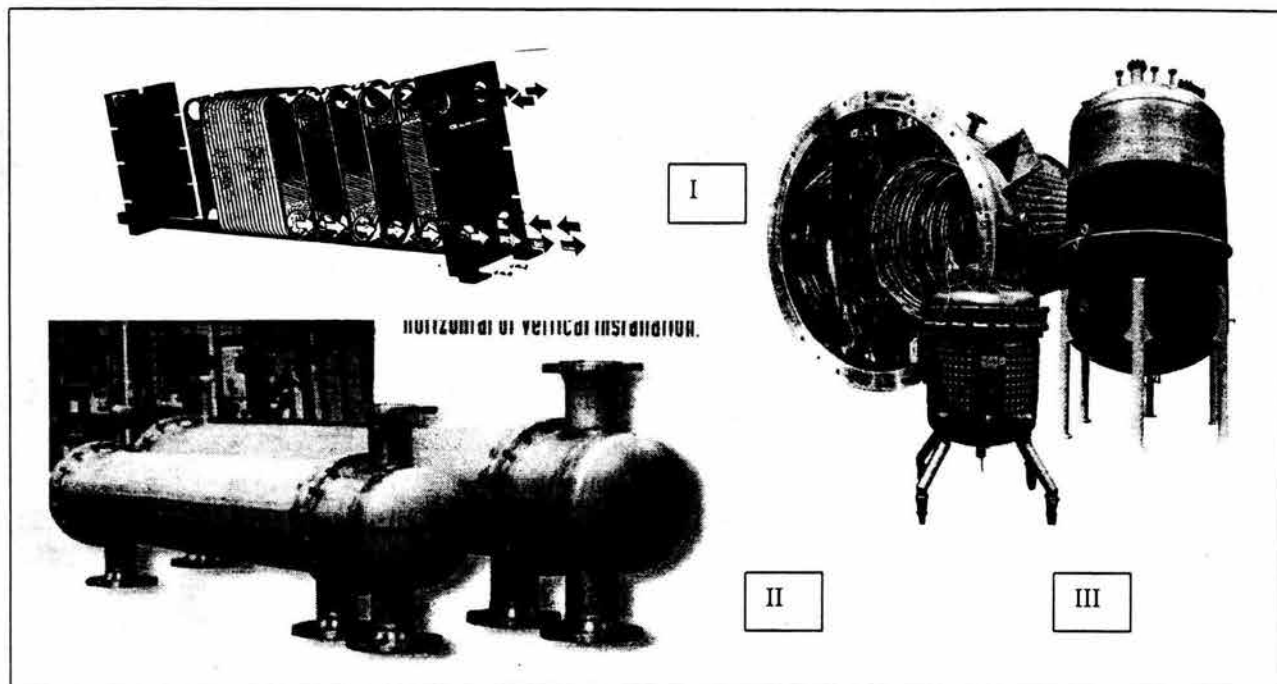


Figura 2.1. Equipos para transferencia de calor. I. Intercambiador de placas.

II. Intercambiador de coraza y tubos. III. Reactores enchaquetados y de serpentín interno.

serpentines internos donde se le proporciona área de transferencia de calor sin entrar en contacto directo con el producto.

También se utiliza en algunos equipos del mismo proceso (como reductores de velocidad de agitadores), para enfriar el aceite lubricante, debido a que la fricción en partes mecánicas le causaría un calentamiento excesivo con lo cual perdería sus propiedades. En ambos casos el agua extrae la energía de las diferentes corrientes aumentando su propia temperatura como consecuencia.

2.2. Clasificación de los sistemas de enfriamiento.

Se pueden clasificar en tres tipos básicos los sistemas de enfriamiento que utilizan agua. En la figura 2.2 se muestran esquemáticamente estos sistemas.

a) Sistemas de un solo paso.

El uso del agua en este sistema es el mas sencillo de los tres, ya que se toma de la fuente, se le da el tratamiento requerido, y es enviada al lugar de uso donde se lleva a cabo el intercambio de calor, el agua sale del sistema y regresa a la fuente de abastecimiento.

Es necesario que se disponga de gran cantidad de agua en el lugar, ya que se le utiliza en una sola ocasión. Es de esperarse que su uso se limite a lugares cercanos a ríos, océanos, lagos, y mares. Se utiliza este sistema en plantas diversas.

Las partes principales de que está compuesto el sistema son:

- la fuente de abastecimiento de agua,
- el depósito de agua para separar sólidos por asentamiento,
- las bombas de abastecimiento de agua,
- filtros o coladores en las tuberías,
- el depósito de agua de salida y
- las tuberías que conectan al circuito.

b) Sistema de agua de enfriamiento de recirculación abierta.

Este sistema tiene amplia aplicación en ubicaciones donde no se tiene abundante agua, por lo que se re utiliza continuamente, resultando en un consumo relativamente bajo de la misma. La torre de enfriamiento es el equipo que disminuye la temperatura de entrada evaporando parte de ella, por lo que se requiere reponer al sistema esta cantidad de agua más las pérdidas adicionales que se tienen por otros conceptos tales como arrastre por el tiro del aire o purga para conservar las concentraciones adecuadas de sales y otros compuestos al agua. El agua fría se deposita en la tina de la torre, de donde es enviada por medio de bombas al punto de uso para ser retornada a mayor temperatura posteriormente a la misma torre.

Los equipos principales de que constan son:

- la torre de enfriamiento,
- las bombas para recirculación,
- las tuberías.

c) Sistemas de recirculación cerrada.

Se utilizan principalmente donde se requiere un mayor control de la temperatura. El agua fluye dentro de un circuito cerrado del punto de distribución al punto de uso donde es sujeta a un calentamiento y enfriamiento alternadamente sin contacto con el aire. Este sistema utiliza alguno de los otros dos descritos arriba como medio efectivo que extrae la energía por medio de un intercambiador de calor agua - agua.

Las partes principales de que constan estos sistemas son:

- un intercambiador de calor,
- un tanque de amortiguamiento,
- bombas de abastecimiento y
- las tuberías del circuito.

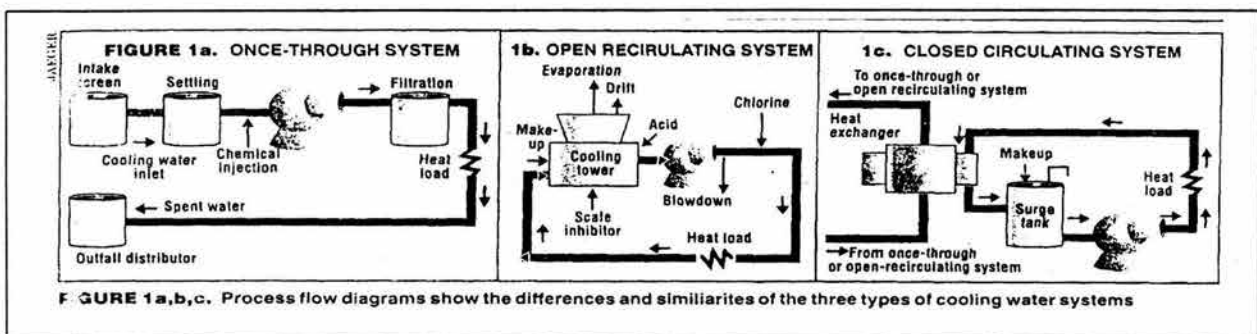


Figura 2.2. Diagrama de los 3 tipos de sistemas de agua de enfriamiento. a) de un paso, b) de recirculación abierta y c) de recirculación cerrada.

2.3. Torres de enfriamiento.

Existen en la actualidad varios diseños de torres de enfriamiento que son utilizados en la industria. Los diseños presentan variaciones importantes que se reflejan en costo inicial y de

mantenimiento, y su aplicación dependerá de varios factores según el lugar en que se ubica la planta y de sus características climáticas.

Debido a que en el caso de estudio se utiliza una torre de enfriamiento de tiro mecánico, a continuación se describen las características más importantes de este tipo de torres.

Torres de enfriamiento de tiro mecánico.

a) Tiro forzado.

En este tipo de torres, el aire entra a través de la abertura circular del ventilador que se encuentra montado en la parte inferior y fuerza al aire hacia la parte superior saliendo este con baja velocidad. El motor y el ventilador quedan afuera de la torre en un lugar de fácil acceso, lo cual es conveniente para la reparación y el mantenimiento del equipo además de que no quedan expuestos a la corrosión provocada por la corriente caliente y húmeda del aire de salida.

Sin embargo, debido a la baja velocidad de salida, se provoca recirculación excesiva de la corriente de aire húmedo, ya que este tiende a regresar a la entrada de aire de la torre, lo que se traduce en pérdida de eficiencia por elevación de la temperatura de bulbo húmedo. Esto se refleja en mayor temperatura del agua de salida.

Por otro lado no cuenta con una buena distribución del aire puesto que el flujo debe tener un cambio de dirección de 90° a alta velocidad. Debido a esto se debe contemplar una altura adicional de la torre para compensar la ineficiencia provocada.

b) Tiro inducido.

Puede emplearse la torre de tiro inducido a contra flujo o transversal. Es de mayor eficiencia la de contra flujo, debido a que la diferencia de potencial de entalpía es en promedio más alta que la que se obtiene a flujo transversal, sobre todo para acercamientos de temperatura estrechos de hasta 5 °F. Para acercamientos menores, la ventaja es despreciable.

En estas torres, el ventilador, que funciona en realidad como extractor, se ubica en la parte superior de la misma, donde fuerza al aire a pasar a través de ella. La corriente de aire húmedo y caliente es expulsada a mayor velocidad por la parte superior, lo cual evita los problemas de recirculación que se tienen en las torres de tiro forzado al mismo tiempo que, sin embargo, se

pierde facilidad de acceso al ventilador junto con el motor que lo acciona para su mantenimiento y se expone a mayor corrosión. Demanda mayor energía debido a que presenta mayor caída de presión en la toma del ventilador. Por otro lado, presentan mayor arrastre de agua por la alta velocidad a la que sale el aire, por lo que requieren de mayor caída de presión en los eliminadores de gotas. En la figura 2.3 se pueden observar los tipos de torres de enfriamiento de tiro mecánico.

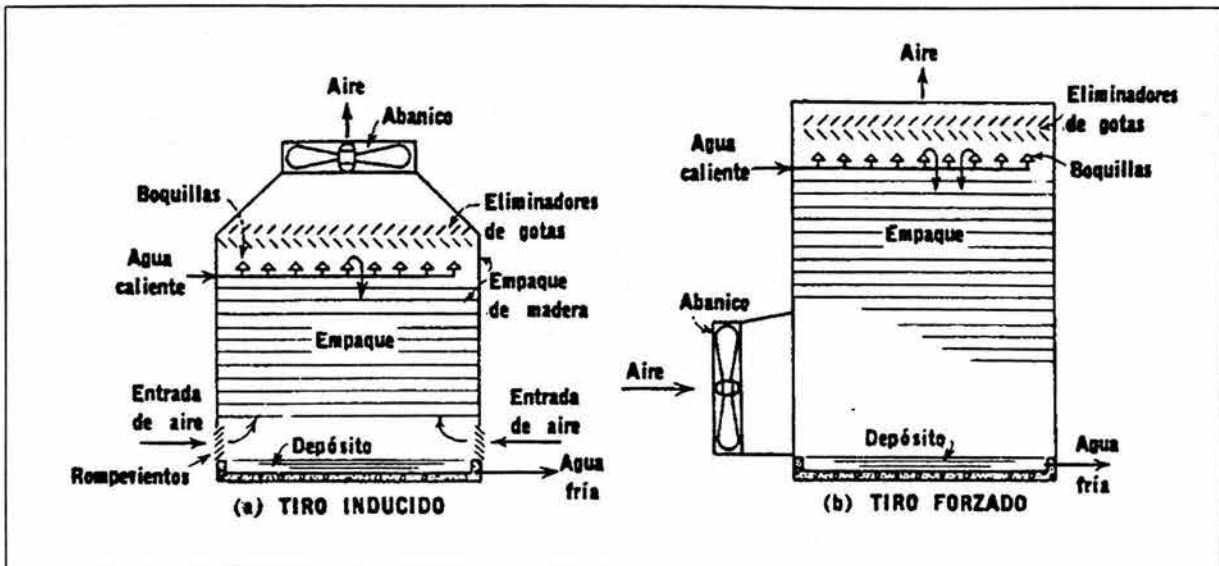


Figura 2.3. Torres de enfriamiento de tiro mecánico. a) Tiro inducido a contraflujo. b) Tiro forzado.

Para lograr mayores acercamientos de temperatura en las torres de flujo transversal, es necesario aumentar el flujo de aire, lo cual resulta en un alargamiento de la torre para dar mayor área transversal de flujo. El aumento de tamaño incrementa, a la vez, el requerimiento de potencia de los ventiladores. De esta forma puede resultar en mayor inversión inicial.

Estas torres cuentan ya sea con un cabezal de espreas interno, donde se abre y distribuye el flujo, o bien, con techo mojado, donde el agua cae por gravedad a través de orificios existentes en este, que se le conoce como torre "mojada-seca". En las primeras hay mejor distribución de agua aunque su inversión inicial y los requerimientos de presión en este punto son mayores. En la figura 2.4, se muestran ambos tipos de torres de tiro inducido .

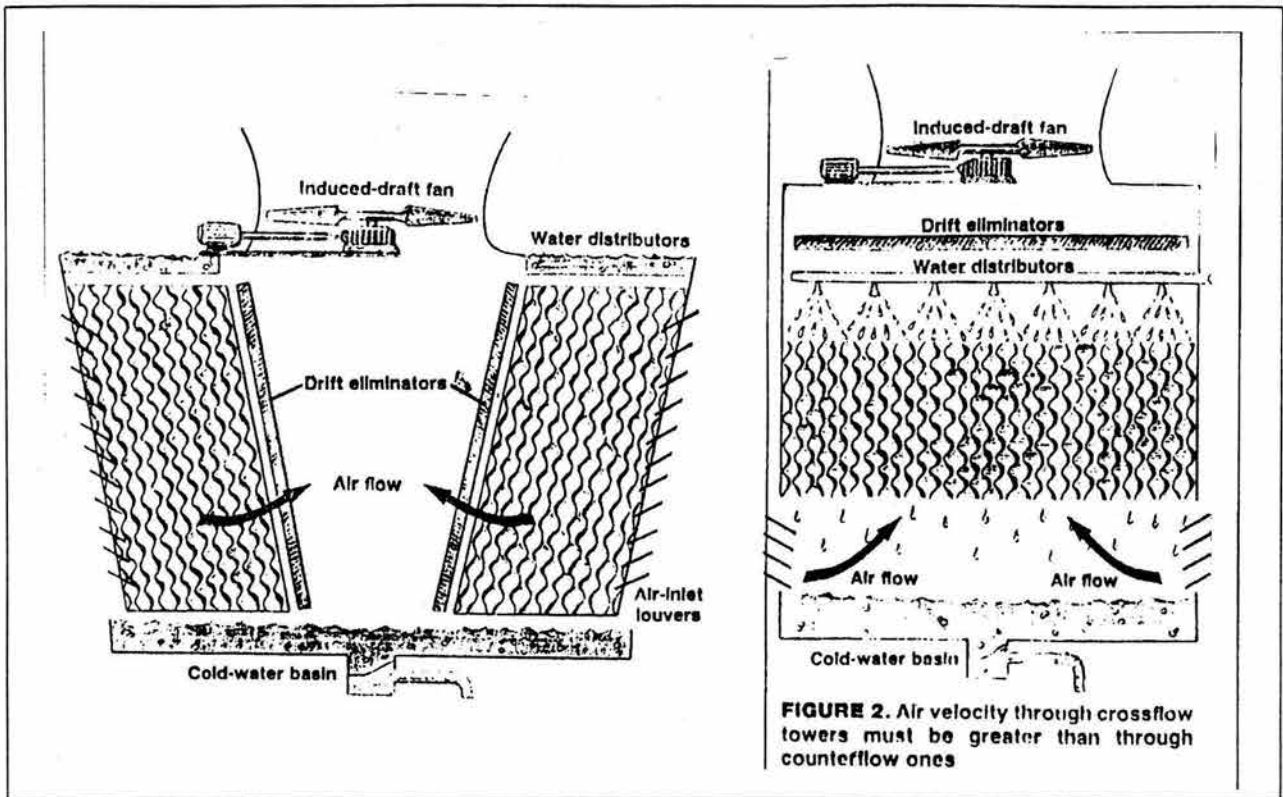


Figura 2.4. Torres de enfriamiento de tiro inducido mojada seca a flujo cruzado (izq.) y de cabezal de espreas internas a contra flujo (der.).

2.4. Variables de Diseño de los sistemas de enfriamiento.

Entre las variables que se manejan en el diseño de los sistemas de agua de enfriamiento, se encuentran la temperatura de agua fría, de bulbo húmedo, de acercamiento, el rango de temperatura, entre otros, los cuales son importantes de identificar y de establecer durante el diseño. En esta sección se hace una breve revisión de estos conceptos importantes que son utilizados en el ejemplo del caso de estudio.

a) Temperatura de agua fría.

La temperatura del agua de enfriamiento que sale de la torre. Es igual a la suma de la temperatura de acercamiento de la torre y la temperatura de bulbo húmedo ambiente.

Debido a que el potencial para la transferencia de masa es el área que existe en el

diagrama Temperatura – Entalpía de la mezcla aire – agua entre la curva de saturación y la curva de operación del sistema, a menor temperatura de agua fría se requerirá mayor tamaño de la torre.

La temperatura de agua fría más alta a la cual se diseñan las torres de enfriamiento es de 120° F, por lo general. La razón de esto es que, por un lado, salvo compuestos que se manejen a altas temperaturas, se requerirían áreas de intercambio muy grandes para compensar aproximaciones muy pequeñas o cruces de temperatura, lo cual es económicamente inconveniente a pesar de que el tamaño y costo de la torre de enfriamiento sean menores.

b) Temperatura del agua caliente.

Es la temperatura del agua que entra a la torre de enfriamiento después de absorber el calor en los intercambiadores de proceso. Esta debe ser evaluada una vez que se hizo el balance de calor de las corrientes de proceso considerando el volumen de agua involucrada.

c) Temperatura de bulbo húmedo.

Es la temperatura de equilibrio para la evaporación de agua en aire húmedo.

Se toma el valor que iguala o excede el 5% del tiempo en los cuatro meses de mayor temperatura como la temperatura de bulbo húmedo para el diseño o selección de la torre de enfriamiento.

Este valor cubre satisfactoriamente las necesidades de enfriamiento sin caer en sobre diseño (sobre costo) del equipo.

d) Acercamiento.

Se le llama a la diferencia entre la temperatura de bulbo húmedo ambiente y la temperatura de salida del agua de la torre de enfriamiento.

Este parámetro tiene el efecto más pronunciado para la determinación del tamaño y costo de la torre de enfriamiento. Por ejemplo, reduciendo la temperatura de acercamiento de 15 a 8 °F puede incrementar el costo de la torre en 50% y el costo de operación del ventilador en 65%.

Por lo tanto, se debe de evaluar entre varios valores de temperatura de acercamiento para

determinar el costo mínimo del sistema, incluyendo el área de transferencia de calor, el tamaño de la tubería, bombas y torre de enfriamiento.

El rango típico para la temperatura de acercamiento se encuentra dentro de 5 °F a 20 °F.

Es usual en algunas regiones un acercamiento de diseño de 10° F, tomando la temperatura de bulbo húmedo de diseño aquella que no se excede por mas del 5 % de las horas totales para los 4 meses de verano de junio a septiembre, como ya se mencionó. Un acercamiento más estrecho es índice de una operación más difícil debido a que el potencial de enfriamiento es menor.

En regiones donde las temperaturas de bulbo húmedo son elevadas (80 °F o más) se justifica, sin embargo, hacer diseños para acercamientos de hasta 5 °F.

e) Rango de operación.

Es la diferencia entre la temperatura del agua caliente que entra en la torre y la del agua fría que sale de la misma. A mayor rango de temperatura menor la inversión en la torre (aunque mayor altura de volumen empacado, menor tamaño por el manejo de menores caudales de flujo tanto de agua como de aire) y los costos de operación (en energía para accionar bombas y ventiladores), pero a la vez, se disminuye la diferencia de temperatura media logarítmica entre las corrientes frías y calientes del proceso, que resulta en un incremento del área de intercambio de calor entre ambas. Por lo tanto, se debe de encontrar un punto de equilibrio. Los valores típicos del rango se encuentran entre 15 y 25 °F.

f) Acercamiento límite.

Cuando el rango de temperaturas en que trabaja el agua de enfriamiento se mueve, el potencial total también lo hace, de manera que si el acercamiento es menor, el potencial disminuye para la misma pendiente de la línea de operación en el diagrama Temperatura - Entalpía.

El límite del acercamiento se obtiene cuando la temperatura del agua de enfriamiento a la salida de la torre es la misma que la del aire saturado a la entrada.

2.5 Tratamiento de agua.

En nuestro caso de estudio, es importante considerar la influencia de los costos de tratamiento de agua debido a que, en la mayoría de los casos, varían de acuerdo al nivel de temperatura del agua circulante del sistema. Esto se lleva a cabo haciendo un estimado de los costos para posteriormente sumarlos al costo total. Sin embargo, únicamente se aplica al caso que presenta las mejores ventajas para observar su grado de influencia. A continuación se revisan los principales conceptos utilizados para realizar dicha estimación.

2.5.1. Tratamiento de agua de enfriamiento.

Debido a que el agua en su forma natural nunca es pura, ya que contiene minerales disueltos, material sólido en suspensión, microorganismos, etc., entre otras impurezas, debe ser tratada para evitar que estas afecten mediante incrustación, corrosión, abrasión, asentamiento, etc, el funcionamiento de los equipos y tuberías que componen el sistema de enfriamiento. De esta manera, según se observa en la figura 2.5, el sistema involucra 4 corrientes de agua en la torre de enfriamiento relacionadas con el tratamiento y acondicionamiento del agua para recirculación en el sistema:

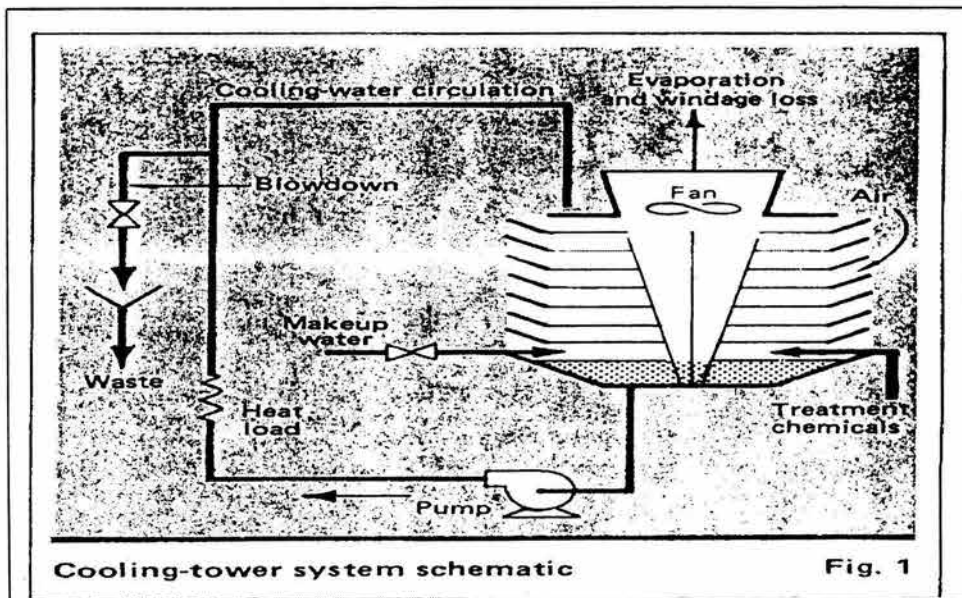


Figura 2.5. Esquema de las corrientes de agua en el sistema de torre de enfriamiento.

- Cantidad de agua evaporada. E.

Es la cantidad de agua que se evapora y humidifica al aire, forma en la cual es retirado el calor del sistema, que se relaciona de la siguiente manera con el agua de recirculación y la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida de la torre:

$$E = 0.001 (Cr) DT.$$

Donde:

E = Evaporación, GPM

Cr = Agua recirculada, GPM

DT = Rango de temperatura de la torre. °F.

- Agua de purga. B.

Una cierta cantidad de agua, B, debe ser purgada del sistema, ya que, conforme aumenta la evaporación, las impurezas se concentran en el agua líquida hasta un nivel excesivo a menos que una porción sea retirada y posteriormente repuesta con agua de menor concentración de impurezas. Se utiliza el concepto de ciclos de concentración para indicar el grado de concentración del agua de recirculación comparada con el agua de reposición, por lo que:

$$X \text{ en el agua de recirculación} = (X \text{ en el agua de reposición}) (C)$$

Donde:

X = Concentración de cualquier especie no volátil disuelta en el agua de reposición.

C = Ciclos de concentración.

En la práctica, se utiliza por lo general el cloro, la dureza (expresada como concentración de carbonato de calcio) ó la conductividad como parámetro.

- Pérdidas por arrastre. W.

Es una cantidad de agua que se pierde en la corriente de aire por la velocidad del tiro, la cual representa en las torres mecánicas promedio entre un 0.1 y un 0.3% del agua de recirculación, aunque algunos fabricantes garantizan torres con pérdidas de hasta un 0.008%.

- Agua de reposición. Mu

Es la cantidad de agua que debe ser agregada o repuesta al sistema para reemplazar la evaporación, E, la purga B, y el arrastre W.

$$Mu = E + B + W$$

El flujo de agua de reposición es relacionado con los ciclos de concentración de la siguiente manera:

$$Mu = EC / (C-1)$$

A mayores ciclos de concentración es menor el consumo de agua, sin embargo, no resulta esto tan atractivo debido al peligro que representa la formación de sarro ó bien la posibilidad de corrosión cuando la concentración de ciertas especies es demasiado alta.

2.5.2. Influencia de la temperatura en el tratamiento del agua de enfriamiento.

La temperatura es un factor importante a tomar en cuenta en el tratamiento del agua de enfriamiento. A mayor temperatura, uno de las más comunes especies disueltas en el agua, que se toma como parámetro de la alcalinidad y de la dureza del agua, el carbonato de calcio, se vuelve menos soluble, por lo que tiene mayor propensión a depositarse dentro del sistema, situación indeseable. Para evitarlo se puede agregar ácido sulfúrico, con el cual forma sulfato de calcio, mucho más soluble, además que puede mantener un pH más bajo en el agua, con lo cual se evita la tendencia a la incrustación de los equipos. Adicionalmente, es necesario agregar otros

químicos tales como el cloro u otros biocidas que evitarán la proliferación de microorganismos, los cuales crecen más rápido a mayor temperatura y al desarrollarse en la superficie de los tubos pueden reducir la eficiencia de la transferencia de calor. Los sólidos suspendidos también incrementan su tendencia a depositarse cuando se incrementa la temperatura, por lo que será necesario agregar dispersantes para prevenir este problema.

2.6. Conceptos para la evaluación económica.

El comparativo económico para el caso de estudio, mediante la evaluación económica, se realiza para los dos sistemas de red de agua de enfriamiento: el primero, que considera un sistema tradicional, en el que se utiliza un ramal paralelo para cada intercambiador de calor y, el segundo, el sistema con reuso de agua, donde se puede utilizar una misma corriente en serie para otro u otros intercambiadores de calor. Como ya se explicó antes, para ambos sistemas se aplican tres criterios diferentes de diseño: el primero, que contempla el diseño de las tuberías con bajos costos de inversión; el segundo, que establece el diámetro económico de las líneas y caídas de presión de 10 PSI en los intercambiadores de calor máximo y, el tercero, que utiliza diámetro económico y caídas de presión de intercambiadores de calor de máximo 3 PSI. Se considera que se requiere de financiamiento para los costos de inversión, que se desembolsan al principio, y no se requiere para cubrir los costos de energía, que se desembolsan a través del tiempo durante la operación del sistema. Se comparan ambos costos en un período de 10 años a valor presente. En la parte final del capítulo se realiza un estimado del costo del tratamiento del agua para observar el grado en el que puede influir este factor para ambos sistemas para el caso de mayor conveniencia.

A continuación se exponen las definiciones para los conceptos utilizados en dicha evaluación.

2.6.1 Análisis económico.

El análisis económico pretende establecer cual es el monto de los recursos económicos de inversión necesarios para los sistemas, así como los costos de operación. En este caso, solamente se comparan los costos de inversión para los equipos instalados siguientes: intercambiadores de calor, torre de enfriamiento, bombas hidráulicas y tuberías. Para los costos de operación

únicamente se comparan los costos de energía para las bombas hidráulicas y para los ventiladores de la torre de enfriamiento. No se comparan costos de operación tales como costo del personal operativo, mantenimiento, ni costos de inversión tales como terreno, entre otros.

2.6.2 Costos.

Costo se define como un desembolso en efectivo hecho en el pasado, en el presente, en el futuro o en forma virtual. Los costos hechos en el presente (tiempo cero) en una evaluación económica se le llama de inversión; en un estado de resultados proforma o proyectado en una evaluación, se utilizarán los costos futuros; los costos de depreciación son un ejemplo de costo virtual, debido a que en realidad no se hace un desembolso.

Costos financieros. Son los intereses que se deben de pagar en relación con capitales obtenidos en préstamo.

2.6.3 Inversión inicial.

Esta comprende la adquisición de todos los activos fijos ó tangibles y diferidos ó intangibles necesarios para iniciar las operaciones de la empresa.

Se entiende por activo fijo ó tangible los bienes propiedad de la empresa, como terrenos, edificios, maquinaria, equipo, etc. Se le llame fijo porque la empresa no puede desprenderse de él sin que ello ocasione problemas en sus actividades productivas. Los activos diferidos ó intangibles son el conjunto de bienes necesarios para el funcionamiento de la empresa, tales como patentes, nombres comerciales, asistencia técnica, gastos de instalación y puesta en marcha.

2.6.4. Depreciaciones y amortizaciones.

El término depreciación tiene la misma connotación que el de amortización, pero el primero se aplica al activo fijo, ya que con el uso estos bienes valen menos, es decir, se deprecian. En cambio, la amortización se aplica a activos intangibles, que no pierden valor con el tiempo; este es el cargo anual que se hace para recuperar la inversión. El propósito de los cargos

por depreciación y amortización son que la inversión inicial sea recuperada por la vía fiscal. Esto es, la inversión y el desembolso de dinero ya se hizo, por lo que en realidad ya no se está desembolsando ese dinero, si no que se está recuperando. Sobre que cantidad y valor se puede recuperar cada año y durante cuantos años, el gobierno lo establece asignando un porcentaje que está relacionado con el promedio anual de vida de los bienes. En México solo se permite el uso del método de depreciación llamado línea recta. Es decir, que cada año se deprecia una misma cantidad fija.

Para nuestro caso de estudio, se tomará como 10 años el promedio de vida útil de los equipos y tuberías, por lo que el tiempo considerado en nuestro comparativo es de 10 años, tomando como base la depreciación y amortización de los mismos.

2.6.5 Inflación.

Es la tasa mediante la cual se relaciona la equivalencia misma del dinero en el tiempo. Esto es, si al inicio de un año, tenemos 1000 pesos, y durante el mismo la tasa de inflación es de 90%, al final del año es lo mismo tener 1900 pesos que 1000 pesos ahora, debido a que podemos comprar lo mismo con esa cantidad dentro de un año que con los 1000 pesos en este momento. En nuestro caso de estudio se considera una tasa de inflación de 20% anual.

2.6.6 Anualidades.

Es una serie de pagos periódicos iguales que se hacen durante un tiempo determinado. Es una forma de pagar el principal de un préstamo más los intereses en cantidades iguales sobre un período dado de tiempo. En el caso de estudio se calculan los pagos bajo este concepto.

Para determinar el valor del pago, se aplica la siguiente fórmula:

$$X = P (1 + i)^n i / ((1 + i)^n - 1),$$

Donde:

P= Principal prestado

X= Pago por periodo de tiempo

N= número de periodos

I= Tasa de interés por período, expresado como fracción.

En nuestro caso de estudio se considera el pago por año y la tasa de interés considerada es de 34% anual. Este concepto se explica abajo.

2.6.7 Valor presente.

Cuando se hacen cálculos de pasar dinero equivalente al futuro, se aplica una tasa de interés o de crecimiento del dinero. Para pasar cantidades futuras al presente se utiliza una tasa de descuento, llamada así porque descuenta el valor del dinero en el futuro a su equivalente en el presente. En el caso de estudio, los costos que se estarán descontando año con año, incluyendo los costos de financiamiento, son sumados y actualizados para compararlos en el año presente. Esto es, será calculado el Valor Presente del dinero que se estará pagando al banco con una tasa de descuento a través de cierto periodo de tiempo.

La siguiente fórmula relaciona el valor presente:

$$VP= \text{Anualidades} / (1+\text{Tasa de descuento})^{\text{año}}$$

Donde:

VP= Valor presente del dinero.

La tasa de descuento, en nuestro caso de estudio, es igual a la tasa de inflación estimada de 20%.

III.- CASO DE ESTUDIO

III. Caso de estudio.

3.1 Minimización del flujo de agua.

En la mayoría de los casos, en la industria de procesos, ya sean estos continuos ó discontinuos, se utilizan diseños de redes de agua de enfriamiento en el que el arreglo de los intercambiadores de calor, con respecto al servicio de agua de enfriamiento, es en paralelo, es decir, el agua de enfriamiento que procede de la torre entra a cada intercambiador, retira calor y regresa a la torre. En el caso de los procesos discontinuos, este diseño es difícil de sustituir, debido a que las necesidades de este servicio no son constantes, ni en el tiempo ni en el flujo volumétrico por utilizarse. En cambio, para el caso de los procesos continuos, se ha desarrollado una técnica de diseño que implica el arreglo de intercambiadores de calor en paralelo y en serie, teniendo en cuenta que tienen un requerimiento de agua de enfriamiento aproximadamente constante, mientras está en operación, para cada equipo. En el diagrama 3.1 se pueden observar cualitativamente ambos arreglos. El objeto del desarrollo de esta alternativa es el de minimizar los costos en los sistemas de enfriamiento. Cabe mencionar que esta alternativa debe ser utilizada en el diseño posteriormente a la aplicación de la tecnología Pinch, la cual fue desarrollada para fines de aprovechamiento de la energía de las corrientes del proceso generando ahorros sensibles en los costos de los servicios del proceso.

Para tal efecto, esta técnica, está basada en la minimización del caudal de agua utilizada en el sistema, de tal manera que se reduzca el costo de inversión en la torre de enfriamiento, en las tuberías, en el equipo de bombeo, asumiendo un costo adicional en los equipos de transferencia de calor. En el desarrollo original, sin embargo, no fueron considerados los costos de energía, los cuales sumarán durante todo el período de vida del sistema. Estos pueden absorber los beneficios ganados en menores costos de inversión al aplicar esta técnica para hacer inconveniente el uso de estos sistemas, por lo que deben ser considerados en la evaluación económica comparativa que realmente nos defina si la aplicación de esta técnica de diseño logra ventajas con respecto al diseño tradicional en paralelo.

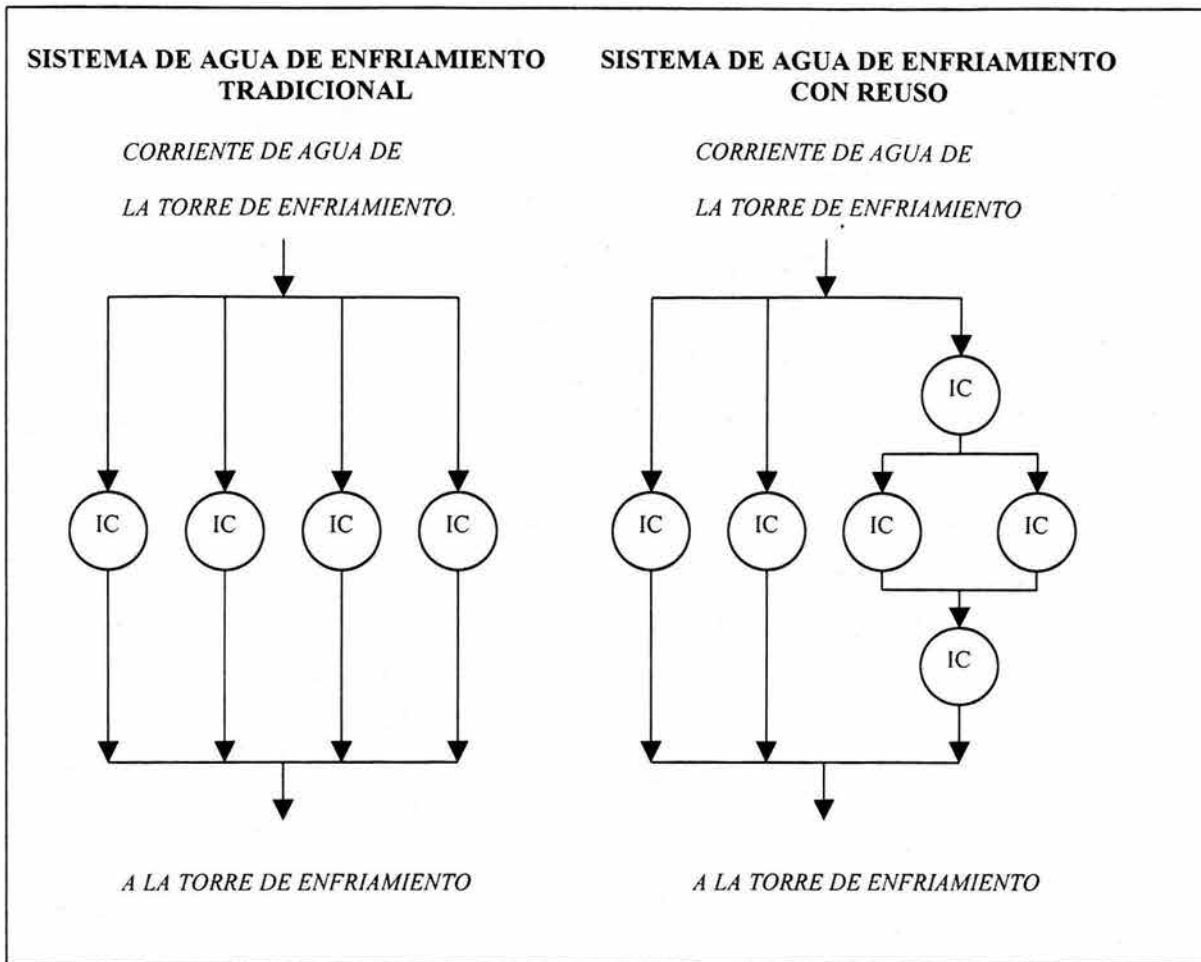


Figura 3.1. Esquema del arreglo de los intercambiadores de calor en los sistemas de agua de enfriamiento tradicional, izq., y con reuso de agua, der.

3.2. Algoritmo de diseño de redes de agua de enfriamiento con reuso de agua.

El diseño de redes de agua de enfriamiento con reuso implica minimizar el flujo de ésta, mediante elevar la temperatura a un rango máximo de calentamiento. Es decir, que el agua retornará a la torre de enfriamiento a la mayor temperatura que sea posible. El límite de temperatura estará determinado por la corrosión y el ensuciamiento en los tubos (entre 120 y 125 °F) y por los requerimientos del proceso, es decir, de las diferentes temperaturas de entrada y salida de las corrientes involucradas. Si las corrientes de flujo limitan la temperatura muy por debajo del límite por corrosión y ensuciamiento, entonces se requerirá una torre más grande y

costosa, por lo que la alternativa es reutilizar el agua en 2 ó más ocasiones en el proceso para elevar la temperatura hasta este límite superior.

En la figura 3.2 se encuentra la descripción del algoritmo de diseño y estimación de costos de sistemas de agua de enfriamiento con reuso, como a continuación le llamaremos al diseño serie paralelo de minimización de costos. Este algoritmo lo aplicaremos en el caso de estudio, en un caso hipotético de un sistema de agua de enfriamiento. Simultáneamente se realizará el diseño del sistema de agua de enfriamiento tradicional, como le llamaremos a través de este trabajo a los sistemas en paralelo comúnmente utilizados. Con los datos obtenidos tanto de diseño como de costos realizamos la comparación económica y de algunos aspectos técnicos de ambos sistemas.

3.3. Desarrollo del caso de estudio. Minimización de costos en el diseño de la red de agua de enfriamiento en un proceso continuo.

A continuación, un ejemplo de la minimización de costos en el diseño de la red de agua de enfriamiento en un proceso continuo. Como primera suposición en el ejemplo es que ha sido utilizada la tecnología “Pinch” para el diseño de la red de intercambiadores de calor y como resultado se requiere la red de agua de enfriamiento del caso de estudio, además, se han aplicado las contingencias o factores de seguridad a las diferentes corrientes.

Se lleva a cabo la aplicación del algoritmo descrito y el diseño simultáneo del sistema tradicional para el mismo caso, un proceso continuo hipotético cuyas corrientes de proceso y de servicio de agua de enfriamiento tienen las propiedades físicas, temperaturas y cargas térmicas mostradas en la tabla 3.5. Por medio de las relaciones encontradas en diferentes fuentes, las cuales se describen en el apéndice 1, se obtienen costos estimados de equipos instalados, los cuales son: torres de enfriamiento, bombas, tuberías e intercambiadores de calor, y costos de operación, como son costos de energía de bombeo y de la torre de enfriamiento, para los sistemas de agua de enfriamiento tradicional y el sistema con reuso de agua, para tres casos distintos. Enfatizando, el trabajo se estructura de la siguiente manera, sobre la base de que se pueden observar de mejor manera los beneficios de utilizar los diferentes criterios de diseño de tuberías en los casos presentados: el caso 1 desarrollado para observar y comparar los costos si tomamos un criterio de bajo costo de inversión para las tuberías, las cuales se diseñan para velocidades de flujo de 15 pies por segundo máximo, con caídas de presión de los intercambiadores de 10 libras por pulgada cuadrada (PSI) máximo; el caso 2 con tuberías diseñadas mediante el criterio de

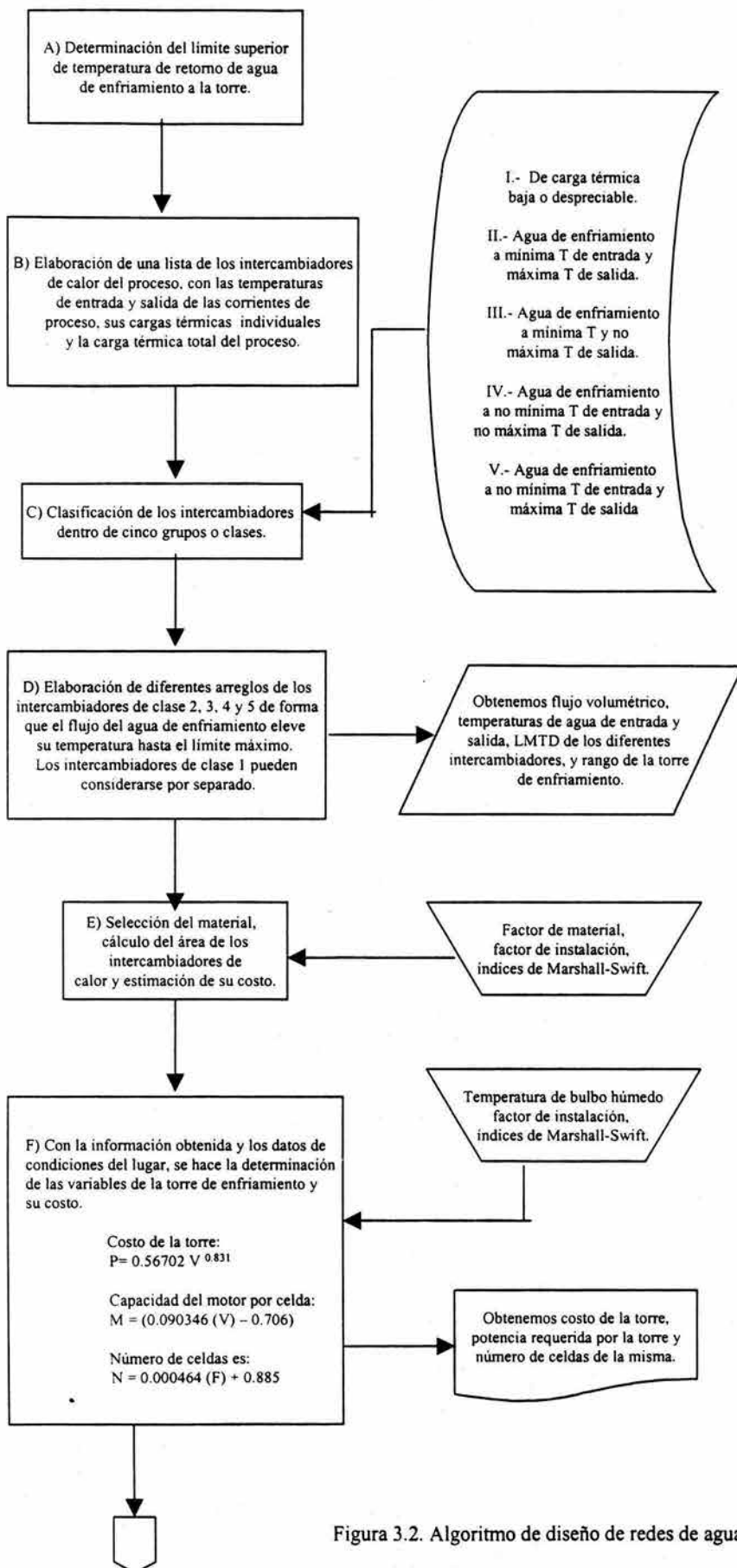


Figura 3.2. Algoritmo de diseño de redes de agua de enfriamiento con reuso.

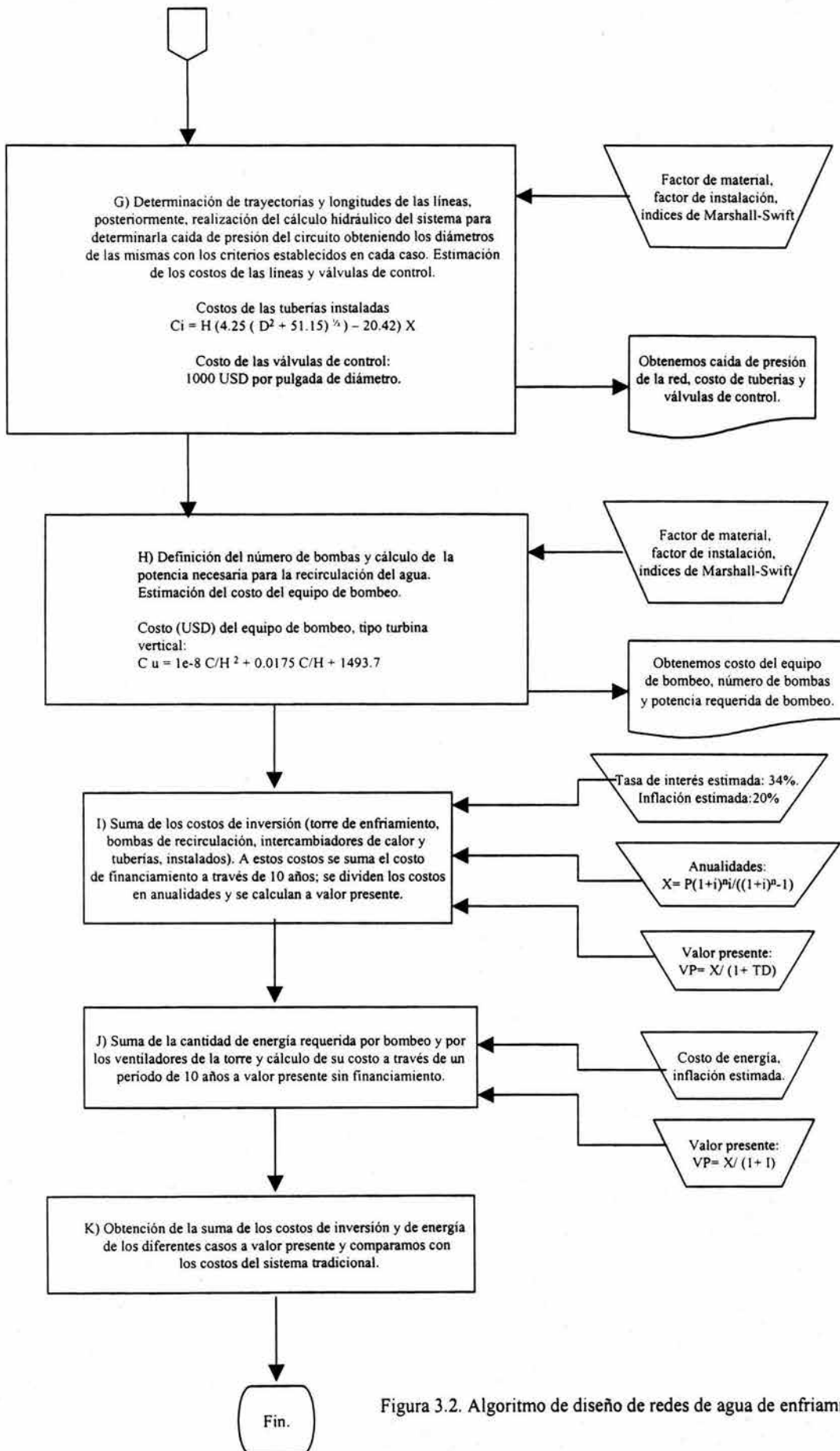


Figura 3.2. Algoritmo de diseño de redes de agua de enfriamiento con reuso. Cont.

diámetro económico y caídas de presión de los intercambiadores de máximo 10 PSI; el caso 3, en el cual se observa el beneficio de utilizar diámetros económicos de tuberías pero con caídas de presión de los intercambiadores de calor de 3 PSI máximo.

A partir de los resultados obtenidos podremos realizar un comparativo, mediante el cual, se determinará si el diseño con reuso de agua es más conveniente económicamente sobre el sistema tradicional. Asimismo, podremos apreciar ventajas y desventajas técnicas del uso de criterios diferentes en el diseño de redes de agua de enfriamiento en ambos sistemas en procesos continuos. Adicionalmente, se realiza una estimación del costo del tratamiento de agua de enfriamiento, para el caso más conveniente, tomando como referencia un ejemplo de las fuentes hemerográficas en el cual es crítica la concentración de carbonato de calcio. De esta manera, podremos obtener conclusiones generales sobre la influencia de la temperatura en el tratamiento de agua y comparar las ventajas que existen entre ambos sistemas y como pueden repercutir en los costos totales para su selección. Se prefirió analizar la influencia de esta variable en los costos de los sistemas de esta manera bajo la consideración de que es difícil establecer una regla para los sistemas de enfriamiento sobre el tratamiento del agua, debido a que depende en mayor grado de la calidad del agua de suministro, la cual se puede encontrar en una gran variedad según el lugar geográfico en que se localice la planta. Por otro lado, muchos de los problemas relacionados pueden resolverse con un programa de control químico mediante la adición de diferentes productos que se encuentran disponibles en el mercado.

3.3.1 Descripción del sistema de agua de enfriamiento del caso de estudio.

A continuación la descripción del sistema de agua de enfriamiento del caso de estudio.

a) Sistema de agua de enfriamiento de recirculación abierta.

Se hace la consideración de que el sistema de agua de enfriamiento de la planta de proceso del caso de estudio es de recirculación abierta, debido a las ventajas que ofrece para un lugar que no cuenta con agua de enfriamiento abundante. Estos sistemas tienen las características descritas en el capítulo 2.

Las ventajas que ofrece este sistema son: bajo caudal de agua preparada; bajo caudal de descarga; buen control químico. Sus desventajas son: alto costo de capital; se requiere potencia adicional para los ventiladores, temperatura variable del agua, niebla, congelamiento y corrosión a los alrededores de la torre. Es importante también mencionar que dentro de los equipos que utiliza este sistema, que se muestran en la figura 2.3 del capítulo 2, existen diferentes tipos para cubrir las diferentes necesidades derivadas del lugar de la ubicación, de las condiciones climáticas, preferencias para su mantenimiento y operación, etc., para que cumplan con los requerimientos del proceso. A continuación la descripción de los equipos que componen el sistema de agua de enfriamiento del caso de estudio:

- Torre de enfriamiento.

la torre de enfriamiento es el equipo utilizado para acondicionar el agua, es decir, que se encarga de reducir la temperatura del agua que sale después de condensar ó enfriar materia prima o producto del proceso ú otra corriente de la instalación para recircularla. Es en este equipo en donde se extrae la energía del proceso continuamente para disiparla al medio ambiente, por lo que es de importancia clave en el diseño del sistema. A su vez, el manejo de la información de las condiciones físicas del lugar con las que se procederá a hacer la selección y diseño del equipo deben ser lo más adecuado posible para asegurar el cumplimiento de las necesidades de enfriamiento en las instalaciones.

Existen en la actualidad varios diseños de torres de enfriamiento que son usados en la industria. Estos presentan variaciones importantes que se reflejan en costo y mantenimiento y su aplicación dependerá de varios factores dependiendo del lugar en que se ubica la planta con sus características climáticas. En nuestro caso, se utiliza una torre de enfriamiento de tiro mecánico inducido de flujo transversal, aprovechando las características de que tienen una baja recirculación y menor caída de presión en el flujo de aire con respecto al flujo cruzado, cuyas características se exponen en el capítulo 2, y se observa en la figura 2.2 del capítulo 2. Esta torre, utiliza espreas de distribución de agua para proporcionar tanto una mejor distribución a través del área transversal de la torre, como para tener gotas de menor tamaño que tengan mayor superficie de contacto con el aire.

Otro aspecto muy importante a tomar en cuenta en el diseño y construcción de la torre de enfriamiento es el empaque o relleno, que en las torres de contacto directo tienen como función la de proporcionar la superficie de contacto aire agua para que se lleve a cabo la transferencia de masa, ya sea mediante la distribución del líquido en una superficie donde se extienda y se exponga la película al flujo de aire o bien, retardando la caída de las gotas a través del aparato, con lo cual, la velocidad de las gotas promedio disminuye dando una superficie efectiva mayor que la de caída libre. Se calcula que el relleno representa del 25 al 30% del costo de la torre

En gran parte de las torres de enfriamiento se emplean empaques o rellenos triangulares o rectangulares, que son largueros de madera cuya sección es, como su nombre lo indica, triángulos o rectángulos. Estos interrumpen el flujo descendente y, a la vez, crean nuevamente gotas para proporcionar "superficie de gota". Estos diseños han evolucionado de forma que se han fabricado diferentes de estos empaques que cuentan con la ventaja de mantener una temperatura consistente de agua fría en condiciones de ensuciamiento o contaminación, situación que ha desalentado el uso en ciertas aplicaciones de rellenos que crean películas de agua, debido a la menor velocidad del agua en ellos.

Estos rellenos o empaques que crean película de agua favorecen, sin embargo, la eficiencia térmica mediante el incremento del área de contacto aire-agua, hasta en un 50%, además de reducir la caída de presión. Al caer el agua a través del relleno, cada gota forma una capa delgada en este material impermeable lo cual significa un área superficial mayor que le permite al aire enfriar la masa de agua mas rápidamente. Existen en láminas corrugadas cruzadas a 60° que trabajan dividiendo el flujo de agua y aire en ángulos opuestos a través del empaque. Asimismo existen los rellenos en láminas corrugadas en forma vertical, que aumentan la velocidad del agua. En la figura 3.2 se observan ambos rellenos.

La mayoría de la tecnología en rellenos que crean película de agua es fabricada de PVC, cuyos beneficios son que: es durable, auto extingible, barato, de prolongada vida útil y de habilidad para crear una película uniforme de agua. En el caso de estudio se utiliza este material para el relleno de la torre de enfriamiento. Otros desarrollos más recientes implican empaque hecho de fibra celular, el cual ofrece menor reducción en su eficiencia a través del tiempo que el PVC, hasta en un 15%.

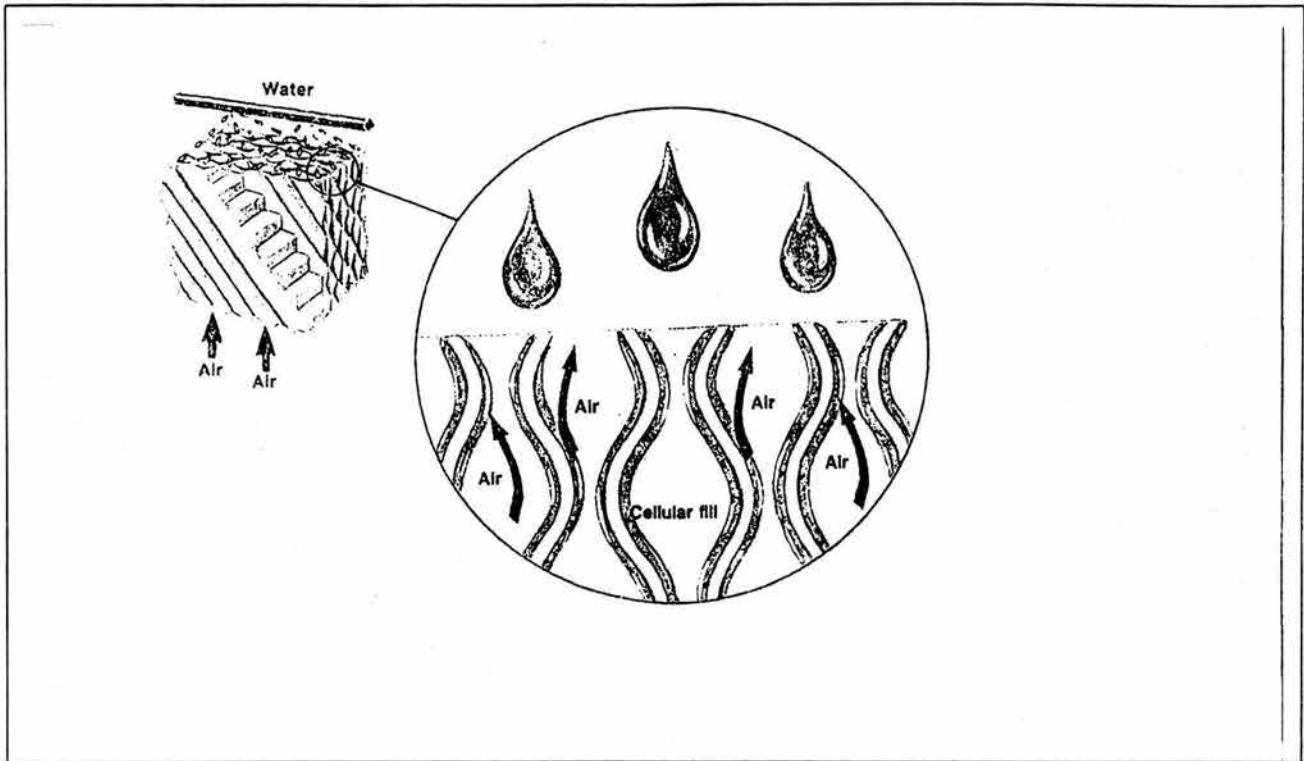


Figura 3.2. Rellenos o empaques de torres de enfriamiento corrugados a 60° y verticales.

- El depósito de agua de enfriamiento.

Es en donde se dispondrá el agua acondicionada para ser enviada a los equipos que requieran de este servicio en la planta, el cual deberá contar con volumen suficiente para garantizar el almacenamiento de toda el agua requerida además de ser diseñada de acuerdo a las necesidades de espacio, economía y facilidad para su mantenimiento periódico. En nuestro caso de estudio se utiliza un cárcamo construido de concreto debido a las necesidades de almacenamiento de un volumen considerable de agua, abajo del nivel del piso, para mayor facilidad de instalación, operación y mantenimiento de la torre.

- Las bombas de suministro,

las cuales tienen la función de recircular el agua continuamente al sistema. En torres de enfriamiento de escala industrial, con grandes volúmenes de agua circulada, la instalación del

equipo de bombeo es generalmente extensa, con dos o más bombas por torre, inclusive, en algunas instalaciones pueden usarse una docena de bombas de alta capacidad y de alta columna.

Para aplicaciones cuando se tiene un cárcamo profundo, como es el caso de los depósitos de muchas torres de enfriamiento de escala industrial, se utilizan bombas verticales. La bomba de sumidero en la figura 3.3 es un ejemplo del diseño más común para este servicio, provista de un impulsor semi abierto de un solo paso, donde la cabeza de descarga no es muy grande.

Para la aplicación del caso de estudio, se utilizan bombas verticales de turbina debido a que la torre utiliza un cárcamo como depósito, es decir, que se encuentra por debajo del nivel del piso con un impulsor semi abierto de un solo paso.

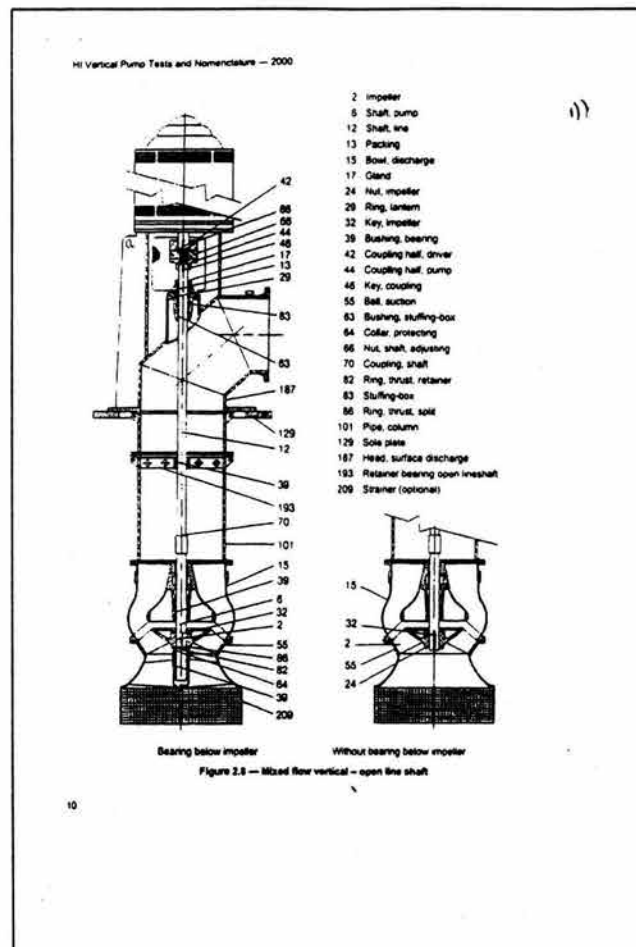


Figura 3.3. Bomba de turbina vertical.

- Las tuberías que forman el circuito.

Las tuberías son los conductos mediante los cuales se envía el agua de enfriamiento a los equipos de intercambio de calor y retorna, en el caso de los sistemas de enfriamiento con recirculación, a la torre. Su selección para un sistema de enfriamiento se hace tomando en cuenta la caída de presión, el caudal y la velocidad requerida. A la vez, debe de soportar la presión del fluido y las condiciones de corrosión del mismo y del medio ambiente.

En general la tubería hecha de acero al carbón con costura es adecuada para la aplicación en el servicio de agua de enfriamiento, debido a sus bajas temperaturas y no muy altas presiones.

La fabricación de la tubería con costura puede hacerse ya sea a partir de placa plana, para hacer una forma cilíndrica utilizando algunos de los métodos de soldadura (tope, traslape, resistencia, fusión o espiral). Las tuberías en cualquier sistema de agua de enfriamiento pueden utilizarse en una gran variedad de tamaños. Debido a que el acero al carbón es el material más comúnmente usado en tuberías, resulta muy común referir las denominaciones de tuberías de acero utilizando las iniciales IPS (Iron Pipe Size, diámetro de tubo de hierro). Se especifica el diámetro de un tubo mediante un valor nominal, el que corresponde a su diámetro real solo para los tubos de más de 12 pulgadas. Así, el tubo de 2 pulgadas I.P.S. tiene un diámetro exterior de 2.375 pulgadas y un diámetro interior que puede variar desde 2.157 hasta 1.503 pulgadas de acuerdo al espesor requerido. Se tienen variaciones de 1/8 de pulgada en tubos de acero de más de 24 pulgadas de tamaño nominal, hasta tamaño nominal de 30 pulgadas. Los tubos nominales de mayor tamaño a 3/8 de pulgada, son las más comunes en las plantas de proceso. Pueden encontrarse también en tamaños de 1½, 2½, 3½ y 5 pulgadas, aunque no son de uso muy común. Los tubos pequeños no se utilizan aunque se tengan caudales de flujo pequeños.

La cédula de la tubería se refiere al número que se obtiene en forma aproximada a partir de la expresión:

$$\text{Número de cédula} = 1000 P/S$$

donde:

P = presión manométrica interna en psi.

S = esfuerzo admisible de trabajo en psi

La cual está basada en la forma para el cálculo del espesor del tubo:

$$t = (PD) / (2S) + C$$

donde:

D = diámetro exterior del tubo en pulgadas.

t = espesor del tubo en pulgadas

C = tolerancia por corrosión.

Por lo que, el número de cédula es una expresión que resulta aproximadamente proporcional a la relación entre la presión de trabajo y el esfuerzo admisible, así como también a la relación entre el espesor corroído y el diámetro.

Para el uso en los circuitos de enfriamiento del caso de estudio se utiliza, suponiendo un caso en que la calidad del agua no es muy corrosiva, tubería de acero al carbón, de cédula estándar, con costura.

- Las válvulas del circuito de tuberías.

Las válvulas son una parte importante de los sistemas de distribución de agua de enfriamiento, ya que permiten el paso del flujo o lo bloquean a las líneas y a los equipos. Se utilizan además, en muchos casos, para regular la cantidad de flujo que se requiere.

A continuación, describimos brevemente las características de los principales tipos de válvulas que se utilizan para el servicio de agua de enfriamiento del caso de estudio.

a) Válvulas de mariposa.

La caída de presión del flujo completamente abierta es muy baja.

Es adecuada para flujos que requieren diámetros de medios a grandes (llegan hasta tres metros) debido a la forma especial del disco que promueve el flujo.

Cuando se encuentra parcialmente cerrada, desarrolla turbulencia en el flujo en forma de pequeños torbellinos.

Las válvulas de mariposa son adecuadas para funciones de interrupción ocasional del flujo.

Son particularmente adecuadas para utilizarse en aplicaciones simples abierto cerrado con líquidos limpios o gases a mediana presión y para flujos en donde se tenga baja frecuencia en el cambio de posición. No se tiene un control uniforme del flujo en el rango completo de la apertura de la válvula, por lo que no es muy recomendable para modular el flujo. En la figura 3.4 se muestra este tipo de válvula.

b) Válvulas de compuerta.

Es la válvula que se utiliza con mayor frecuencia.

El flujo pasa directamente por la válvula (sin cambios de dirección), axial a la tubería.

Consiste de una placa o compuerta que se desliza a través de ranuras.

Se utiliza, por lo general, para aislar equipos y tuberías para darles servicio, es decir, su posición es “abierta ó cerrada”, utilizándose raras veces para control de flujo. Esto debido a que, si se abre parcialmente, se desgasta el fondo de la compuerta en corto tiempo e impide que selle correctamente al cerrarse totalmente. En el caso de control de flujo, se prefiere la válvula de globo.

Tiene menor caída de presión, sin embargo, que las válvulas de globo.

Tiende a presentar problemas de sellado en el estopero del vástago si no se tiene un mantenimiento periódico. En la figura 3.5 se muestra este tipo de válvula.

c) Válvulas de retención.

Estas válvulas tienen una función distinta a las descritas anteriormente; tienen como función específica la de prevenir el regreso del fluido (dirección contraria) a la tubería donde está instalada, como consecuencia de una contra presión.

Existe también una gran variedad de diseños. Los dos tipos más utilizados son el horizontal y el columpio (que trabaja en cualquier posición).

Las válvulas de retención horizontal se utilizan para tamaños de 2 pulgadas o menos. Como desventaja, producen mayor caída de presión que las de columpio.

Las válvulas de columpio se utilizan con mayor frecuencia en tamaños mayores de 2 pulgadas. Tienen menor resistencia al flujo.

Existe también la válvula de retención vertical, la cual también causa una caída de presión alta y solo se utiliza en su posición nominal. Por otro lado, son muy factibles de ensuciarse y no sellar correctamente con algún sólido que se aloje en el asiento, lo cual lo inhabilita para cumplir con su función. En la figura 3.6 se muestra este tipo de válvula.

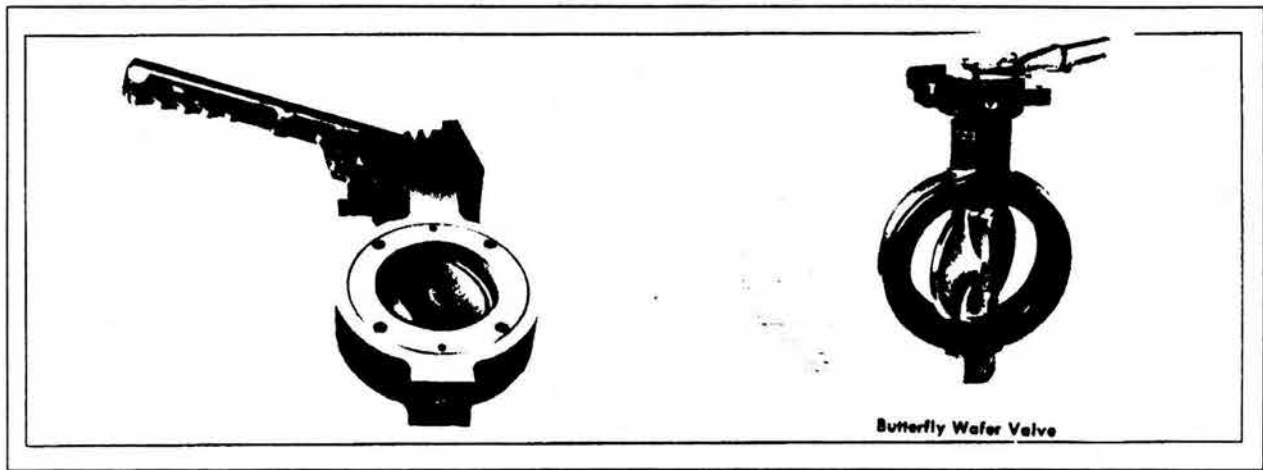


Figura 3.4. Válvula de mariposa.

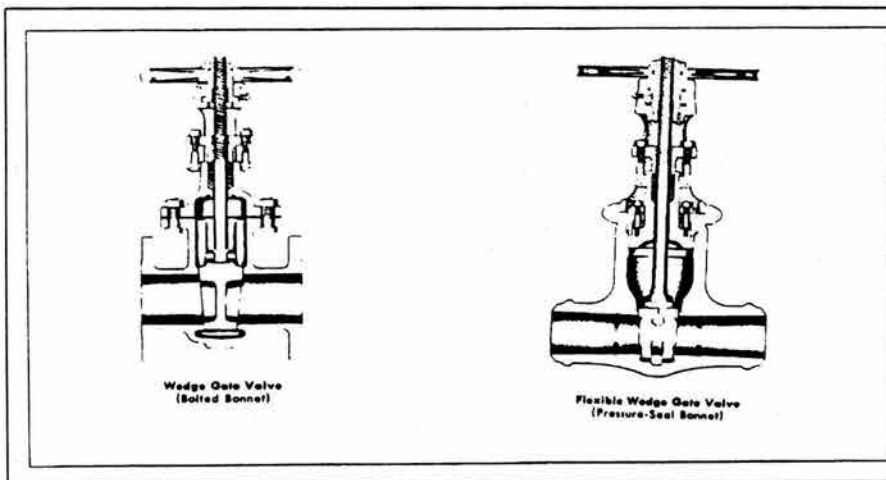


Figura 3.5. Válvula de compuerta.

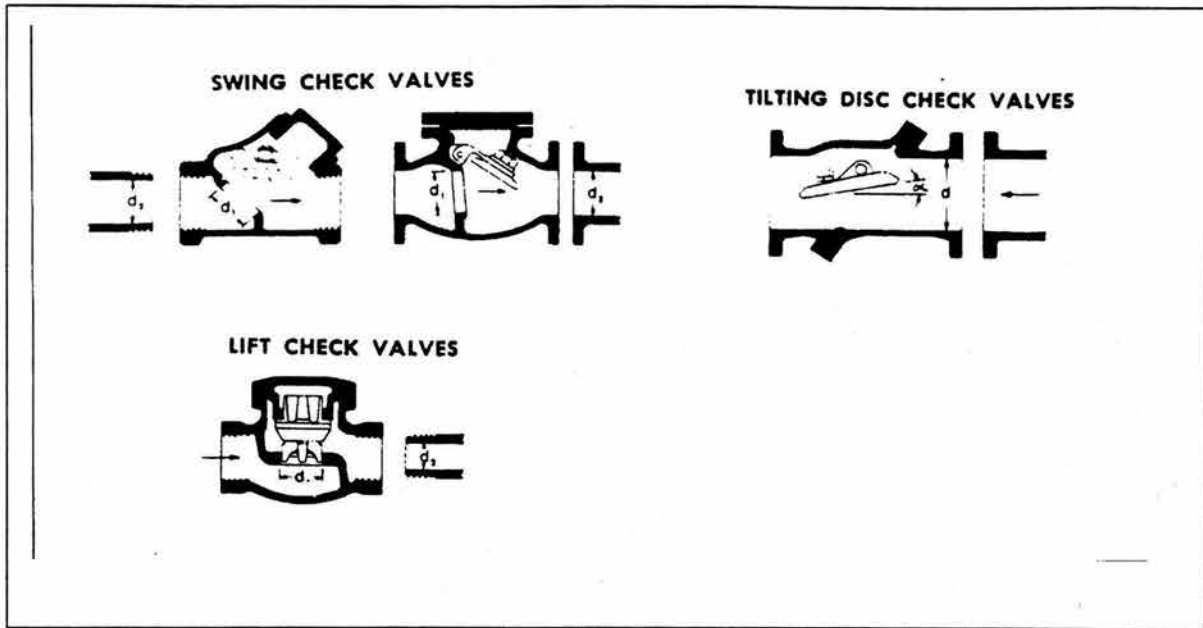


Figura 3.6. Válvulas de retención.

- Los intercambiadores de calor

Finalmente, los equipos de proceso del caso de estudio que utilizan el agua de enfriamiento son intercambiadores de calor de tipo coraza y tubos ya sea para enfriar o bien condensar corrientes de proceso a los niveles requeridos por el mismo a través de un mecanismo de transferencia combinado de conducción y convección. El equipo de coraza y tubos involucra la expansión de varios tubos en un espejo y la formación de un sello que no fuga bajo condiciones de operación. En la figura 3.7 se muestra un ejemplo. Es recomendable instalar tubos en los espejos de manera que puedan ser fácilmente removidos para su mantenimiento. Los tubos para intercambiador de calor son llamados tubos para condensador y no deberán confundirse con tubos de acero con tamaños normales para tubería de hierro, ya que estos tienen el diámetro exterior en pulgadas real. En nuestro caso, el material utilizado en los enfriadores es el acero al carbón, el cual se considera que es adecuado para manejar la posible corrosión provocada por el fluido de proceso. Para los condensadores se utiliza el acero inoxidable, el cual se considera que es necesario para evitar la corrosión por el fluido de proceso a las temperaturas manejadas. Los tubos se colocan en arreglos ya sea triangulares o cuadrados como se muestran en la figura 3.8. La ventaja del espaciado cuadrado es que los tubos son accesibles para limpieza externa y tienen

menor caída de presión. Las corazas de hasta 12 pulgadas de diámetro IPS se fabrican de tubo de acero. Sobre 12 y hasta 24 pulgadas, el diámetro exterior real son los mismos. El espesor estándar para estos diámetros es de 3/8" lo cual es satisfactorio para presiones de hasta 300 psig. Las corazas de mas de 24" se fabrican rolando placas de acero. En nuestro ejemplo el tipo de intercambiador es el de tipo con cabezal con tubo estacionario. Las

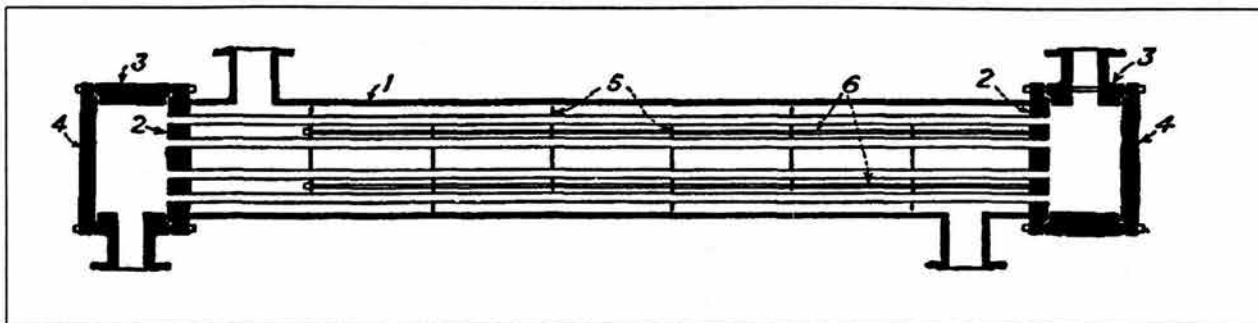


Figura 3.7. Intercambiadores de calor de coraza y tubos

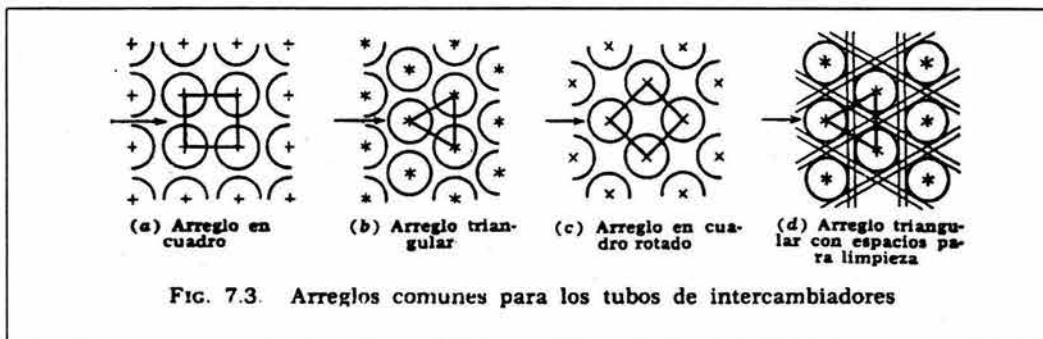


Figura 3.8. Arreglo de los tubos en los intercambiadores de calor de coraza y tubos.

partes principales son mostradas en la figura 3.7; estas son: 1) la coraza, equipada con 2) dos entradas con 2 cabezales de tubos y espejos en ambos lados, que también sirven como bridas para fijar 3) los 2 carretes y 4) sus respectivas tapas. Se considera que para el caso de estudio se utilizan este tipo de intercambiadores, considerando algunas variantes de fabricación al ser algunos condensadores y otros enfriadores. En la figura 3.9 se muestran algunos detalles de su construcción.

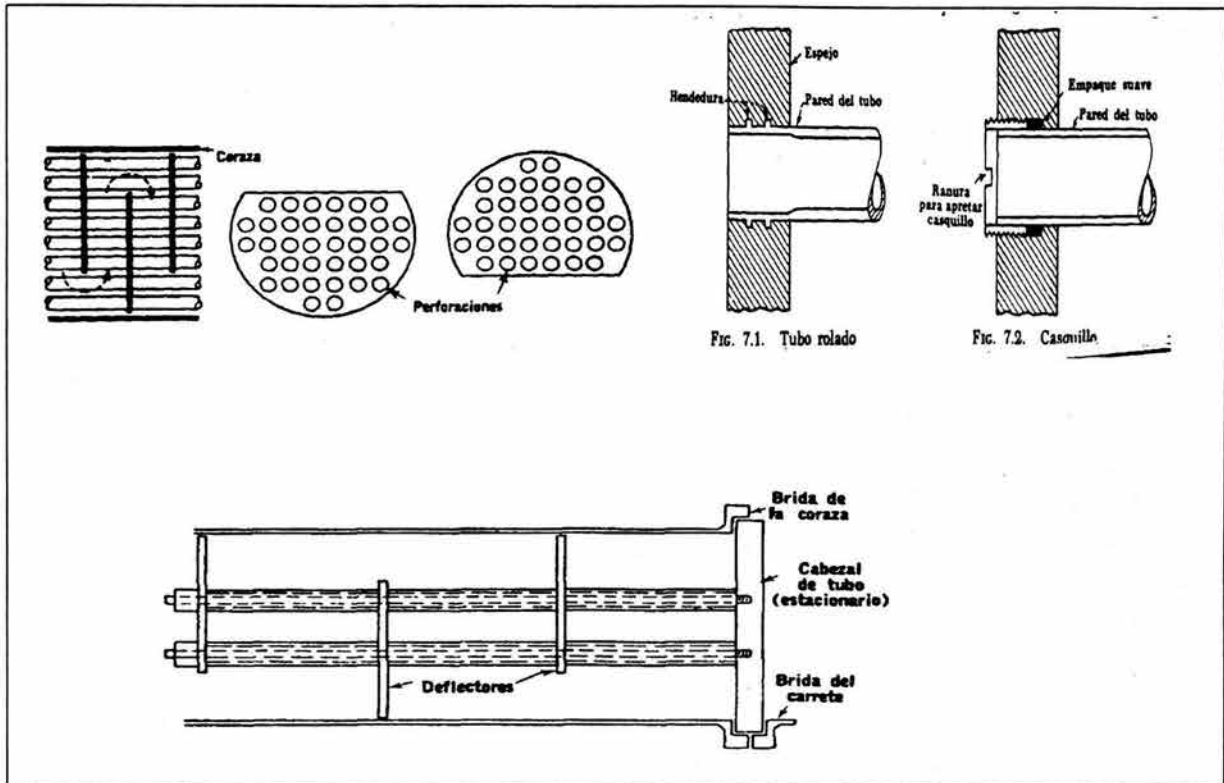


Figura 3.9 Partes de los intercambiadores de calor de coraza y tubos.

3.3.2 Comparativo económico.

En esta sección se realiza la aplicación del algoritmo de diseño del sistema de agua de enfriamiento con reuso según en el orden que el algoritmo lo indica. Simultáneamente se realiza el diseño del sistema tradicional para el caso de estudio. Se hace el comparativo económico.

- a) Determinación del límite superior de temperatura de retorno de agua de enfriamiento a la torre.

Este límite es determinado por la temperatura superior permisible para la incrustación y depósito de las sales de calcio y magnesio en las paredes de los tubos hasta un límite adecuado. Para este caso, se considera agua cuya composición permite una temperatura de 120° F. Resulta en 119.7 °F.

En el caso tradicional será la obtenida por las condiciones establecidas para cada intercambiador de calor, tomando en cuenta una aproximación razonable entre las temperaturas de salida de las corrientes de proceso y del agua de enfriamiento.

b) Elaboramos una lista de los intercambiadores de calor del proceso, con las temperaturas de entrada y salida de las corrientes de proceso, sus cargas térmicas individuales y la carga térmica total del proceso.

En la tabla 3.1 se encuentran listados los intercambiadores de calor con la información requerida para ambos sistemas.

c) Clasificación los intercambiadores dentro de cinco grupos o clases:

I.- De carga térmica baja o despreciable.

II.- Agua de enfriamiento a mínima T de entrada y máxima T de salida.

III.- Agua de enfriamiento a mínima T y no máxima T de salida.

IV.- Agua de enfriamiento a no mínima T de entrada y no máxima T de salida.

V.- Agua de enfriamiento a no mínima T de entrada y máxima T de salida

En la tabla 3.1, se muestra la lista de intercambiadores y características de las corrientes de proceso para el sistema tradicional y el sistema con reuso, indicando para este último la clasificación de los intercambiadores por clase.

d) Elaboración de diferentes arreglos de los intercambiadores de clase 2, 3, 4 y 5 de forma que el flujo del agua de enfriamiento eleve su temperatura hasta el límite máximo. Los intercambiadores de clase 1 pueden considerarse por separado.

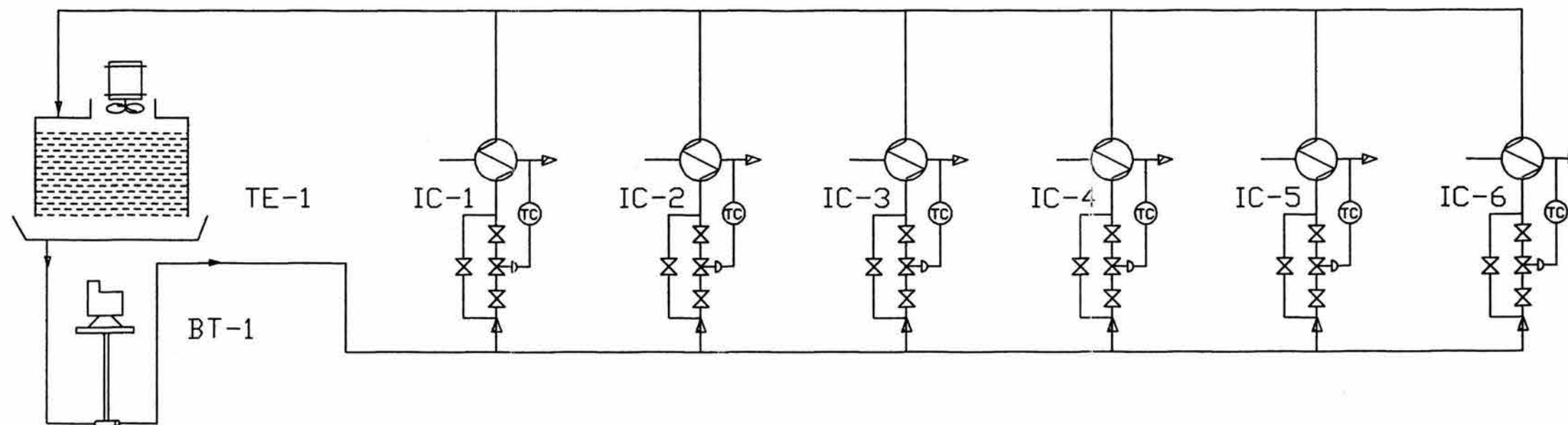
Después de realizar diferentes arreglos es seleccionado el siguiente, donde las LMTD's, diferencia media logarítmica de temperaturas de los intercambiadores, son lo suficientemente altos que permiten costos bajos en los intercambiadores mientras el rango de temperatura se mantiene lo suficientemente alto para abatir costos en la torre de enfriamiento: intercambiadores de calor 101-C y 102-C en paralelo. Los intercambiadores 103-C, en serie con el sistema en

TABLA 3.1. INTERCAMBIADORES DE CALOR. CARGA TERMICA, TEMPERATURAS Y CLASE (REUSO).

ARREGLO DE USO EN UN PASO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO							
NUMERO DE INTERCAMBIADORES	TEMPERATURAS DE PROCESO		CARGA TERMICA BTU*10^6				
	T1	T2					
101-C	115	100	3.50E+06				
102-C	150	100	4.00E+07				
103-C	105	105	1.00E+08				
104-C	120	120	1.20E+08				
105-C	220	150	1.30E+08				
106-C	150	120	2.00E+07				
CARGA TOTAL			4.14E+08				
ARREGLO DE REUSO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO							
NUMERO DE INTERCAMBIADORES	TEMPERATURAS DE PROCESO		CARGA TERMICA CLASE 1	CARGA TERMICA CLASE 2	CARGA TERMICA CLASE 3	CARGA TERMICA CLASE 4	CARGA TERMICA CLASE 5
	T1	T2	BTU/HR	BTU/HR	BTU/HR	BTU/HR	BTU/HR
101-C	115	100	3.50E+06				
102-C	150	100		4.00E+07			
103-C	105	105			1.00E+08		
104-C	120	120				1.20E+08	
105-C	220	150					1.30E+08
106-C	150	120				2.00E+07	
CARGA TOTAL			4.14E+08				

DIAGRAMA 3.2.1 SISTEMA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO TRADICIONAL

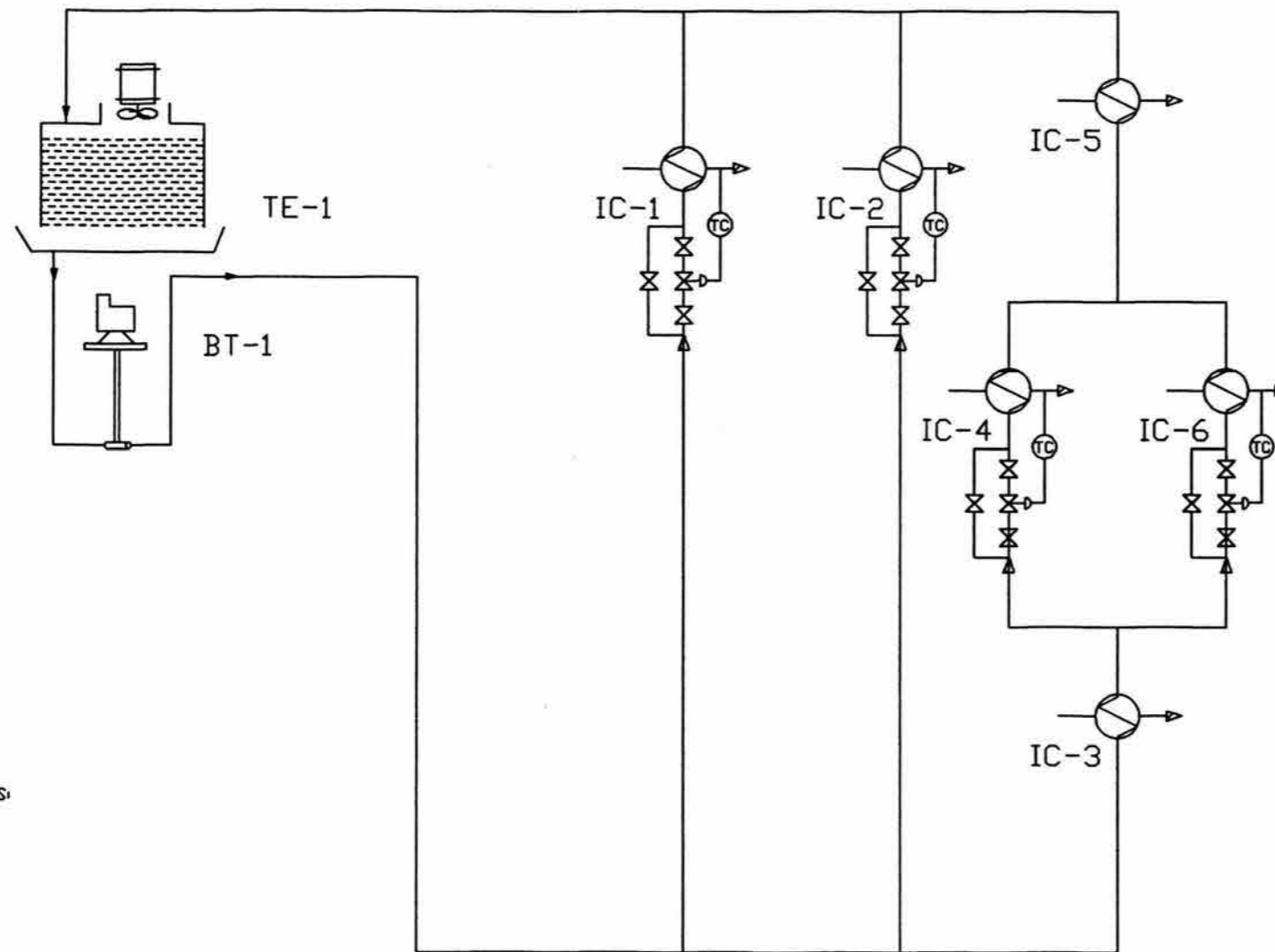
BT-1	TE-1	IC-1	IC-2	IC-3	IC-4	IC-5	IC-6
BOMBA DE SERVICIO	TORRES DE ENFRIAMIENTO	INTERCAMBIADOR DE CALOR	INTERCAMBIADOR DE CALOR	INTERCAMBIADOR DE CALOR	INTERCAMBIADOR DE CALOR	INTERCAMBIADOR DE CALOR	INTERCAMBIADOR DE CALOR



DIBUJO:	R.A.C.	22/09/03	UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO FACULTAD DE QUIMICA	
PROYECTO:	R.A.C.	22/09/03		
AUTORIZO:			PROYECTO: TESIS	N° PARTE:
SERIE:			TITULO: RED_DE_AGUA_DE_ENFRIAMIENTO_SISTEMA_DE:AGUA_TRADICIONAL	No DE DIBUJO:
ACOT:	SIN			REVISION:
ESCALA:	SIN			01
				00

DIAGRAMA 3.2.2 SISTEMA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO CON REUSO

BT-1	TE-1	IC-1	IC-2	IC-3	IC-4	IC-5	IC-6
BOMBA DE SERVICIO	TORRES DE ENFRIAMIENTO	INTERCAMBIADOR DE CALOR	INTERCAMBIADOR DE CALOR	INTERCAMBIADOR DE CALOR	INTERCAMBIADOR DE CALOR	INTERCAMBIADOR DE CALOR	INTERCAMBIADOR DE CALOR



NOTAS:

DIBUJO:	R.A.C.	22/09/03
PROYECTO:	R.A.C.	22/09/03
AUTORIZO:		
SERIE:		
ACOT:	SIN	
ESCALA:	SIN	

**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA**

PROYECTO: TESIS

TITULO: RED_DE_AGUA_DE_ENFRIAMIENTO_SISTEMA_CON_REUSO_DE_AGUA

N° PARTE:

No DE DIBUJO: REVISION:

02

00

TABLA 3.3. INCREMENTOS DE TEMPERATURA Y CAUDALES DE AGUA DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

ARREGLO DE USO EN UN PASO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO					
NUMERO DE INTERCAMBIADORES	TEMPERATURA DE AGUA DE LA TORRE	TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AGUA	INCREMENTO DE TEMPERATURA	TEMPERATURA DE SALIDA DEL AGUA	FLUJO DE AGUA
	°F	°F	°F	°F	GPM
101-C	90	90	15	105	467
102-C	90	90	30	120	2667
103-C	90	90	10	100	20000
104-C	90	90	20	110	12000
105-C	90	90	30	120	8667
106-C	90	90	30	120	1333
FLUJO DE AGUA DE LA TORRE					45133
ARREGLO DE REUSO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO					
NUMERO DE INTERCAMBIADORES	TEMPERATURA DE AGUA DE LA TORRE	TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AGUA	INCREMENTO DE TEMPERATURA	TEMPERATURA DE SALIDA DEL AGUA	FLUJO DE AGUA POR I.C.
		°F	°F	°F	GPM
101-C	90	90.0	15.00	105.00	467
102-C	90	90.0	30.00	120.00	2667
103-C	90	90.0	8.11	98.11	24667
104-C	90	98.1	11.35	109.46	21143
105-C	90	109.5	10.54	120.00	24667
106-C	90	98.1	11.35	109.46	3524
FLUJO DE AGUA DE LA TORRE					27800

TABLA 3.4. DIFERENCIA MEDIA LOGARITMICA DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PROCESO (LMTD)

ARREGLO DE USO EN UN PASO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO					
NUMERO DE INTERCAMBIADORES	TEMPERATURAS DE PROCESO		TEMPERATURAS DE AGUA DE ENFTO		DT LMTD
	ENTRADA TP1	SALIDA TP2	ENTRADA TC1	SALIDA TC2	
	°F	°F	°F	°F	°F
101-C	115	100	90	105	10.0
102-C	150	100	90	120	18.2
103-C	105	105	90	100	9.1
104-C	120	120	90	110	18.2
105-C	220	150	90	120	78.3
106-C	150	120	90	120	30
NOTA: $LMTD = ((TP1-TC2)-(TP2-TC1)) / \ln ((TP1-TC2)/(TP2-TC1))$					
ARREGLO DE REUSO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO					
NUMERO DE INTERCAMBIADORES	TEMPERATURAS DE PROCESO		TEMPERATURAS DE AGUA DE ENFTO		DT LMTD
	ENTRADA TP1	SALIDA TP2	ENTRADA TC1	SALIDA TC2	
	°F	°F	°F	°F	°F
101-C	115	100	90.0	105.00	10.0
102-C	150	100	90.0	120.00	18.2
103-C	105	105	90.0	98.11	10.4
104-C	120	120	98.1	109.46	15.5
105-C	220	150	109.5	120.00	65.9
106-C	150	120	98.1	109.46	30.3
NOTA: $LMTD = ((TP1-TC2)-(TP2-TC1)) / \ln ((TP1-TC2)/(TP2-TC1))$					

TABLA 3.5.1. PROPIEDADES FISICAS DE LAS CORRIENTES DE PROCESO Y DE SERVICIO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO UTILIZADOS EN EL DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DEL CASO DE ESTUDIO. ARREGLO DE USO EN UN PASO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO.

ARREGLO DE USO EN UN PASO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO.												
CORRIENTES DE PROCESO												
APLICACIÓN	CLAVE	TEMPERATURA ENTRADA	TEMPERATURA SALIDA	CARGA	CALOR ESPECIFICO O LATENTE	FLUJO MASICO	FLUIDO	GRAVEDAD ESPECIFICA	DENSIDAD	CONDUCTIVIDAD TERMICA (K)	VISCOSIDAD	VISCOSIDAD
		°F	°F	BTU/HR	BTU/LB °F / BTU/LB	LB/HR	°API		LB / FT³		Cp	LB / FT SG
ENFRIADOR	101 C	115	100	3500000	0.5	466667	45	0.8	49.6	0.082	2	4.84
ENFRIADOR	102 C	150	110	40000000	0.51	1960784	40	0.79	49.0	0.080	1	2.42
CONDENSADOR	103 C	105	105	100000000	310	322581	PROPANOL	0.8	49.6	0.097	1.4	3.39
CONDENSADOR	104 C	120	120	120000000	280	428571	BUTANOL	0.81	50.2	0.095	1.6	3.87
ENFRIADOR	105 C	220	150	130000000	0.55	3376623	30	0.83	51.5	0.073	2.5	6.05
ENFRIADOR	106 C	150	120	20000000	0.5	1333333	35	0.82	50.8	0.077	2.8	6.78
AGUA DE ENFRIAMIENTO												
APLICACIÓN	CLAVE	TEMPERATURA ENTRADA	TEMPERATURA SALIDA	CARGA	CALOR ESPECIFICO O LATENTE	FLUJO MASICO	FLUIDO	GRAVEDAD ESPECIFICA	DENSIDAD	CONDUCTIVIDAD TERMICA (K)	VISCOSIDAD	VISCOSIDAD
		°F	°F	BTU/HR	BTU/LB °F / BTU/LB	LB/HR	°API		LB / FT³		Cp	LB / FT SG
ENFRIADOR	101 C	90	105	3500000	1	233333	AGUA	1	62.1	0.360	0.78	1.89
ENFRIADOR	102 C	90	120	40000000	1	1333333	AGUA	1	62.1	0.360	0.78	1.89
CONDENSADOR	103 C	90	100	100000000	1	10000000	AGUA	1	62.1	0.360	0.78	1.89
CONDENSADOR	104 C	90	110	120000000	1	6000000	AGUA	1	62.1	0.360	0.78	1.89
ENFRIADOR	105 C	90	120	130000000	1	4333333	AGUA	1	62.1	0.360	0.78	1.89
ENFRIADOR	106 C	90	120	20000000	1	666667	AGUA	1	62.1	0.360	0.78	1.89

TABLA 3.5.2. PROPIEDADES FÍSICAS DE LAS CORRIENTES DE PROCESO Y DE SERVICIO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO UTILIZADOS EN EL DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DEL CASO DE ESTUDIO. ARREGLO CON REUSO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO.

ARREGLO CON REUSO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO												
CORRIENTES DE PROCESO												
APLICACIÓN	CLAVE	TEMPERATURA ENTRADA	TEMPERATURA SALIDA	CARGA	CALOR ESPECÍFICO O LATENTE	FLUJO MASICO	FLUIDO	GRAVEDAD ESPECIFICA	DENSIDAD	CONDUCTIVIDAD TERMICA (K)	VISCOSIDAD	VISCOSIDAD
		°F	°F	BTU/HR	BTU/LB °F / BTU/LB	LB/HR	°API		LB / FT^3		Cp	LB / FT SG
ENFRIADOR	101 C	115	100	3500000	0.5	466667	45	0.8	49.6	0.082	2	4.84
ENFRIADOR	102 C	150	110	40000000	0.51	1960784	40	0.79	49.0	0.080	1	2.42
CONDENSADOR	103 C	105	105	100000000	310	322581	PROPANOL	0.8	49.6	0.097	1.4	3.39
CONDENSADOR	104 C	120	120	120000000	280	428571	BUTANOL	0.81	50.2	0.095	1.6	3.87
ENFRIADOR	105 C	220	150	130000000	0.55	3376623	30	0.83	51.5	0.073	2.5	6.05
ENFRIADOR	106 C	150	120	20000000	0.5	1333333	35	0.82	50.8	0.077	2.8	6.78
AGUA DE ENFRIAMIENTO												
APLICACIÓN	CLAVE	TEMPERATURA ENTRADA	TEMPERATURA SALIDA	CARGA	CALOR ESPECÍFICO O LATENTE	FLUJO MASICO	FLUIDO	GRAVEDAD ESPECIFICA	DENSIDAD	CONDUCTIVIDAD TERMICA (K)	VISCOSIDAD	VISCOSIDAD
		°F	°F	BTU/HR	BTU/LB °F / BTU/LB	LB/HR	°API		LB / FT^3		Cp	LB / FT SG
ENFRIADOR	101 C	90	105	3500000	1	233333	AGUA	1	62.1	0.360	0.78	1.89
ENFRIADOR	102 C	90	120	40000000	1	1333333	AGUA	1	62.1	0.360	0.78	1.89
CONDENSADOR	103 C	90	98.1	100000000	1	12345679	AGUA	1	62.1	0.360	0.78	1.89
CONDENSADOR	104 C	98.1	109.5	120000000	1	10526316	AGUA	1	62.0	0.364	0.71	1.71
ENFRIADOR	105 C	109.5	120	130000000	1	12380952	AGUA	1	61.9	0.370	0.61	1.48
ENFRIADOR	106 C	98.1	109.5	20000000	1	1754386	AGUA	1	62.0	0.364	0.71	1.71

paralelo de los intercambiadores 104-C y 106-C, en serie con el intercambiador de calor 105-C. Puede observarse este arreglo en el diagrama 3.2 B. En el diagrama 3.2 A se observa el arreglo de los intercambiadores para el sistema tradicional en paralelo.

En la tabla 3.3 se muestran los flujos de agua e incrementos de temperatura para cada intercambiador de calor para ambos sistemas, el tradicional y el de reuso de agua. Estos fueron calculados mediante un balance de materia y energía en la hoja de cálculo Excell. En el apéndice 2 se incluyen los cálculos del balance de materia y energía de donde se obtuvieron los resultados mostrados.

Se muestran también los resultados del cálculo de la diferencia media logarítmica de temperaturas para cada intercambiador de calor para el arreglo tradicional de un solo paso y para el arreglo con reuso de agua en la tabla 3.4. En la misma se anota la fórmula por la cual se obtienen estos valores.

e) Selección del material, cálculo del área de los intercambiadores de calor y estimación de su costo.

En la tabla 3.5.1 se muestran las propiedades físicas de las corrientes de proceso, en la parte superior, y del servicio de agua de enfriamiento, en la parte inferior, para el sistema tradicional y en la tabla 3.5.2 para el sistema con reuso. Para los intercambiadores de calor 103 C y 104 C se seleccionó para su construcción el acero inoxidable A-304, según ASTM, para el lado de la corriente de proceso para evitar una corrosión acelerada que el fluido de proceso podría generar en estos equipos. Para los demás intercambiadores se considera adecuada la selección del acero al carbón para su construcción.

En la tabla 3.6.1 y 3.6.2 se muestran los resultados del cálculo del área de los intercambiadores de calor del caso de estudio para los sistemas en un solo paso y con reuso de agua, respectivamente, realizados mediante el uso del programa comercial AIDE. En ambas se muestran los resultados para los equipos con caídas de presión de 10 psi y de 3 psi. Estos resultados incluyen los coeficientes de transferencia de calor, el área y las caídas de presión para los intercambiadores instalados en campo. La disposición de las corrientes en los intercambiadores de calor se eligieron tomando en cuenta tanto el conseguir coeficientes de transferencia de calor altos como la facilidad del mantenimiento. En el apéndice 3 se encuentran

TABLA 3.6.1. RESULTADOS DEL CALCULO DEL AREA DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR PARA EL CASO DE ESTUDIO. ARREGLO DE USO EN UN SOLO PASO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO.

ARREGLO DE USO EN UN PASO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO.					
CAIDA DE PRESION EN LOS INTERCAMBIADORES DE 10 PSI					
APLICACIÓN	CLAVE	AREA	CAIDA DE PRESION	U	LADO DEL AGUA
		FT ²	PSI		
ENFRIADOR	101 C	2982	10.5	118.0	CORAZA
ENFRIADOR	102 C	11310	9.1	143.0	CORAZA
CONDENSADOR	103 C	87706	10.1	125.0	TUBOS
CONDENSADOR	104 C	63108	8.7	104.0	TUBOS
ENFRIADOR	105 C	16163	9.9	103.0	CORAZA
ENFRIADOR	106 C	6440	9.8	103.0	CORAZA
AREA TOTAL		187709			
CAIDA DE PRESION EN LOS INTERCAMBIADORES DE 3 PSI					
APLICACIÓN	CLAVE	AREA	CAIDA DE PRESION	U	LADO DEL AGUA
		FT ²	PSI		
ENFRIADOR	101 C	3175	2.91	111	CORAZA
ENFRIADOR	102 C	11938	2.98	136	CORAZA
CONDENSADOR	103 C	88404	2.81	124	TUBOS
CONDENSADOR	104 C	64616	2.68	104	TUBOS
ENFRIADOR	105 C	17153	3	97	CORAZA
ENFRIADOR	106 C	6817	3.09	98	CORAZA
AREA TOTAL		192103			

TABLA 3.6.2. RESULTADOS DEL CALCULO DEL AREA DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR PARA EL CASO DE ESTUDIO. ARREGLO CON REUSO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO.

ARREGLO CON REUSO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO					
CAIDA DE PRESION EN LOS INTERCAMBIADORES DE 10 PSI					
APLICACIÓN	CLAVE	AREA	CAIDA DE PRESION	U	LADO DEL AGUA
		FT ²	PSI		
ENFRIADOR	101 C	2982	10.54	118	CORAZA
ENFRIADOR	102 C	11310	9.14	143	CORAZA
CONDENSADOR	103 C	78310	10.72	123	TUBOS
CONDENSADOR	104 C	72834	9.11	106	TUBOS
ENFRIADOR	105 C	17907	9.8	110	CORAZA
ENFRIADOR	106 C	6839	9.63	97	CORAZA
AREA TOTAL		190182			
CAIDA DE PRESION EN LOS INTERCAMBIADORES DE 3 PSI					
APLICACIÓN	CLAVE	AREA	CAIDA DE PRESION	U	LADO DEL AGUA
		FT ²	PSI		
ENFRIADOR	101 C	3175	2.91	111	CORAZA
ENFRIADOR	102 C	11938	2.98	136	CORAZA
CONDENSADOR	103 C	79196	2.56	121	TUBOS
CONDENSADOR	104 C	74342	2.82	104	TUBOS
ENFRIADOR	105 C	18812	3.18	105	CORAZA
ENFRIADOR	106 C	7252	2.77	91	CORAZA
AREA TOTAL		194715			

TABLA 3.7.1. COSTO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR. CASO 1 Y 2.

ARREGLO DE USO EN UN PASO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO									
CLAVE DE INTERCAMBIADORES	AREA DE INTERCAMBIO FT^2	NO. DE INTERCAMBIADORES	AREA TOTAL FT^2	COSTO \$ USD	FACTOR MATERIAL	FACTOR INSTALACION	COSTO INSTALADO USD	INDICES DE COSTO	
								BASE 1979	ACTUAL 2002
101-C	745.5	4	2982	\$ 75,026	1.9	2.1	\$ 157,554	599.4	1104
102-C	2827.5	4	11310	\$ 163,495	2.1	2.1	\$ 343,340	599.4	1104
103-C	14617.66667	6	87706	\$ 1,527,972	1.0	1.9	\$ 2,903,147	599.4	1104
104-C	10518	6	63108	\$ 1,227,600	1.0	1.9	\$ 2,332,441	599.4	1104
105-C	4040.75	4	16163	\$ 201,799	2.1	2.1	\$ 423,777	599.4	1104
106-C	1610	4	6440	\$ 117,486	2.0	2.1	\$ 246,720	599.4	1104
TOTAL			187709			COSTO TOTAL	\$6,406,979		
ARREGLO DE REUSO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO									
CLAVE DE INTERCAMBIADORES	AREA DE INTERCAMBIO FT^2	NO. DE INTERCAMBIADORES	AREA TOTAL FT^2	COSTO \$ USD	FACTOR MATERIAL	FACTOR INSTALACION	COSTO INSTALADO USD	INDICES DE COSTO	
								BASE 1979	ACTUAL 2002
101-C	745.5	4	2982	\$ 75,026	1.9	2.1	\$ 157,554	599.4	1104
102-C	2827.5	4	11310	\$ 163,495	2.1	2.1	\$ 343,340	599.4	1104
103-C	13051.66667	6	78310	\$ 1,417,064	1.0	1.9	\$ 2,692,421	599.4	1104
104-C	9104.25	8	72834	\$ 1,486,988	1.0	1.9	\$ 2,825,278	599.4	1104
105-C	4476.75	4	17907	\$ 214,393	2.2	2.1	\$ 450,225	599.4	1104
106-C	1709.75	4	6839	\$ 121,693	2.0	2.1	\$ 255,555	599.4	1104
TOTAL			190182			COSTO TOTAL	\$6,724,373		

TABLA 3.7.2. COSTO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR. CASO 3.

ARREGLO DE USO EN UN PASO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO									
NUMERO DE INTERCAMBIADORES	AREA DE INTERCAMBIO FT²	NO. DE INTERCAMBIADORES	AREA TOTAL FT²	COSTO \$ USD	FACTOR MATERIAL	FACTOR INSTALACION	COSTO INSTALADO USD	INDICES DE COSTO	
								BASE 1979	ACTUAL 2002
101-C	793.75	4	3175	\$ 77,805	1.89	2.1	\$ 163,391	599.4	1104
102-C	2984.5	4	11938	\$ 168,780	2.10	2.1	\$ 354,438	599.4	1104
103-C	14734	6	88404	\$ 1,536,048	1.00	1.9	\$ 2,918,491	599.4	1104
104-C	10769.33333	6	64616	\$ 1,247,030	1.00	1.9	\$ 2,369,358	599.4	1104
105-C	4288.25	4	17153	\$ 209,011	2.16	2.1	\$ 438,923	599.4	1104
106-C	1704.25	4	6817	\$ 121,463	2.01	2.1	\$ 255,073	599.4	1104
TOTAL			192103				COSTO TOTAL \$6,499,673		
ARREGLO DE REUSO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO									
NUMERO DE INTERCAMBIADORES	AREA DE INTERCAMBIO FT²	NO. DE INTERCAMBIADORES	AREA TOTAL FT²	COSTO \$ USD	FACTOR MATERIAL	FACTOR INSTALACION	COSTO INSTALADO USD	INDICES DE COSTO	
								BASE 1979	ACTUAL 2002
101-C	793.75	4	3175	\$ 77,805	1.89	2.1	\$ 163,391	599.4	1104
102-C	2984.5	4	11938	\$ 168,780	2.10	2.1	\$ 354,438	599.4	1104
103-C	13199.33333	6	79196	\$ 1,427,705	1.00	1.9	\$ 2,712,640	599.4	1104
104-C	9292.75	8	74342	\$ 1,507,392	1.00	1.9	\$ 2,864,044	599.4	1104
105-C	4703	4	18812	\$ 220,734	2.17	2.1	\$ 463,542	599.4	1104
106-C	1813	4	7252	\$ 125,944	2.02	2.1	\$ 264,483	599.4	1104
TOTAL			194715				COSTO TOTAL \$6,822,538		

TABLA 3.8. COSTO DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO.

ARREGLO DE USO EN UN PASO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO							
TEMPERATURA BULBO HUMEDO	TEMPERATURA AGUA CALIENTE	TEMPERATURA AGUA FRIA	CAPACIDAD ENFRIAMIENTO	APROXIMACION	RANGO	FLUJO DE AGUA	VOLUMEN
°C	°C	°C	MMcal/hr	°C	°C	ton/hr	m³
28.3	42.4	32.2	104284.700	3.89	10.2	10249.8	6245
NO. DE CELDAS	ENERGIA VENTILADORES	ALTURA DE TORRE	LONGITUD L	INDICES DE COSTO		PRECIO FOB	COSTO TORRE INSTALADA
	KW	m	m	BASE	ACTUAL	\$	\$
				1976	2002		
6	563	8	58	472.1	1104	\$ 1,890,598	\$ 2,268,718
ARREGLO DE REUSO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO							
TEMPERATURA BULBO HUMEDO	TEMPERATURA AGUA CALIENTE	TEMPERATURA AGUA FRIA	CAPACIDAD ENFRIAMIENTO	APROXIMACION	RANGO	FLUJO DE AGUA	VOLUMEN
°C	°C	°C	MMcal/hr	°C	°C	ton/hr	m³
28.3	48.7	32.2	104284.700	3.89	16.5	6313.4	5400
NO. DE CELDAS	CONSUMO DE ENERGIA VENTS.	ALTURA DE LA TORRE	LONGITUD L	INDICES DE COSTO		PRECIO FOB	COSTO TORRE INSTALADA
	KW	m	m	BASE	ACTUAL	\$	\$
				1976	2002		
4	487	11	38	472.1	1104	\$ 1,675,652	\$ 2,010,782

impresas las hojas de resultados del cálculo de las áreas de transferencia de los equipos de intercambio de calor del caso de estudio.

En la tabla 3.7.1, se muestra un resumen de los costos estimados para los intercambiadores de calor de los casos 1 y 2, para ambos sistemas, y en la tabla 3.7.2 los estimados para el caso 3, igualmente para ambos sistemas, instalados en campo. Se anota el número de intercambiadores de que consta la unidad de intercambio, ya que los arreglos en todos los casos requirieron de varias corazas en serie, como se muestra en el apéndice 3, y en el caso de la unidad 103-C y 104-C se requieren dos unidades en paralelo. Cabe mencionar que en los planos no se incluye este arreglo debido a que no es necesario para los fines de este trabajo detallarlo.

f) Con la información obtenida y los datos de condiciones del lugar, determinamos las variables de la torre de enfriamiento y su costo.

A partir de las ecuaciones del artículo de referencia, que se encuentra en el apéndice 1, y de los datos de las corrientes de proceso, se obtienen los resultados para el costo de la torre de enfriamiento instalada en campo actualizado por los índices de costos Marshall and Swift, así como otras características importantes de la misma, tales como número de celdas, energía requerida, altura, y longitud. En la tabla 3.8 se encuentran resumidos estos resultados para el sistema tradicional en un solo paso y para el sistema con reuso de agua. Para los tres casos, el costo es el mismo para cada sistema.

g) Determinación de trayectorias y longitudes de las líneas, posteriormente, realización del cálculo hidráulico del sistema para determinar la caída de presión de la red y total obteniendo los diámetros de las mismas con los criterios establecidos en cada caso y estimación de los costos de las líneas y válvulas de control.

Para nuestro caso de estudio, se consideran las longitudes mostradas en los diagramas 3.9.1 para el sistema tradicional, y 3.9.2 para el sistema con reuso de agua, así como las trayectorias de los planos isométricos 3.9.3, para el sistema tradicional y 3.9.4 para el sistema con reuso. Para estas trayectorias y longitudes, se obtienen las caídas de presión de la red, de las

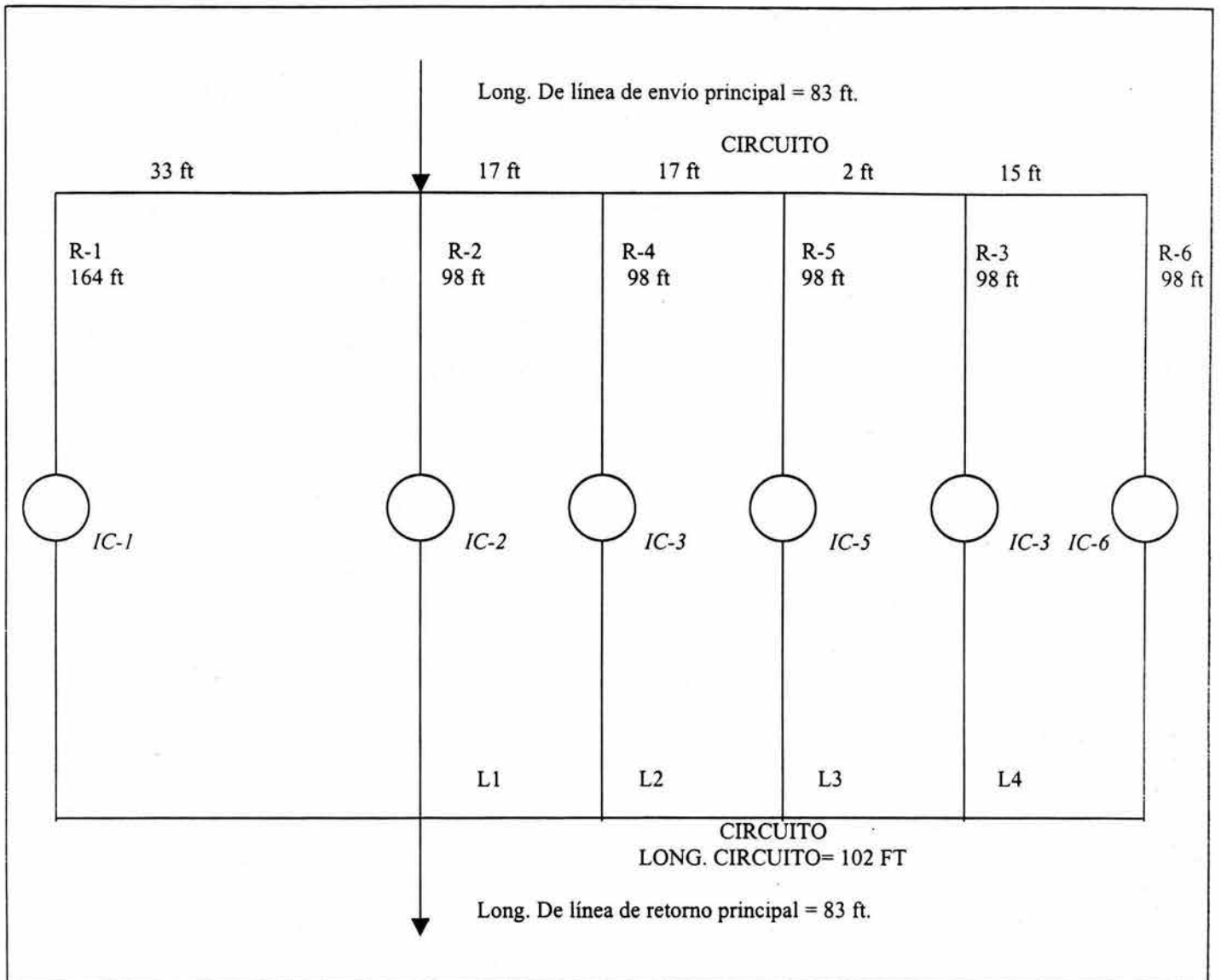


DIAGRAMA 3.9.1. LONGITUDES DE TUBERIA DE LA RED DE AGUA DE ENFRIAMIENTO TRADICIONAL EN PARALELO.

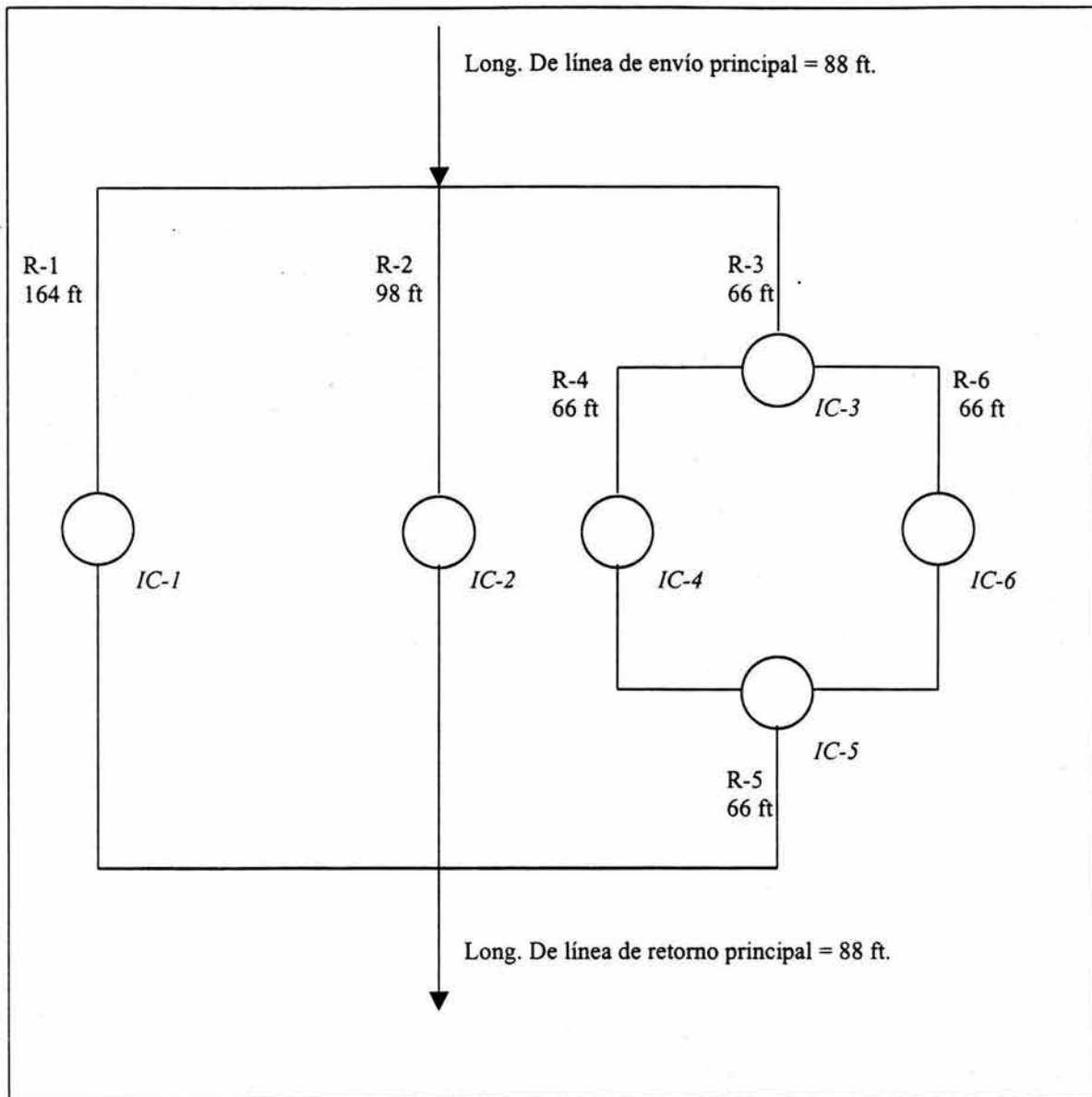
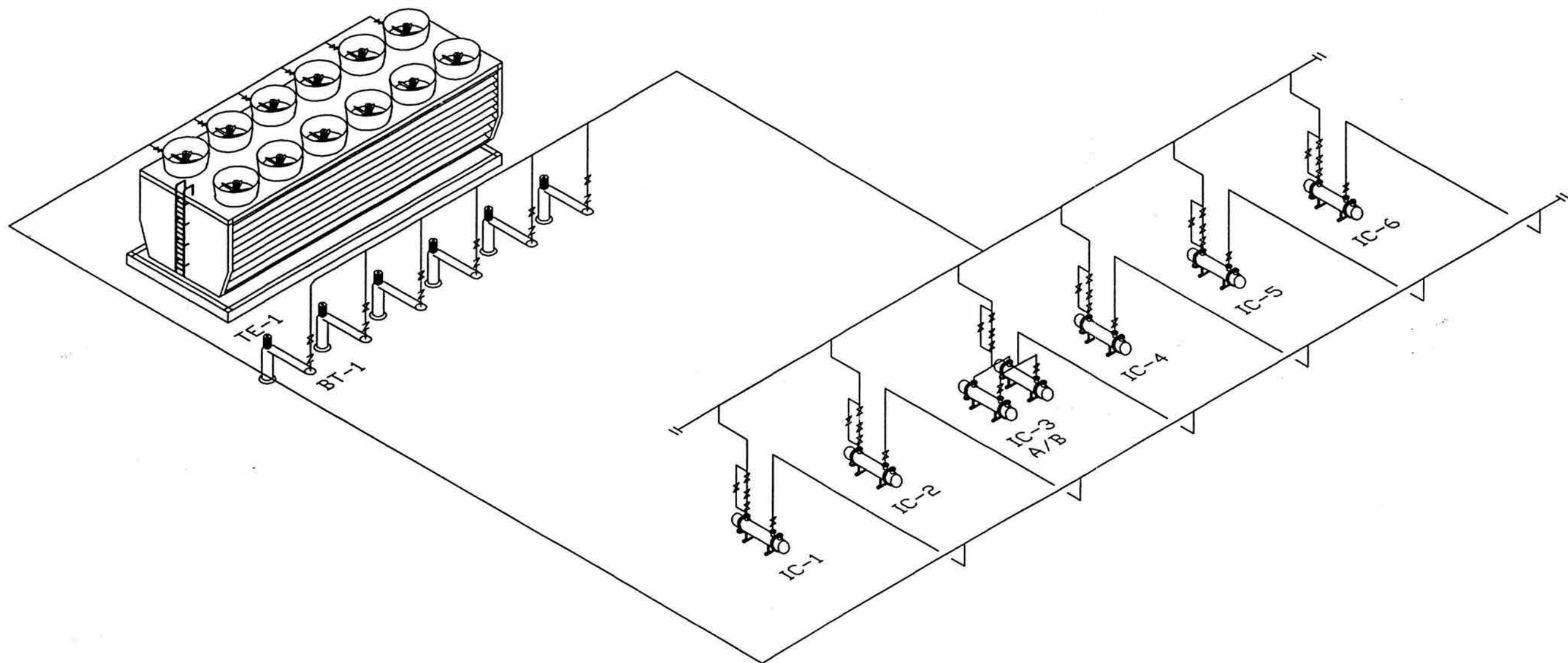


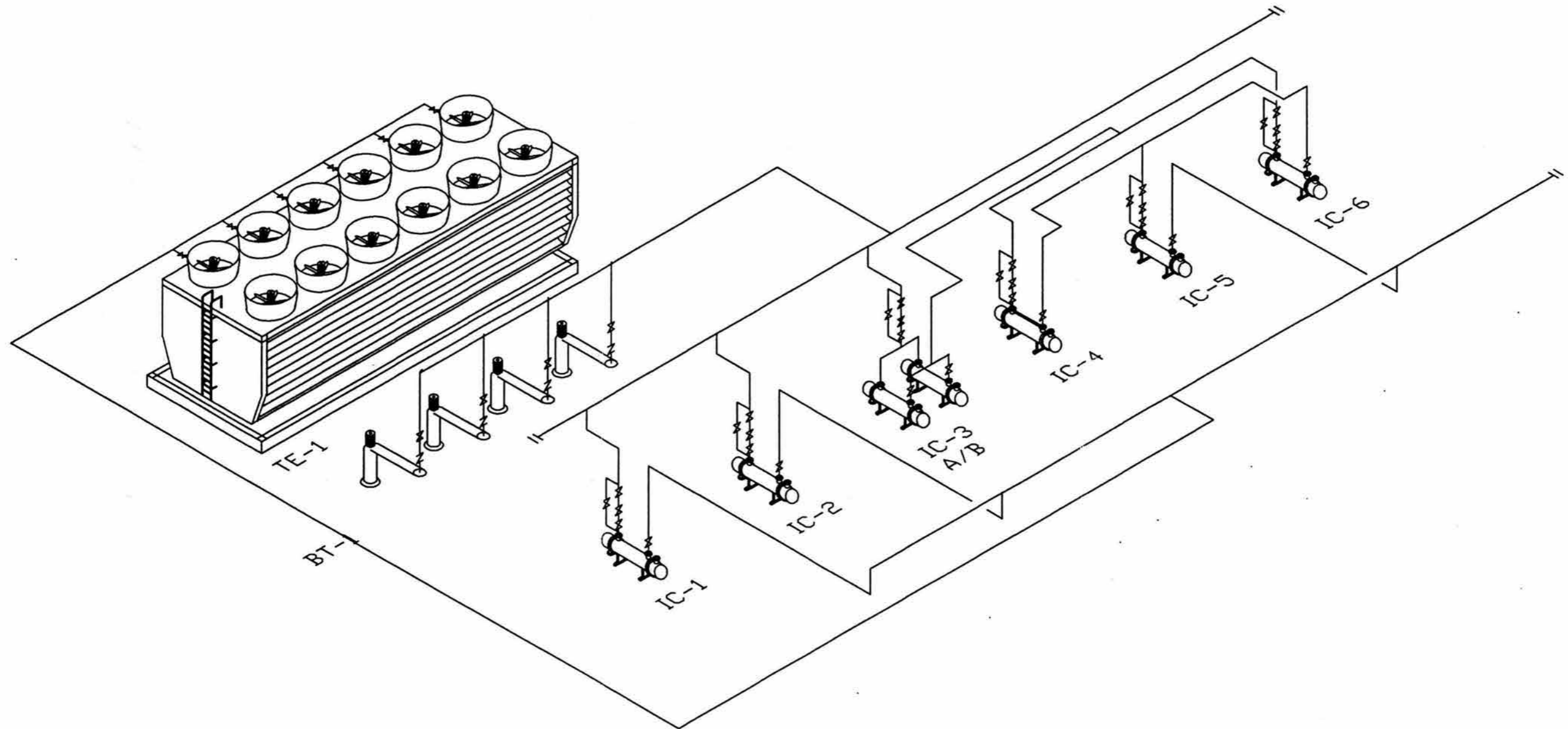
DIAGRAMA 3.9.2. LONGITUDES DE TUBERIA DE LA RED DE AGUA DE ENFRIAMIENTO CON REUSO.

DIAGRAMA 3.9.3 SISTEMA TRADICIONAL



DIBUJO:	R.A.C.	22/09/03	UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO FACULTAD DE QUIMICA	
PROYECTO:	R.A.C.	22/09/03		
AUTORIZO:			PROYECTO: TESIS	N° PARTE: .
SERIE:			TITULO:	No DE DIBUJO: REVISION:
ACOT:	SIN		RED_DE_AGUA_DE_ENFRIAMIENTO_SISTEMA_TRADICIONAL	04 00
ESCALA:	SIN		DIAGRAMA_ISOMETRICO	

DIAGRAMA 3.9.4 SISTEMA CON REUSO DE AGUA



DIBUJO:	R.A.C.	22/09/03
PROYECTO:	R.A.C.	22/09/03
AUTORIZO:		
SERIE:		
ACOT:	SIN	
ESCALA:	SIN	

**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA**

PROYECTO: TESIS
 TITULO: RED_DE_AGUA_DE_ENFRIAMIENTO_SISTEMA_CON_REUSO_DE_AGUA
 DIAGRAMA_ISOMETRICO

N° PARTE:	
No DE DIBUJO:	03
REVISION:	00

Tabla 3.10. Caídas de presión totales para los diferentes sistemas y casos analizados.

Sistema y caso	C.Presión red (PSI)	Caída de presión líneas de envío y retorno (PSI)	Caída de presión total (PSI)
Tradicional, 15 fps máx tuberías	24.19	22.73	46.92
Reuso, 15 fps máx tuberías	50.96	28.16	79.12
Tradicional, diám. Econ., DP IC's 10 psi	12.21	17.21	29.42
Reuso, diám. Econ., DP IC's 10 psi	33.02	21.76	54.78
Tradicional, diám. Econ., DP IC's 3 psi	5.13	17.21	22.34
Reuso, diám. Econ., DP IC's 3 psi	11.77	21.76	33.53

TABLA 3.11.1. COSTO DE TUBERIAS INSTALADAS. CASO 1.

ARREGLO DE USO EN UN PASO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO.								
LINEA	LONG. TUBERIA	DIÁMETRO	COSTO UNIT TUBERIA	COSTO LINEA INSTALADA	INDICE COSTO	INDICE COSTO	COSTO LINEA ACTUAL	COSTO FC'S 1000 DLS X PLG
	FT	PLG	USD	CT	1978	2002	USD	USD
PRINCIPAL	166	35	\$ 789	\$ 131,036	279.8	567.6	\$ 265,818	
R-1	164	4	\$ 86	\$ 14,135	279.8	567.6	\$ 28,673	\$ 4,026
R-2	98	10	\$ 190	\$ 18,632	279.8	567.6	\$ 37,797	\$ 10,020
R-3	98	23	\$ 494	\$ 48,456	279.8	567.6	\$ 98,298	\$ 23,250
R-4	98	19	\$ 398	\$ 39,050	279.8	567.6	\$ 79,216	\$ 19,250
R-5	98	15	\$ 305	\$ 29,885	279.8	567.6	\$ 60,625	\$ 15,250
R-6	98	6	\$ 116	\$ 11,351	279.8	567.6	\$ 23,026	\$ 6,065
CIRC	102	33	\$ 740	\$ 75,458	279.8	567.6	\$ 153,073	
COSTO TOTAL							\$824,387	
ARREGLO DE REUSO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO.								
LINEA	LONG. TUBERIA	DIÁMETRO	COSTO UNIT TUBERIA	COSTO LINEA INSTALADA	INDICE COSTO	INDICE COSTO	COSTO LINEA ACTUAL	COSTO FC'S 1000 DLS X PLG
	FT	PLG	USD	CT	1978	2002	USD	USD
PRINCIPAL	176	27	\$ 592	\$ 104,177	279.8	567.6	\$ 211,333	
R-1	164	4	\$ 86	\$ 14,135	279.8	567.6	\$ 28,673	\$ 4,026
R-2	98	10	\$ 190	\$ 18,632	279.8	567.6	\$ 37,797	\$ 10,020
R-3	66	25	\$ 543	\$ 35,841	279.8	567.6	\$ 72,706	
R-4	66	23	\$ 494	\$ 32,634	279.8	567.6	\$ 66,201	\$ 23,250
R-5	66	25	\$ 543	\$ 35,841	279.8	567.6	\$ 72,706	
R-6	66	10	\$ 190	\$ 12,548	279.8	567.6	\$ 25,455	\$ 10,020
COSTO TOTAL							\$562,187	

TABLA 3.11.2. COSTO DE TUBERIAS INSTALADAS. CASOS 2 Y 3.

ARREGLO DE USO EN UN PASO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO.									
LINEA	LONG. TUBERIA	DIÁMETRO	COSTO UNIT TUBERIA	COSTO LINEA INSTALADA	INDICE COSTO	INDICE COSTO	COSTO LINEA ACTUAL	COSTO FC'S 1000 DLS X PLG	
	FT	PLG	USD	CT	1978	2002	USD	USD	
PRINCIPAL	166	57	\$ 1,323	\$ 219,680	279.8	567.6	\$ 445,642		
R-1	164	6	\$ 116	\$ 18,995	279.8	567.6	\$ 38,534	\$ 6,065	
R-2	98	13	\$ 260	\$ 25,450	279.8	567.6	\$ 51,627	\$ 13,250	
R-3	98	38	\$ 858	\$ 84,058	279.8	567.6	\$ 170,520	\$ 38,000	
R-4	98	29	\$ 641	\$ 62,820	279.8	567.6	\$ 127,437	\$ 29,250	
R-5	98	25	\$ 543	\$ 53,218	279.8	567.6	\$ 107,958	\$ 25,250	
R-6	98	10	\$ 190	\$ 18,632	279.8	567.6	\$ 37,797	\$ 10,020	
CIRC	102	46	\$ 1,057	\$ 107,863	279.8	567.6	\$ 218,809		
							COSTO TOTAL	\$1,320,157	
ARREGLO DE REUSO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO									
LINEA	LONG. TUBERIA	DIÁMETRO	COSTO UNIT TUBERIA	COSTO LINEA INSTALADA	INDICE COSTO	INDICE COSTO	COSTO LINEA ACTUAL	COSTO FC'S 1000 DLS X PLG	
	FT	PLG	USD	CT	1978	2002	USD	USD	
PRINCIPAL	176	44	\$ 1,007	\$ 177,310	279.8	567.6	\$ 359,690		
R-1	164	6	\$ 116	\$ 18,995	279.8	567.6	\$ 38,534	\$ 6,065	
R-2	98	13	\$ 260	\$ 25,450	279.8	567.6	\$ 51,627	\$ 13,250	
R-3	66	42	\$ 957	\$ 63,193	279.8	567.6	\$ 128,193		
R-4	66	38	\$ 858	\$ 56,611	279.8	567.6	\$ 114,840	\$ 38,000	
R-5	66	42	\$ 957	\$ 63,193	279.8	567.6	\$ 128,193		
R-6	66	15	\$ 305	\$ 20,127	279.8	567.6	\$ 40,829	\$ 15,250	
							COSTO TOTAL	\$934,470	

TABLA 3.12.1 RESULTADOS DEL CALCULO DE COSTOS DE BOMBAS. CASO 1.

ARREGLO DE UN SOLO PASO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO.												
PRESIÓN DE DESCARGA	NO. DE BOMBAS	C/H	EFICIENCIA	BHP	POTENCIA MOTOR	ENERGIA BOMBAS	COSTO UNIDAD	COSTO UNIDAD INSTALADA	COSTO TOTAL	INDICES DE COSTO		COSTO TOTAL ACTUAL
										BASE	ACTUAL	
PSIG				HP	HP	HP	USD	USD	USD	1970	2002	USD
46.9	6	352942.67	0.87	237	261	1566	\$ 6,425	\$ 11,564	\$ 69,385	303	1104	\$ 252,808
ARREGLO DE REUSO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO												
PRESIÓN DE DESCARGA	NO. DE BOMBAS	C/H	EFICIENCIA	BHP	POTENCIA MOTOR	ENERGIA BOMBAS	COSTO UNIDAD	COSTO UNIDAD INSTALADA	COSTO TOTAL	INDICES DE COSTO		COSTO TOTAL ACTUAL
										BASE	ACTUAL	
PSIG				HP	HP	HP	USD	USD	USD	1970	2002	USD
79.1	4.00	549884	0.87	370	408	1630	\$ 8,093	\$ 14,567	\$ 58,269	303	1104	\$ 212,308

TABLA 3.12.2. RESULTADOS DEL CALCULO DE COSTOS DE BOMBAS. CASO 2.

ARREGLO DE UN SOLO PASO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO.												
PRESIÓN DE DESCARGA	NO. DE BOMBAS	C/H	EFICIENCIA	BHP	POTENCIA MOTOR	ENERGIA BOMBAS	COSTO UNIDAD	COSTO UNIDAD INSTALADA	COSTO TOTAL	INDICES DE COSTO		COSTO TOTAL ACTUAL
										BASE	ACTUAL	
PSIG				HP	HP	HP	USD	USD	USD	1970	2002	USD
29.4	6	221303.78	0.87	149	164	982	\$ 4,877	\$ 8,778	\$ 52,669	303	1104	\$ 191,713
ARREGLO DE REUSO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO.												
PRESIÓN DE DESCARGA	NO. DE BOMBAS	C/H	EFICIENCIA	BHP	POTENCIA MOTOR	ENERGIA BOMBAS	COSTO UNIDAD	COSTO UNIDAD INSTALADA	COSTO TOTAL	INDICE COSTO		COSTO TOTAL ACTUAL
										BASE	ACTUAL	
PSIG				HP	HP	HP	USD	USD	USD	1970	2002	USD
54.8	4	380721	0.87	257	282	1129	\$ 6,707	\$ 12,072	\$ 48,289	303	1104	\$ 175,945

TABLA 3.12.3. RESULTADOS DEL CALCULO DE COSTOS DE BOMBAS. CASO 3

ARREGLO DE UN SOLO PASO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO.												
PRESIÓN DE DESCARGA	NO. DE BOMBAS	C/H	EFICIENCIA	BHP	POTENCIA MOTOR	ENERGIA BOMBAS	COSTO UNIDAD	COSTO UNIDAD INSTALADA	COSTO TOTAL	INDICE COSTO BASE	ACTUAL	COSTO TOTAL ACTUAL
PSIG				HP	HP	HP	USD	USD	USD	1970	2002	USD
22.34	6	168046.44	0.87	113	124	745	\$ 4,152	\$ 7,474	\$ 44,843	303	1104	\$ 163,226
ARREGLO DE REUSO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO.												
PRESIÓN DE DESCARGA	NO. DE BOMBAS	C/H	EFICIENCIA	BHP	POTENCIA MOTOR	ENERGIA BOMBAS	COSTO UNIDAD	COSTO UNIDAD INSTALADA	COSTO TOTAL	INDICE COSTO BASE	ACTUAL	COSTO TOTAL ACTUAL
PSIG				HP	HP	HP	USD	USD	USD	1970	2002	USD
33.53	4	233033.5	0.87	157	173	691	\$ 5,029	\$ 9,052	\$ 36,207	303	1104	\$ 131,922

líneas de envío y retorno y total para cada caso, calculadas mediante el uso de la hoja de cálculo. Debido a que no es el propósito de esta tesis ejemplificar la realización del cálculo hidráulico de las redes de tubería, únicamente se muestra un resumen en la tabla 3.10 de los resultados de dicho cálculo, es decir, las caídas de presión de la red y del circuito completo de tuberías, obtenidos para los dos sistemas para los tres casos.

En la tabla 3.11.1 se encuentran los resultados de las estimaciones de los costos de las tuberías para los dos sistemas, tradicional y de reuso de agua para el caso 1, y en la tabla 3.11.2, los resultados para los casos 2 y 3. Ambas tablas muestran los resultados de la suma de los costos de las tuberías, accesorios y válvulas de control, instaladas en campo a costos actualizados.

h) Definición del número de bombas y cálculo de la potencia necesaria para la recirculación del agua. Estimación del costo del equipo de bombeo.

Como criterio para definir el número de bombas, se considera que por cada celda se utiliza una bomba de recirculación.

Se considera para el cálculo que la bomba acoplada con el motor eléctrico tiene una eficiencia de 87%.

Sobre la base de los resultados del cálculo hidráulico, se realizan los cálculos para establecer la potencia al freno de las bombas.

Los resultados de los cálculos realizados para el caso 1, para ambos sistemas, se encuentran en la tabla 3.12.1; para el caso 2, para ambos sistemas, se encuentran en la tabla 3.12.2 y para el caso 3, en la tabla 3.12.3. Los costos consideran bombas verticales de hierro fundido, a valor presente.

i) Suma de los costos de inversión (torre de enfriamiento, bombas de recirculación, intercambiadores de calor y tuberías, instalados). A estos costos sumamos el costo de financiamiento a través de 10 años, dividimos los costos en anualidades y los calculamos a valor presente.

Los resultados de los costos de inversión con financiamiento a valor presente, para el caso 1 se encuentran resumidos en la tabla 3.13.1, para ambos sistemas, como se indica en la misma;

para el caso 2, los resultados correspondientes se muestran en la tabla 3.13.2, y para el caso 3, los resultados se muestran en la tabla 3.13.3. La tasa de interés considerada en el desarrollo del caso de estudio es de 34%, mientras que la tasa de descuento, igual a la tasa de inflación, es de 20%.

j) Suma de la cantidad de energía requerida por bombeo y por los ventiladores de la torre y cálculo de su costo a través de un período de 10 años a valor presente sin financiamiento.

Los resultados del consumo de energía de ambos sistemas, así como del costo anual y el costo total para el periodo de 10 años a valor presente se encuentran resumidos en la tabla 3.14.1, para el caso 1; 3.14.2 para el caso 2 y 3.14.3 para el caso 3. En el ejemplo se considera que el costo de energía se incrementa año con año con la inflación únicamente, es decir, que no tiene un incremento real en el periodo considerado, esta suposición es hecha debido a que se encontró en las diferentes referencias que estos costos varían de manera muy irregular a través del tiempo.

k) Obtención de la suma de los costos de inversión y de energía de los diferentes casos a valor presente y comparamos con los costos del sistema tradicional.

La suma de los costos de inversión y de energía para ambos sistemas a valor presente para el periodo de 10 años, se muestra en la tabla 3.15, para el caso 1, 2 y 3.

Para efecto de tener una visión global de los resultados del caso de estudio en la tabla 3.16, se encuentra un resumen de los resultados de las tablas 3.1 a 3.15, en ella se encuentran las variables analizadas más importantes y diferencias porcentuales entre el sistema tradicional y el sistema con reuso de agua.

Los resultados de las diferentes variables y costos son analizados en el capítulo siguiente.

TABLA 3.13.1. RESULTADOS DEL CALCULO DE COSTO DE INVERSION CON FINANCIAMIENTO.

CASO 1.

ARREGLO DE USO EN UN PASO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO.					
AÑOS	COSTO DE INVERSION SIN FINANCIAMIENTO VALOR PRESENTE	TASA DE INTERES FINANCIAMIENTO	ANUALIDADES 10 AÑOS	TASA INFLACION	COSTO DE INVERSION CON FINANCIAMIENTO VALOR PRESENTE
	USD	%	USD	%	USD
1	\$9,752,891	34%	\$3,503,689	20%	\$2,919,741
2	\$9,752,891	34%	\$3,503,689	20%	\$2,433,117
3	\$9,752,891	34%	\$3,503,689	20%	\$2,027,598
4	\$9,752,891	34%	\$3,503,689	20%	\$1,689,665
5	\$9,752,891	34%	\$3,503,689	20%	\$1,408,054
6	\$9,752,891	34%	\$3,503,689	20%	\$1,173,378
7	\$9,752,891	34%	\$3,503,689	20%	\$977,815
8	\$9,752,891	34%	\$3,503,689	20%	\$814,846
9	\$9,752,891	34%	\$3,503,689	20%	\$679,038
10	\$9,752,891	34%	\$3,503,689	20%	\$565,865
COSTO TOTAL					\$14,689,117
ARREGLO DE REUSO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO.					
AÑOS	COSTO DE INVERSION SIN FINANCIAMIENTO VALOR PRESENTE	TASA DE INTERES FINANCIAMIENTO	ANUALIDADES 10 AÑOS	TASA INFLACION	COSTO DE INVERSION CON FINANCIAMIENTO VALOR PRESENTE
	USD	%	USD	%	USD
1	\$9,509,650	34%	\$3,416,305	20%	\$2,846,921
2	\$9,509,650	34%	\$3,416,305	20%	\$2,372,434
3	\$9,509,650	34%	\$3,416,305	20%	\$1,977,028
4	\$9,509,650	34%	\$3,416,305	20%	\$1,647,524
5	\$9,509,650	34%	\$3,416,305	20%	\$1,372,936
6	\$9,509,650	34%	\$3,416,305	20%	\$1,144,114
7	\$9,509,650	34%	\$3,416,305	20%	\$953,428
8	\$9,509,650	34%	\$3,416,305	20%	\$794,523
9	\$9,509,650	34%	\$3,416,305	20%	\$662,103
10	\$9,509,650	34%	\$3,416,305	20%	\$551,752
COSTO TOTAL					\$14,322,764

**TABLA 3.13.2. RESULTADOS DEL CALCULO DE COSTO DE INVERSION CON FINANCIAMIENTO.
CASO 2.**

ARREGLO DE USO EN UN PASO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO.					
ANOS	COSTO DE INVERSION SIN FINANCIAMIENTO VALOR PRESENTE	TASA DE INTERES FINANCIAMIENTO	ANUALIDADES 10 AÑOS	TASA INFLACION	COSTO DE INVERSION CON FINANCIAMIENTO VALOR PRESENTE
	USD	%	USD	%	USD
1	\$10,187,567	34%	\$3,659,844	20%	\$3,049,870
2	\$10,187,567	34%	\$3,659,844	20%	\$2,541,559
3	\$10,187,567	34%	\$3,659,844	20%	\$2,117,966
4	\$10,187,567	34%	\$3,659,844	20%	\$1,764,971
5	\$10,187,567	34%	\$3,659,844	20%	\$1,470,809
6	\$10,187,567	34%	\$3,659,844	20%	\$1,225,675
7	\$10,187,567	34%	\$3,659,844	20%	\$1,021,395
8	\$10,187,567	34%	\$3,659,844	20%	\$851,163
9	\$10,187,567	34%	\$3,659,844	20%	\$709,302
10	\$10,187,567	34%	\$3,659,844	20%	\$591,085
COSTO TOTAL					\$15,343,796
ARREGLO DE REUSO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO.					
ANOS	COSTO DE INVERSION SIN FINANCIAMIENTO VALOR PRESENTE	TASA DE INTERES FINANCIAMIENTO	ANUALIDADES 10 AÑOS	TASA INFLACION	COSTO DE INVERSION CON FINANCIAMIENTO VALOR PRESENTE
	USD	%	USD	%	USD
1	\$9,845,569	34%	\$3,536,983	20%	\$2,947,486
2	\$9,845,569	34%	\$3,536,983	20%	\$2,456,238
3	\$9,845,569	34%	\$3,536,983	20%	\$2,046,865
4	\$9,845,569	34%	\$3,536,983	20%	\$1,705,721
5	\$9,845,569	34%	\$3,536,983	20%	\$1,421,434
6	\$9,845,569	34%	\$3,536,983	20%	\$1,184,528
7	\$9,845,569	34%	\$3,536,983	20%	\$987,107
8	\$9,845,569	34%	\$3,536,983	20%	\$822,589
9	\$9,845,569	34%	\$3,536,983	20%	\$685,491
10	\$9,845,569	34%	\$3,536,983	20%	\$571,243
COSTO TOTAL					\$14,828,703

**TABLA 3.13.3. RESULTADOS DEL CALCULO DE COSTO DE INVERSION CON FINANCIAMIENTO.
CASO 3.**

ARREGLO DE USO EN UN PASO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO.					
ANOS	COSTO DE INVERSION SIN FINANCIAMIENTO VALOR PRESENTE	TASA DE INTERES FINANCIAMIENTO	ANUALIDADES 10 AÑOS	TASA INFLACION	COSTO DE INVERSION CON FINANCIAMIENTO VALOR PRESENTE
	USD	%	USD	%	USD
1	\$10,251,775	34%	\$3,682,911	20%	\$3,069,092
2	\$10,251,775	34%	\$3,682,911	20%	\$2,557,577
3	\$10,251,775	34%	\$3,682,911	20%	\$2,131,314
4	\$10,251,775	34%	\$3,682,911	20%	\$1,776,095
5	\$10,251,775	34%	\$3,682,911	20%	\$1,480,079
6	\$10,251,775	34%	\$3,682,911	20%	\$1,233,399
7	\$10,251,775	34%	\$3,682,911	20%	\$1,027,833
8	\$10,251,775	34%	\$3,682,911	20%	\$856,527
9	\$10,251,775	34%	\$3,682,911	20%	\$713,773
10	\$10,251,775	34%	\$3,682,911	20%	\$594,811
COSTO TOTAL					\$15,440,500
ARREGLO DE REUSO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO.					
ANOS	COSTO DE INVERSION SIN FINANCIAMIENTO VALOR PRESENTE	TASA DE INTERES FINANCIAMIENTO	ANUALIDADES 10 AÑOS	TASA INFLACION	COSTO DE INVERSION CON FINANCIAMIENTO VALOR PRESENTE
	USD	%	USD	%	USD
1	\$9,899,712	34%	\$3,556,433	20%	\$2,963,695
2	\$9,899,712	34%	\$3,556,433	20%	\$2,469,745
3	\$9,899,712	34%	\$3,556,433	20%	\$2,058,121
4	\$9,899,712	34%	\$3,556,433	20%	\$1,715,101
5	\$9,899,712	34%	\$3,556,433	20%	\$1,429,251
6	\$9,899,712	34%	\$3,556,433	20%	\$1,191,042
7	\$9,899,712	34%	\$3,556,433	20%	\$992,535
8	\$9,899,712	34%	\$3,556,433	20%	\$827,113
9	\$9,899,712	34%	\$3,556,433	20%	\$689,261
10	\$9,899,712	34%	\$3,556,433	20%	\$574,384
COSTO TOTAL					\$14,910,248

TABLA 3.14.1. RESULTADOS DEL CALCULO DEL COSTO DE OPERACION. CASO 1.

ARREGLO DE USO EN UN PASO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO.						
ENERGIA BOMBEO AÑO (7884 HRS)	ENERGIA TORRE POR AÑO (7884 HRS)	COSTO KW-HR	COSTO BOMBEO ANUAL	COSTO TORRE ANUAL	ENERGIA POR HR	ENERGIA POR AÑO (7884 HR)
KW	KW	USD	USD/AÑO	USD/AÑO	KW	KW
9208259	4442404	0.05	\$ 460,413	\$ 222,120	1731	13650663
		0.05				
		0.05				
		0.05				
		0.05				
		0.05				
		0.05				
		0.05				
		0.05				
		0.05				
		0.05				

COSTO ANUAL	INTERES	TOTAL AÑOS	AÑO	COSTO UNIT KW-HR	COSTO/AÑO	INFLACION	COSTO ENERGIA VALOR PRESENTE
USD/AÑO	%			\$/KW-HR	\$/AÑO	%	USD
\$ 682,533	20	10	1	\$ 0.05	\$ 682,533	20%	\$682,533
	20		2	\$ 0.06	\$ 819,040	20%	\$682,533
	20		3	\$ 0.07	\$ 982,848	20%	\$682,533
	20		4	\$ 0.09	\$ 1,179,417	20%	\$682,533
	20		5	\$ 0.10	\$ 1,415,301	20%	\$682,533
	20		6	\$ 0.12	\$ 1,698,361	20%	\$682,533
	20		7	\$ 0.15	\$ 2,038,033	20%	\$682,533
	20		8	\$ 0.18	\$ 2,445,640	20%	\$682,533
	20		9	\$ 0.21	\$ 2,934,768	20%	\$682,533
	20		10	\$ 0.26	\$ 3,521,721	20%	\$682,533

COSTO TOTAL \$ 6,825,332

ARREGLO DE REUSO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO.						
ENERGIA BOMBEO AÑO (7884 HRS)	ENERGIA TORRE POR AÑO (7884 HRS)	COSTO KW-HR	COSTO BOMBEO ANUAL	COSTO TORRE ANUAL	ENERGIA POR HR	ENERGIA POR AÑO (7884 HR)
KW	KW	USD	USD/AÑO	USD/AÑO	KW	KW
9587835	3841119	0.05	\$ 479,392	\$ 192,056	1703	13428955
		0.05				
		0.05				
		0.05				
		0.05				
		0.05				
		0.05				
		0.05				
		0.05				
		0.05				
		0.05				

COSTO ANUAL	INTERES	TOTAL AÑOS	AÑO	COSTO UNIT KW-HR	COSTO/AÑO	INFLACION	COSTO ENERGIA VALOR PRESENTE
USD/AÑO	%			\$/KW-HR	\$/AÑO	%	USD
\$ 671,448	20	10	1	\$ 0.05	\$ 671,448	20%	\$671,448
	20		2	\$ 0.06	\$ 805,737	20%	\$671,448
	20		3	\$ 0.07	\$ 966,885	20%	\$671,448
	20		4	\$ 0.09	\$ 1,160,262	20%	\$671,448
	20		5	\$ 0.10	\$ 1,392,314	20%	\$671,448
	20		6	\$ 0.12	\$ 1,670,777	20%	\$671,448
	20		7	\$ 0.15	\$ 2,004,932	20%	\$671,448
	20		8	\$ 0.18	\$ 2,405,919	20%	\$671,448
	20		9	\$ 0.21	\$ 2,887,102	20%	\$671,448
	20		10	\$ 0.26	\$ 3,464,523	20%	\$671,448

COSTO TOTAL \$ 6,714,477

TABLA 3.14.2. RESULTADOS DEL CALCULO DEL COSTO DE OPERACIÓN. CASO 2.

ARREGLO DE USO EN UN PASO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO.						
ENERGIA BOMBEO AÑO (7884 HRS)	ENERGIA TORRE POR AÑO (7884 HRS)	COSTO KW-HR	COSTO BOMBEO ANUAL USD/AÑO	COSTO TORRE ANUAL USD/AÑO	ENERGIA POR HR KW	ENERGIA POR AÑO (7884 HR) KW
5773806	4442404	0.05	\$ 288,690	\$ 222,120	1296	10216210
		0.05				
		0.05				
		0.05				
		0.05				
		0.05				
		0.05				
		0.05				
		0.05				
		0.05				
		0.05				

COSTO ANUAL USD/AÑO	INTERES %	TOTAL AÑOS	AÑO	COSTO UNIT KW-HR \$/KW-HR	COSTO/AÑO \$/AÑO	INFLACION %	COSTO ENERGIA VALOR PRESENTE USD
\$ 510,811	20	10	1	\$ 0.05	\$ 510,811	20%	\$510,811
	20		2	\$ 0.06	\$ 612,973	20%	\$510,811
	20		3	\$ 0.07	\$ 735,567	20%	\$510,811
	20		4	\$ 0.09	\$ 882,681	20%	\$510,811
	20		5	\$ 0.10	\$ 1,059,217	20%	\$510,811
	20		6	\$ 0.12	\$ 1,271,060	20%	\$510,811
	20		7	\$ 0.15	\$ 1,525,272	20%	\$510,811
	20		8	\$ 0.18	\$ 1,830,326	20%	\$510,811
	20		9	\$ 0.21	\$ 2,196,392	20%	\$510,811
	20		10	\$ 0.26	\$ 2,635,670	20%	\$510,811

COSTO TOTAL \$ 5,108,105

ARREGLO DE REUSO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO.						
ENERGIA BOMBEO AÑO (7884 HRS)	ENERGIA TORRE POR AÑO (7884 HRS)	COSTO KW-HR	COSTO BOMBEO ANUAL USD/AÑO	COSTO TORRE ANUAL USD/AÑO	ENERGIA POR HR KW	ENERGIA POR AÑO (7884 HR) KW
6638291	3841119	0.05	\$ 331,915	\$ 192,056	1329	10479411
		0.05				
		0.05				
		0.05				
		0.05				
		0.05				
		0.05				
		0.05				
		0.05				
		0.05				
		0.05				

COSTO ANUAL USD/AÑO	INTERES %	TOTAL AÑOS	AÑO	COSTO UNIT KW-HR \$/KW-HR	COSTO/AÑO \$/AÑO	INFLACION %	COSTO ENERGIA VALOR PRESENTE USD
\$ 523,971	20	10	1	\$ 0.05	\$ 523,971	20%	\$523,971
	20		2	\$ 0.06	\$ 628,765	20%	\$523,971
	20		3	\$ 0.07	\$ 754,518	20%	\$523,971
	20		4	\$ 0.09	\$ 905,421	20%	\$523,971
	20		5	\$ 0.10	\$ 1,086,505	20%	\$523,971
	20		6	\$ 0.12	\$ 1,303,806	20%	\$523,971
	20		7	\$ 0.15	\$ 1,564,568	20%	\$523,971
	20		8	\$ 0.18	\$ 1,877,481	20%	\$523,971
	20		9	\$ 0.21	\$ 2,252,977	20%	\$523,971
	20		10	\$ 0.26	\$ 2,703,573	20%	\$523,971

COSTO TOTAL \$ 5,239,705

TABLA 3.14.3. RESULTADOS DEL CALCULO DEL COSTO DE OPERACIÓN. CASO 3.

ARREGLO DE USO EN UN PASO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO.							
ENERGIA BOMBEO AÑO (7884 HRS) KW	ENERGIA TORRE POR AÑO (7884 HRS) KW	COSTO KW-HR USD	COSTO BOMBEO ANUAL USD/AÑO	COSTO TORRE ANUAL USD/AÑO	ENERGIA POR HR KW	ENERGIA POR AÑO (7884 HR) KW	
4384325	4442404	0.05	\$ 219,216	\$ 222,120	1120	8826729	
		0.05					
		0.05					
		0.05					
		0.05					
		0.05					
		0.05					
		0.05					
		0.05					
		0.05					
		0.05					
		0.05					
		0.05					
		0.05					
		0.05					
COSTO ANUAL USD/AÑO	INTERES %	TOTAL AÑOS	AÑO	COSTO UNIT KW-HR \$/KW-HR	COSTO/AÑO \$/AÑO	INFLACION %	COSTO ENERGIA VALOR PRESENTE USD
\$ 441,336	20	10	1	\$ 0.05	\$ 441,336	20%	\$441,336
	20		2	\$ 0.06	\$ 529,604	20%	\$441,336
	20		3	\$ 0.07	\$ 635,524	20%	\$441,336
	20		4	\$ 0.09	\$ 762,629	20%	\$441,336
	20		5	\$ 0.10	\$ 915,155	20%	\$441,336
	20		6	\$ 0.12	\$ 1,098,186	20%	\$441,336
	20		7	\$ 0.15	\$ 1,317,824	20%	\$441,336
	20		8	\$ 0.18	\$ 1,581,388	20%	\$441,336
	20		9	\$ 0.21	\$ 1,897,666	20%	\$441,336
	20		10	\$ 0.26	\$ 2,277,199	20%	\$441,336
COSTO TOTAL							\$4,413,364
ARREGLO DE REUSO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO.							
ENERGIA BOMBEO AÑO (7884 HRS) KW	ENERGIA TORRE POR AÑO (7884 HRS) KW	COSTO KW-HR USD	COSTO BOMBEO ANUAL USD/AÑO	COSTO BOMBEO ANUAL USD/AÑO	ENERGIA POR HR KW	ENERGIA POR AÑO (7884 HR) KW	
4063197	3841119	0.05	\$ 203,160	\$ 192,056	1003	7904316	
		0.05					
		0.05					
		0.05					
		0.05					
		0.05					
		0.05					
		0.05					
		0.05					
		0.05					
		0.05					
		0.05					
		0.05					
		0.05					
		0.05					
		0.05					
COSTO ANUAL USD/AÑO	INTERES %	TOTAL AÑOS	AÑO	COSTO UNIT KW-HR \$/KW-HR	COSTO/AÑO \$/AÑO	INFLACION %	COSTO ENERGIA VALOR PRESENTE USD
\$ 395,216	20	10	1	\$ 0.05	\$ 395,216	20%	\$395,216
	20		2	\$ 0.06	\$ 474,259	20%	\$395,216
	20		3	\$ 0.07	\$ 569,111	20%	\$395,216
	20		4	\$ 0.09	\$ 682,933	20%	\$395,216
	20		5	\$ 0.10	\$ 819,519	20%	\$395,216
	20		6	\$ 0.12	\$ 983,423	20%	\$395,216
	20		7	\$ 0.15	\$ 1,180,108	20%	\$395,216
	20		8	\$ 0.18	\$ 1,416,130	20%	\$395,216
	20		9	\$ 0.21	\$ 1,699,356	20%	\$395,216
	20		10	\$ 0.26	\$ 2,039,227	20%	\$395,216
COSTO TOTAL							\$3,952,158

TABLA 3.15. RESULTADOS DEL CALCULO DEL COSTO TOTAL (INVERSION Y DE OPERACIÓN) A VALOR PRESENTE.

	CASO 1.
ARREGLO DE USO EN UN PASO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO	COSTO TOTAL A VALOR PRESENTE (2002) CON FINANCIAMIENTO DE LOS COSTOS DE INVERSION
	USD
	\$21,514,449
ARREGLO DE REUSO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO	COSTO TOTAL A VALOR PRESENTE (2002) CON FINANCIAMIENTO DE LOS COSTOS DE INVERSION
	USD
	\$21,037,242
	CASO 2.
ARREGLO DE USO EN UN PASO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO	COSTO TOTAL A VALOR PRESENTE (2002) CON FINANCIAMIENTO DE LOS COSTOS DE INVERSION
	USD
	\$20,451,901
ARREGLO DE REUSO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO	COSTO TOTAL A VALOR PRESENTE (2002) CON FINANCIAMIENTO DE LOS COSTOS DE INVERSION
	USD
	\$20,068,408
	CASO 3.
ARREGLO DE USO EN UN PASO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO	COSTO TOTAL A VALOR PRESENTE (2002) CON FINANCIAMIENTO DE LOS COSTOS DE INVERSION
	USD
	\$19,853,865
ARREGLO DE REUSO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO	COSTO TOTAL A VALOR PRESENTE (2002) CON FINANCIAMIENTO DE LOS COSTOS DE INVERSION
	USD
	\$18,862,406

TABLA 3.16. RESUMEN DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS EN EL CASO DE ESTUDIO.

VARIABLES	CASO 1		CASO 2		CASO 3	
	C. DE PRESION EN I.C.'S=10 PSI MÁX. DIAM. P/VEL. DE FLUJO: 15 PPS MAX.		C. DE PRESION EN I.C.'S=10 PSI MÁX. DIAM. TUBERÍAS ECONÓMICO		C. DE PRESION EN I.C.'S=3 PSI MÁX. DIAM. TUBERÍAS ECONÓMICO	
	1 TRADICIONAL	2 REUSO AGUA	1 TRADICIONAL	2 REUSO AGUA	1 TRADICIONAL	2 REUSO AGUA
FLUJO GPM	45133	27800	45133	27800	45133	27800
RANGO DE LA TORRE °F	18.3	29.7	18.3	29.7	18.3	29.7
LIMITE DIAM. TUBERIA. PULGS	38	28	56"	44"	56"	44"
CAIDA DE PRESION DE IC. PSI	10	10	10	10	3	3
CAIDA DE PRESION TOTAL. PSI	46.92	79.12	29.42	54.78	22.34	33.53
AREA DE INTERCAMBIO DE CALOR. FT^2	187709	190182	187709	190182	192103	194715
COSTO AREA DE INTERC. USD	\$ 6,406,979	\$ 6,724,373	\$ 6,406,979	\$ 6,724,373	\$ 6,499,673	\$ 6,822,538
% TOTAL COSTO DE INVERSION	66%	71%	63%	68%	63%	69%
COSTO DE LA TORRE. USD	\$ 2,268,718	\$ 2,010,782	\$ 2,268,718	\$ 2,010,782	\$ 2,268,718	\$ 2,010,782
% TOTAL DEL COSTO DE INVERSION	23%	21%	22%	20%	22%	20%
COSTO BOMBAS USD	\$ 252,808	\$ 212,308	\$ 191,713	\$ 175,945	\$ 163,226	\$ 131,922
% TOTAL DEL COSTO DE INVERSION	3%	2%	2%	2%	2%	1%
COSTO DE TUBERIAS. USD	\$ 824,387	\$ 562,187	\$ 1,320,157	\$ 934,470	\$ 1,320,157	\$ 934,470
% DEL TOTAL DEL COSTO DE INVERSION	8%	6%	13%	9%	13%	9%
COSTO DE INVERSION USD	\$ 9,752,892	\$ 9,509,650	\$ 10,187,567	\$ 9,845,570	\$ 10,251,774	\$ 9,899,712
C. DE INV. V.P. FINANC. EXT. 10 AÑOS USD	\$ 14,689,117	\$ 14,322,764	\$ 15,343,796	\$ 14,828,703	\$ 15,440,500	\$ 14,910,248
ENERGIA TORRE DE ENFTO. VENT. KW	563	487	563	487	563	487
% DEL CONSUMO DE ENERGIA	33%	29%	43%	37%	50%	49%
COSTO DE ENERGIA DE TORRE ANUAL. USD	221,991	191,975	\$ 222,120	\$ 192,056	\$ 222,120	\$ 192,056
ENERGIA BOMBEO KW	1,168	1,216	732	842	556	515
% DEL CONSUMO DE ENERGIA	67%	71%	57%	63%	50%	51%
COSTO DE ENERGIA POR BOMBEO ANUAL. USD	460,413	479,392	\$ 288,690	\$ 331,915	\$ 219,216	\$ 203,159
CONSUMO DE ENERGIA TOTAL KW	1731	1703	1295	1329	1119	1002
COSTO DE ENERGIA AL AÑO. USD	\$ 682,533	\$ 671,448	\$ 510,811	\$ 523,971	\$ 441,336	\$ 395,216
COSTO ENERGIA 10 AÑOS. USD	\$ 6,825,330	\$ 6,714,480	\$ 5,108,110	\$ 5,239,710	\$ 4,413,360	\$ 3,952,160
COSTO TOTAL SIN FINAN. EXT. 10 AÑOS V.P.	\$ 16,578,222	\$ 16,224,130	\$ 15,295,677	\$ 15,085,280	\$ 14,665,134	\$ 13,851,872
% DE DIF. COSTO SIN FINAN. EXT. 10 AÑOS V.P.	2%		1%		6%	
COSTO TOTAL CON FINAN. 10 AÑOS V.P. USD	\$ 21,514,447	\$ 21,037,244	\$ 20,451,906	\$ 20,068,413	\$ 19,853,860	\$ 18,862,408
% DE DIF. COSTO CON FINAN. 10 AÑOS V.P.	2%		2%		5%	

3.3.3. Influencia de los costos de tratamiento de agua.

Se realiza la estimación de costos de tratamiento de agua para ambos sistemas de enfriamiento, de un solo paso y de reuso, del caso 3 del caso de estudio tomando como referencia las cifras del ejemplo encontrado en la fuente 4, en la cual se consideran los costos de inversión y de operación de las instalaciones para el tratamiento de agua de un caso en el cual se requiere de un flujo de agua de reposición relativamente alto, derivado de problemas de sólidos suspendidos, que aumentan conforme aumenta la temperatura, un caso que se presenta para la concentración de carbonato de calcio. Se considera que requiere utilizar 4 ciclos de concentración para el sistema con reuso y 5 para el sistema tradicional. Una vez hechas dichas estimaciones, sumaremos a los costos totales obtenidos en este capítulo y podremos saber como afectan los costos de ambos sistemas analizados.

Se resumen las consideraciones hechas para el ejemplo a continuación:

- Son iguales a 4 los ciclos de concentración del sistema con reuso.
Son iguales a 5 los ciclos de concentración del sistema de un paso.
Las pérdidas de agua por arrastre son del 0.2 % del agua en recirculación.

- En la fuente de información indicada arriba, los costos de inversión para la remoción de sólidos suspendidos del agua de recirculación son de 16 USD/ gpm para una temperatura de retorno de 120°F y de 30 USD / gpm para una temperatura de retorno de 140°F. Mediante extrapolación lineal , en base a estos datos, se determinó que los costos para el sistema tradicional, cuya temperatura de retorno es de 108 °F, es de 7.6 USD / gpm, y para el sistema con reuso es de 16 USD / gpm, cuya temperatura de retorno es 120 °F.

- Los costos de inversión para el tratamiento del agua de purga se estiman sobre la base de los costos encontrados en la misma fuente, los cuales son de 1,200 USD / gpm para una temperatura de 120°F, y de 900 USD / gpm, para una temperatura de 140 °F. Mediante extrapolación lineal se determinaron los costos en 1380 USD /gpm para la temperatura de retorno de 108 °F, del sistema tradicional, y de 1200 USD para la temperatura de retorno de 120 °F, del sistema con reuso de agua.

- Los costos de operación para la compra de agua para reposición, es de \$50 USD / gpm - año, dato obtenido de la fuente referida.
- Los costos de operación debido a la adquisición de sustancias químicas para el agua de reposición es de \$120 USD / gpm - año, dato obtenido de la fuente referida.

Los resultados se anotan en la tabla 3.17.

TABLA 3.17. ESTIMACION DEL COSTO DEL TRATAMIENTO DE AGUA PARA LOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO DE USO EN UN PASO Y DE REUSO DE AGUA PARA EL CASO 3 DEL CASO DE ESTUDIO Y SU INFLUENCIA EN LOS COSTOS TOTALES.

VARIABLE		ARREGLO DE USO EN UN PASO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO	ARREGLO DE REUSO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO
FLUJO (GPM)	GPM	45133.0	27800.0
RANGO DE TEMPERATURA (F)	° F	18.3	29.7
CICLOS DE CONCENTRACIÓN	GPM	5.0	4.0
CANTIDAD DE AGUA EVAPORADA (GPM)	GPM	825.9	825.7
CANTIDAD DE PERDIDAS POR ARRASTRE (GPM)	GPM	90.3	55.6
CANTIDAD DE AGUA DE REPOSICION (GPM)	GPM	1145.2	1175.0
FLUJO DE AGUA DE PURGA (GPM)	GPM	229.0	293.8
COSTOS DE INVERSION			
COSTO DE INSTALACIONES PARA LA REMOCION DE SOLIDOS EN EL AGUA RECIRCULADA,	USD/GPM	\$ 7.60	\$ 16.00
INSTALACIONES PARA LA REMOCION DE SOLIDOS EN EL AGUA RECIRCULADA.	USD	\$ 343,011	\$ 444,800
COSTO DE INSTALACIONES PARA EL TRATAMIENTO DE AGUA DE PURGA.	USD/GPM	\$ 1,380	\$ 1,200
INSTALACIONES PARA EL TRATAMIENTO DE AGUA DE PURGA.	USD	\$ 316,089	\$ 352,504
SUMA	USD	\$ 660,480	\$ 798,504
DIFERENCIA	USD		\$ 138,024
DIFERENCIA PORCENTUAL			21%
VALOR PRESENTE MARSHALL-SWIFT .1980 (599)-2002 (1104).	USD	\$ 1,216,499	\$ 1,470,718
COSTO DE INVERSION SIN CONSIDERAR TRATAMIENTO DE AGUA.	USD	\$ 10,251,774	\$ 9,899,712
COSTO DE INVERSION TOTAL SIN FINANCIAMIENTO V.P.	USD	\$ 11,468,274	\$ 11,370,430
COSTO DE INVERSION TOTAL CON FINANCIAMIENTO V.P.	USD	\$ 17,317,093	\$ 17,169,349
COSTOS DE OPERACIÓN			
COSTO DE QUIMICOS PARA AGUA DE REPOSICION,	USD/GPM-AÑO	\$ 120	\$ 120
QUIMICOS PARA EL AGUA DE REPOSICION.	USD/AÑO	\$ 137,430	\$ 141,002
COSTO DE AGUA CRUDA PARA REPOSICION,	USD/GPM-AÑO	\$ 50	\$ 50
AGUA CRUDA PARA REPOSICION.	USD/AÑO	\$ 57,262	\$ 58,751
SUMA	USD	\$ 194,742	\$ 199,802
DIFERENCIA.	USD		\$ 5,060
DIFERENCIA PORCENTUAL			3%
COSTO EN 10 AÑOS.	USD	\$ 1,947,425	\$ 1,998,023
VALOR PRESENTE PRECIOS PRODUCTOR 1982 (100)-2000 (125.5)	USD	\$ 2,444,018	\$ 2,507,518
COSTO DE OPERACIÓN (ENERGIA + AGUA) 10 AÑOS.	USD	\$ 6,857,378	\$ 6,459,678
COSTO TOTAL CON FINANCIAMIENTO 10 AÑOS.	USD	\$ 24,174,471	\$ 23,629,028
DIFERENCIA PORCENTUAL			2%

IV.- ANALISIS DE RESULTADOS

IV. Análisis de resultados.

Sobre la base del resumen de los resultados de la tabla 3.16, se elabora el siguiente análisis de las variables de proceso y las variables económicas, de la comparación de los sistemas de agua de enfriamiento con diseño tradicional de un solo paso y con reuso de agua de enfriamiento del proceso hipotético del caso de estudio para los tres casos presentados:

- Flujo.

El requerimiento de flujo circulando por el sistema es menor para el sistema con reuso de agua con respecto al sistema tradicional, como podemos observar en la tabla 3.16, para los tres casos analizados: 45,133 gpm para el sistema tradicional y 27,800 gpm para el sistema con reuso de agua.

- Rango de temperatura.

En un sistema con reuso, el rango de temperatura de la torre de enfriamiento es mayor que en el sistema tradicional. Esto es derivado de que algunas de las corrientes de agua de las unidades de intercambio de calor se encuentran en serie, por lo que el incremento de temperatura en dicha corriente es la suma del incremento que se lleva a cabo en cada intercambiador. Esto se puede apreciar en los intercambiadores en serie de clase 3, 4 y 6, y 5, en cuya corriente de agua de enfriamiento la temperatura se incrementa desde aquella que entrega la torre hasta el límite establecido por las condiciones de proceso para el agua de enfriamiento, siendo este flujo parte apreciable del flujo total, mientras que en el sistema tradicional tiene un incremento por cada intercambiador en paralelo, por lo que la temperatura del flujo de retorno a la torre es menor.

Esto es, la misma carga térmica para ambos sistemas, se abate con una menor cantidad de agua por lo que el rango de temperatura es mayor en el sistema con reuso de agua, como lo podemos apreciar en la tabla 3.16, donde se muestran los siguientes resultados: 413.5×10^6 Btu/hr se retiran con 45 133 gpm, con un rango de 18.3 °F para el sistema tradicional; 413.5×10^6 Btu/hr se retiran con 27 800 gpm, con un rango de 29.7 °F, para el sistema con reuso de agua, para los tres casos analizados. Como se puede observar, el rango es 1.62 veces más grande para

el sistema de reuso de agua con respecto al sistema tradicional, lo mismo que el caudal de agua es 1.62 veces más grande para el sistema tradicional con respecto al sistema con reuso.

- Caída de presión del flujo de agua de enfriamiento.

Es mayor en el sistema con reuso de agua que en un sistema tradicional de un solo paso. Esto es debido a que los intercambiadores de calor de clase 3, 4 y 5, al encontrarse en serie, sus caídas de presión se suman: en los tres casos expuestos las caídas de presión del sistema con reuso es mayor que el sistema tradicional: 1er caso. 46.92 psi vs. 79.12 psi; 2do caso 29.42 psi vs. 54.78 psi; 3er caso 22.34 psi vs 33.53 psi. Para el caso 1, en el cual el diámetro de las tuberías está restringido para una velocidad de 15 pps, la caída de presión es sensiblemente más alta que en los casos en los cuales las tuberías son diseñadas bajo el criterio del diámetro económico, donde las velocidades de flujo están dentro del límite de 4 y 8 pps, debido a que la caída de presión crece de manera cuadrática con respecto a la velocidad según la ecuación de Darcy: $f \cdot v^2 \cdot L / D$ gc. De aquí se desprende que disminuir la caída de presión en los intercambiadores de calor es un factor de suma importancia para conseguir mejores resultados en costos de operación en los sistemas con reuso de agua.

- Costo del área de intercambio de calor.

El requerimiento de área de intercambio de calor es mayor para el sistema con reuso de agua con respecto al sistema tradicional.

La cantidad de área de intercambio de calor está en función de la LMTD (diferencia media logarítmica de temperatura) y del coeficiente de transferencia de calor U para una carga térmica definida según la ecuación: $A = Q / (U \times LMTD)$. El coeficiente global de transferencia de calor U resulta de los coeficientes individuales de película de la corriente de proceso y del medio de enfriamiento en las paredes de los tubos, que a la vez dependen de otros factores tales como las velocidades del flujo, propiedades físicas, diferencias de temperatura, disposición del flujo en los equipos, entre otros. Dicho coeficiente resulta ser aproximadamente igual para las mismas unidades de los sistemas de un paso y de reuso de agua de enfriamiento, por ejemplo, para la unidad 103-C, el coeficiente U es de 125 BTU/hr ft² °F para el sistema tradicional y de

124 BTU/hr ft² °F para el sistema con reuso. Cuando uno de los dos coeficientes individuales de película controla la transferencia de calor, su variación se refleja sensiblemente en el coeficiente global, mientras que la variación de un coeficiente que no controla no se refleja en un incremento o decremento del coeficiente global. En este caso la corriente que controla es la de proceso. De esta manera, por ejemplo, un cambio en las condiciones de flujo del agua de enfriamiento, como puede ser disminuir la velocidad del flujo, lo cual sucede cuando se quieren conseguir caídas de presión menores, refleja una disminución pequeña en el coeficiente U.

Bajo esta perspectiva se realiza el análisis tomando como variable la diferencia media logarítmica LMTD entre las corrientes de proceso y de agua de enfriamiento. Esta depende de los incrementos y decrementos de temperatura del agua de enfriamiento y de la corriente de proceso en cada intercambiador de calor, lo cual cambiará según la disposición de los flujos en la red.

Los resultados más ilustrativos se obtuvieron para el tercer caso, con caídas de presión de 3 psi máximo en los intercambiadores de calor:

- a) Hablando únicamente de la unidad de intercambio de calor 103 C, esta tiene mayor área en el sistema tradicional, 88 404 ft², con respecto al mismo del sistema con reuso, 79 196 ft², que representa 12 % más, como se muestra en la tabla 3.6, debido a que el caudal de agua de enfriamiento es 23% mayor para el mismo del sistema con reuso. La temperatura de entrada en ambos casos es la misma, 90°F, que es la que entrega la torre, pero el incremento de temperatura es menor para el sistema con reuso, 8.1 °F, mientras es de 10 °F para el mismo del sistema tradicional. Con estos valores, la LMTD obtenida es mayor en el IC-3 del sistema con reuso, de 10.4 °F, lo cual, como ya se explicó, es más conveniente, con respecto al mismo del caso tradicional, de 9.1 °F.
- b) En el mismo caso, para los intercambiadores de calor 104-C, la LMTD es menor para el caso con reuso, como lo indica la tabla 3.4, siendo de 15.5 °F mientras es de 18.2 °F para el caso tradicional; para el intercambiador 105-C, igualmente la LMTD es menor para el sistema con reuso: 65.9 °F mientras es de 78.3 °F para el sistema tradicional. Esto es resultado de que el agua de enfriamiento para el sistema de reuso entra a mayor temperatura, la de salida del intercambiador IC-3,

que es de 98.1 °F, mientras que en el sistema tradicional esta temperatura es la que entrega la torre, de 90 °F, por lo que el área de intercambio es mayor para el sistema con reuso para los intercambiadores 104-C con respecto al sistema tradicional, 74 342 ft² vs 64 616 ft², y también lo es para el intercambiador de calor 105-C, siendo de 18 812 vs 17 153 ft², como se aprecia en la tabla 3.6.

- c) La menor área de intercambio de calor del equipo 103-C en el sistema con reuso de agua, compensa en buena proporción la mayor área en los intercambiadores IC-4 e IC-5 por lo que la diferencia total de área de intercambio de calor entre ambos sistemas es relativamente pequeña: 192,103 para el sistema tradicional y 194,715 ft² para el sistema con reuso, lo cual representa 1.4% más. Esta compensación puede observarse en los tres casos.
- d) La diferencia del área de intercambio del sistema con reuso con respecto al sistema tradicional no es muy significativa con ambas caídas de presión, de 10 y 3 psi, ya que es de alrededor de 2% más alta para la última en ambos sistemas. Sin embargo, la cantidad de área de intercambio de calor para enfriar o condensar corrientes de proceso depende de varios factores y condiciones particulares, por lo que deberá evaluarse esta variable para cada proceso.
- e) El costo del área de intercambio de calor representa un porcentaje dentro del 63 y 71% del costo de inversión en los tres casos analizados, por lo que es un factor que influye de una manera importante en los costos totales del sistema. Por los motivos arriba expuestos, los costos se comportan de la siguiente manera: para los casos 1 y 2, el costo del área de intercambio de calor para el sistema tradicional son de \$6,406,979 USD, mientras para los mismos casos en el sistema con reuso son de \$6,724,373 USD, 5% más para el sistema con reuso. Para el caso 3, son, para el sistema tradicional, de \$6,499,673 USD, mientras para el sistema con reuso es de \$6,822,538 USD, 5% más para el sistema con reuso. Se requieren en total 28 intercambiadores para el sistema tradicional y 30 para el sistema con reuso.

La menor caída de presión en los intercambiadores de calor del caso 3 con respecto a los casos 1 y 2 para ambos sistemas implica un aumento de solo alrededor del 2 % en el área de intercambio. Como ya se mencionó, el fluido que controla la transferencia de calor es el de la corriente de proceso, por lo que la disminución de la velocidad para conseguir menos caída de presión no modificó apreciablemente el coeficiente de transferencia U ni el área de intercambio.

Para el sistema con reuso, se requieren de 4 intercambiadores en serie para conformar la unidad de intercambio 104-C (del cual se requieren 2 unidades en paralelo por el tamaño de los equipos), a diferencia del sistema en un solo paso, que requiere de 3 intercambiadores en serie. Esto debido a que la temperatura de entrada es alta, de 98 °F, con una LMTD de 15.5 °F para el sistema con reuso, mientras para la misma unidad del sistema tradicional es de 90 °F con una LMTD de 18.2 °F.

- Costo de la torre.

El costo de la torre de enfriamiento es menor para el sistema con reuso de agua. En los tres casos, como se muestra en la tabla 3.8, el costo de la torre es el mismo para el sistema con reuso, \$2,010,782 USD, al igual que en los tres casos para el sistema tradicional: \$2,268,718 USD. Esto representa un costo mayor de 13% para el sistema tradicional.

En el sistema con reuso el agua de enfriamiento retorna a la torre a una mayor temperatura respecto al sistema de un solo paso, lo cual aumenta la fuerza motriz térmica entre el aire y el agua, por lo que requiere de menor volumen de empaque a pesar de retirar la misma cantidad de calor. El volumen de la torre del sistema con reuso es de 5,400 m³, mientras es de 6,245 m³, para el sistema de un solo paso, es decir, un 16% más este último.

La temperatura de aire de la salida de la torre de enfriamiento es mayor para el caso con reuso, debido a la mayor temperatura del agua de retorno a la torre, lo cual le permite al aire tener una mayor humedad de saturación, es decir, tener mayor capacidad de absorber humedad por unidad de masa, por lo que requiere menor flujo de aire y la potencia de los ventiladores es menor que para la torre del sistema de un solo paso: 487 KW vs 563 KW.

El rango de la torre es menor en el sistema de un paso del agua de enfriamiento con respecto al sistema con reuso, 10.2 °C vs 16.5°C, por lo que la altura de la torre de enfriamiento es menor que la del sistema con reuso de agua, siendo de 8 m vs 11 m de este último. Esto

generará mayor demanda de energía para bombeo del agua en los sistemas en que la red se encuentre a menor altura que la entrada de la torre.

- Costo de bombas.

En los tres casos el costo del equipo de bombeo es mayor para el sistema tradicional con respecto al sistema de reuso de agua.

Según se observa en la tabla 3.16, los costos del equipo de bombeo del sistema tradicional son mayores al sistema con reuso de agua en los tres casos presentados, como a continuación se muestra: \$252,808 vs \$212,308 USD, 19% más, en el caso 1; \$191,713 vs \$175,945 USD, 7% más en el caso 2; \$163,226 vs \$131,922 USD, 24% más, caso 3.

El criterio para determinar el número de unidades de bombeo, motor eléctrico y bomba, de los sistemas es el de utilizar una por cada celda de torre de enfriamiento, para tener la facilidad de poder sacar de operación a cada unidad para mantenimiento (limpieza, reparación, revisión) sin afectar el trabajo de las otras. Este factor determina que el costo de los equipos de bombeo sea menor para el sistema con reuso. Para este, se requieren 4 equipos, mientras para el sistema tradicional se requieren 6 equipos. Inclusive en los 2 primeros casos en los que la demanda total de energía es mayor para el sistema con reuso se encuentra este resultado.

Por ejemplo, en el caso 1, el sistema con reuso demanda 1630 HP para los equipos de bombeo, divididos en 4 bombas, cuyo costo unitario instaladas es de \$14,567 USD, resultando en un total de \$58,269 USD, a costo base 1970, mientras para el sistema tradicional, cuya demanda es de 1560 HP, se requieren de 6 bombas, de costo unitario instaladas de \$11,564 USD, resultando en un total de \$69,385 USD.

- Costo de tuberías.

El costo de las tuberías es menor para el sistema con reuso de agua.

El menor costo en tuberías incluyendo las válvulas de control se encuentra, lógicamente, en el primer caso, en el cual se utilizó tubería de tamaño tal que la velocidad del flujo fuera de máximo 15 PPS para ambos sistemas, resultando que para el sistema con reuso de agua tienen menor costo debido a que maneja menor flujo y, por lo tanto, menores diámetros de tubería, que

es de hasta 28", mientras para el sistema tradicional es de hasta 38". El costo de las tuberías instaladas en campo, según se muestra en la tabla 3.16, para el caso 1, incluidas válvulas de control, con costos actualizados, es de \$824,387 USD para el sistema tradicional, mientras es de \$562,187 USD para el sistema con reuso de agua. Esto representa un costo 47% mayor para el sistema tradicional.

El sistema con reuso también maneja longitudes menores al requerir solo una línea por 4 intercambiadores, 2 de los cuales se encuentran en paralelo. Sin embargo, en el sistema con reuso de agua, las líneas de los intercambiadores de calor requieren mayor número de accesorios de cambio de dirección por la interconexión entre ellos, además que pueden estar a diferentes alturas. Para los casos 2 y 3, el costo se incrementa sensiblemente, aumentando los diámetros de las líneas principales de envío y retorno a 54" y 44" para el sistema tradicional y de reuso de agua, respectivamente, por lo que el costo se incrementa a \$1,320,157 USD y \$934,470 USD, es decir 60% más del sistema tradicional y 66% más del sistema con reuso con respecto al caso 1. Para estos dos casos, representa un costo de 43% más para el sistema tradicional con respecto al sistema con reuso.

Cabe mencionar que para el caso 1, existen varios inconvenientes, entre los cuales está que al utilizar velocidades de flujo altas aumenta sensiblemente la abrasión de la tubería, lo cual disminuye el tiempo de vida de esta, por lo que seguramente tendría que sustituirse varias ocasiones durante la existencia del sistema de enfriamiento y el sensible incremento en la demanda de energía por fricción.

- Costo de inversión. Valor presente sin financiamiento.

El sistema de reuso de agua tiene menores costos de inversión. Esto lo podemos observar para los tres casos presentados, según la información de la tabla 3.16.

El costo del equipo de bombeo representa del 1 al 3% del costo de inversión total, para los 3 casos, mientras que las tuberías representan del 6 al 8 % en el caso 1 y del 9 al 13% en los casos 2 y 3 del total del costo de inversión. La torre de enfriamiento representa del 20 al 23% del costo total de inversión y los intercambiadores de calor representan del 63 al 70 % del costo total de inversión para los tres casos. El factor que más influye es, por lo tanto, el costo de los

intercambiadores de calor seguido por la torre de enfriamiento y las tuberías, mientras que el equipo de bombeo representa un costo relativamente bajo.

El caso con menor inversión requerida es el caso 1, siendo el sistema con reuso de agua el que requiere la menor inversión, \$9,509,650 USD mientras para el sistema tradicional es de \$9,752,892 USD. Esta cifra se debe principalmente al menor costo en las tuberías con respecto al caso 2 y 3.

En el caso 2, los costos de inversión aumentan a \$810,187,567 USD para el sistema tradicional y a \$9,845,570 USD para el sistema con reuso, es decir, 4% más para el sistema tradicional y 3.5% para el sistema con reuso con respecto al caso 1.

Para el caso 3, se observa una diferencia en el costo de inversión de menos de 1% arriba para el sistema tradicional y para el sistema con reuso de agua comparado con el caso 2. Esto se debe a que el costo del área de intercambio de calor, que representa la mayor parte del costo de inversión, aumenta alrededor de un 1% para ambos sistemas, es decir, una diferencia despreciable, al utilizar una caída de presión más baja.

- Consumo de energía de torre de enfriamiento.

El consumo de energía de la torre de enfriamiento es menor para el sistema con reuso de agua.

De la tabla 3.16, observamos que no varía para los tres casos, siendo de 563 kW para el sistema tradicional y de 487 kW para el sistema con reuso de agua. La demanda de energía de los ventiladores de la torre está en función del volumen de aire que mueven así como de la caída de presión del aire a través de la altura de la torre, que es mayor para el caso con reuso. El potencial para el enfriamiento del agua es en promedio mayor para el sistema con reuso, debido a que el agua entra a una temperatura mayor a la torre. Estos factores determinan que el costo de energía es menor para el sistema con reuso de agua.

- Consumo de energía por bombeo de agua de enfriamiento.

Es menor para el sistema con reuso de agua respecto al sistema tradicional cuando se utilizan intercambiadores de calor con caídas de presión bajas, de 3 psi para el caso de estudio,

con diámetros de tuberías diseñadas por el criterio de “diámetro económico”. Es menor para el sistema tradicional con respecto al sistema con reuso de agua cuando se utilizan intercambiadores de calor con caídas de presión de hasta 10 psi con tuberías de diámetro económico. Es apreciablemente más alta en ambos sistemas cuando las tuberías son diseñadas para un bajo costo inicial, es decir, para diámetros restringidos que para los casos en que se utilizan diámetros económicos.

Caso 1. Presenta la mayor demanda de energía, como se puede apreciar en la tabla 3.16, de 1,168 kW para el sistema tradicional y 1,216 kW para el sistema con reuso de agua.

Caso 2. Las caídas de presión en este caso disminuyen sensiblemente con respecto al caso 1 al utilizar diámetros de líneas económicos, más amplios, de hasta 54” y 44” para el sistema tradicional y el de reuso de agua, demandando un consumo de energía de 732 kW y 842 kW a causa de las caídas de presión significativamente más bajas en las tuberías. El sistema con reuso de agua demanda mayor energía que el sistema tradicional.

Caso 3. La caída de presión respecto al caso 2, en los intercambiadores de calor, disminuye de 10 a máximo 3 psi, lo cual implica un ahorro de energía adicional pasando el consumo a 556 y 515 kW en los sistemas tradicional y de reuso de agua, es decir, es el caso que demanda menor consumo de energía, por este concepto, de los tres presentados. Como podemos apreciar, el sistema de reuso de agua es, en este caso, el que requiere de menor consumo de energía, debido a que se encuentran en serie los intercambiadores IC-3, IC-4 y 6, e IC-5, lo que significa que la caída de presión por los intercambiadores de calor en este arreglo pasa de 30 a 9 psi, 21 psi de diferencia, mientras que en el sistema tradicional pasa de 10 a 3 psi, 7 psi de diferencia. Esto ayuda en una disminución del consumo de energía por bombeo total de 24% para el sistema tradicional y de 39% para el sistema con reuso de agua con respecto al caso 2.

- Consumo total de energía.

El menor consumo de energía total se tiene en el sistema con reuso para el caso 3, en donde se manejan caídas de presión bajas en los intercambiadores de calor. Para el caso 2, en el que se utilizan intercambiadores de calor con caídas de presión de 10 psi, el sistema de menor consumo es el tradicional. Para el caso 1, en el que se diseñan las tuberías bajo un criterio de bajo

costo inicial, para velocidades de flujo de 15 fps, el consumo total de energía es relativamente alto para ambos sistemas con respecto a diseños de tubería bajo criterio de diámetro económico.

Debido a que, el consumo de energía de la torre de enfriamiento es fijo para cada sistema en los tres casos, la diferencia en consumo de energía la determina el consumo de energía por bombeo, por las razones expuestas en la sección correspondiente.

El sistema con reuso presenta ventaja en el consumo de energía, es menor, con respecto al sistema tradicional en los casos 1 y 3. De la tabla 3.16, observamos que el consumo de energía es de 1,731 kW vs 1,703 kW, para el caso 1; 1,119 kW vs 1,002 kW, para el caso 3, siendo el menor consumo para los casos analizados; mientras que para el caso 2 el sistema tradicional presenta ventaja con respecto al sistema con reuso en esta variable, 1,295 kW vs 1,319 kW del sistema con reuso.

La demanda de energía de la torre de enfriamiento representa el 33 % del total de la energía demandada para el caso 1 en el sistema tradicional y 29 % para el sistema con reuso de agua; 43% para el sistema tradicional y 37% para el sistema con reuso en el caso 2, y 50% para el sistema tradicional y 49% para el sistema con reuso en el caso 3.

- Costo de inversión. Valor presente con financiamiento a 10 años.

El costo de inversión con financiamiento conserva las diferencias porcentuales respecto al costo de inversión sin financiamiento, debido a que, lógicamente, se está aplicando para ambos sistemas la misma tasa de interés de 34%, con una tasa de inflación de 20%. Los montos, en cambio, se incrementan. De la tabla 3.16, podemos apreciar que, a valor presente, el costo de inversión es de \$14,689,117 USD y \$14,322,764 USD para el caso 1, de \$15,343,796 USD y \$14,828,703 USD para el caso 2 y de \$15,440,500 y \$14,910,248, para el caso 3, para el sistema tradicional y de reuso de agua, respectivamente.

- Costo de energía en 10 años.

Está directamente relacionado con el consumo de energía, analizado arriba, multiplicado por el costo unitario de energía, \$0.05 dls/ kW-hr, por el periodo de 10 años para obtener los costos por este concepto.

Para el costo de energía, se considera el pago mes con mes sin financiamiento, a valor presente, incrementándose el costo unitario solo en proporción a la inflación.

Podemos observar en la tabla 3.16 que los costos se reducen sensiblemente para el sistema tradicional, en el caso 1 de \$6,825,330 USD a \$5,108,110 USD del caso 2, hasta \$4,413,360 USD para el caso 3, y, para el sistema con reuso de agua, desde \$6,714,480 USD para el caso 1, a \$5,239,710 USD para el caso 2, hasta \$3,952,160 USD para el caso 3

- Costo total con financiamiento en 10 años a valor presente.

El costo total en 10 años a valor presente con financiamiento del costo de inversión es menor para el sistema con reuso de agua, para los tres casos. El menor costo total se encuentra cuando se utilizan intercambiadores de calor con caídas de presión bajas.

Los resultados nos demuestran que el sistema con reuso de agua, en el caso 3, es el que tiene el menor costo en un periodo de 10 años, \$18,862,408 USD.

De la tabla 3.16, podemos apreciar que es el caso 1 el que tiene menores costos de inversión con financiamiento pero mayores costos de energía, sumando \$21,514,447 USD para el sistema tradicional y \$21,037,244 para el sistema con reuso de agua, con lo que los costos son 2% más altos en el sistema tradicional.

El caso 2, representa, para ambos sistemas, costos de inversión con financiamiento ligeramente más altos, mientras los costos de operación son sensiblemente más bajos, sumando \$20,451,906 USD para el sistema tradicional y \$20,068,413 USD para el sistema con reuso de agua, es decir costos 2% más altos para el sistema tradicional.

La diferencia en costos del caso 1 con respecto al caso 2 es de 5% más para el sistema tradicional e igualmente de 5% más para el sistema con reuso.

El caso 3 representa costos de inversión con financiamiento mayores que para el caso 2, pero costos de energía menores, sumando un total de \$19,853,860 USD para el sistema tradicional y \$18,862,408 USD para el sistema con reuso de agua, esto es, una diferencia de 5% más en costos para el sistema tradicional. Para el sistema tradicional los costos son 3% mayores en el caso 2 con respecto al caso 3, mientras que para el sistema con reuso son 6% mayores haciendo la misma comparación.

En la tabla 4.1 se muestra un resumen de los resultados para ambos sistemas en el caso 3, el caso de menor costo total, incluyendo diferencias porcentuales en los diferentes rubros. De esta forma se tiene un panorama más claro de las ventajas del sistema con reuso sobre el sistema tradicional.

- Costos totales en 10 años sin financiamiento a valor presente.

En los tres casos en menor para el sistema con reuso.

Para el caso 1, en el sistema tradicional se tienen los siguientes costos totales sin financiamiento: \$16,578,222 USD, mientras para el caso con reuso de agua es de \$16,224,130 USD. Es mayor para el sistema tradicional en 2%.

Para el caso 2, en el sistema tradicional se tienen los siguientes costos totales sin financiamiento: \$15,295,677 USD, mientras para el caso con reuso de agua es de \$15,085,280 USD. Es mayor para el sistema tradicional en 1%.

Para el caso 3, en el sistema tradicional se tienen los siguientes costos totales sin financiamiento: \$14,665,134 USD, mientras para el caso con reuso de agua es de \$13,851,872 USD. Es mayor para el sistema tradicional en 6%.

- Costo del tratamiento de agua.

Es mayor para el sistema con reuso de agua, lo cual disminuye la ventaja en costos de este sistema con respecto al sistema tradicional de un solo paso de manera apreciable para el caso 3, que es el caso analizado. Mientras la diferencia en costos totales con financiamiento a 10 años sin considerar el tratamiento de agua es de 5% más para el sistema tradicional, tan solo es de 2% más al considerarlo.

Para nuestro caso de estudio, a mayor temperatura, el agua de enfriamiento requiere de mayor tratamiento debido a que presenta problemas de concentración de sólidos que se precipitan al aumentar esta variable, como el carbonato de calcio. Como se muestra en la tabla 3.17, la cantidad de agua evaporada es la misma para los 2 sistemas, sin embargo, las pérdidas por arrastre son mayores para el sistema de un paso, mientras es mayor el flujo de agua de purga para el sistema con reuso de agua. En suma, es mayor el flujo de agua de reposición para el sistema de

enfriamiento con reuso, 1175 GPM, respecto al sistema tradicional, 1145 GPM, aunque en un porcentaje bajo, de 3%.

Los costos para el sistema con reuso son mayores debido a que el costo de inversión para instalaciones para remoción de sólidos suspendidos en el agua de recirculación son mayores en un 16%, es decir, \$444,800 USD para el sistema con reuso y \$343,011 USD para el sistema tradicional, a costo base. En lo que respecta a los costos de inversión para el tratamiento del agua de purga son mayores para el sistema con reuso, \$352,504 USD vs \$316,089 USD para el sistema tradicional, a costo base. En suma, los costos de inversión para el tratamiento de agua son mayores para el sistema con reuso, \$ 1,470,718 USD, a valor presente, mientras para el sistema tradicional es de \$1,216,499, lo cual representa un 21% más.

Los costos de operación, que son los químicos y el agua cruda para reposición, tienen una diferencia mínima, siendo de \$199,802 USD para el sistema con reuso y de \$194,742 para el sistema de un paso, por año, a costo base. En 10 años, a valor presente, tomando el índice de precios de productor para la industria química, cuya base es 100 para el año 1982 y 125.5 para el año 2000, el costo es de \$2,507,518 para el sistema con reuso y de \$2,444,018 USD para el sistema de un solo paso, que representa el 2.5 % más para el primero.

Sumando ambos costos, de inversión y de operación, a los costos totales del caso 3 del caso de estudio, e incrementando para los costos de inversión el costo de financiamiento, que representa en 10 años 51% más, los costos para el sistema tradicional de un solo paso son de \$24,174,471, mientras para el sistema con reuso son de \$23,629,028, lo cual representa un 2% más para el primero.

TABLA 4.1. RESUMEN DE RESULTADOS PARA EL CASO 3.

VARIABLES	CASO 3.		DIFERENCIA			
	Dp IC=3 psi max, diám. Econ.		%			
	SISTEMA					
	TRADICIONAL	REUSO AGUA		MAS	SISTEMA	TRADICIONAL
FLUJO. GPM	45133	27800	62%	MAS	SISTEMA	TRADICIONAL
COSTO AREA DE INTERC. USD	\$ 6,499,673	\$ 6,822,538	5%	MAS	SISTEMA	REUSO
COSTO DE LA TORRE. USD	\$ 2,268,718	\$ 2,010,782	13%	MAS	SISTEMA	TRADICIONAL
COSTO BOMBAS. USD	\$ 163,226	\$ 131,922	24%	MAS	SISTEMA	TRADICIONAL
COSTO DE TUBERIAS. USD	\$ 1,320,157	\$ 934,470	41%	MAS	SISTEMA	TRADICIONAL
COSTO DE INVERSION SIN FINANC EXT. USD.	\$ 10,251,774	\$ 9,899,712	4%	MAS	SISTEMA	TRADICIONAL
C. INVERSION V P FINANC 10 AÑOS. USD	\$ 15,440,500	\$ 14,910,248	4%	MAS	SISTEMA	TRADICIONAL
ENERGIA TORRE DE ENFTO. VENT. KW	563	487	16%	MAS	SISTEMA	TRADICIONAL
ENERGIA BOMBEO KW	556	515	8%	MAS	SISTEMA	TRADICIONAL
CONSUMO DE ENERGIA TOTAL ANUAL KW	1119	1002	12%	MAS	SISTEMA	TRADICIONAL
COSTO ENERGIA 10 AÑOS. USD	\$ 4,413,360	\$ 3,952,160	12%	MAS	SISTEMA	TRADICIONAL
COSTO TOTAL 10 AÑOS SIN FINANC EXT. USD	\$ 14,665,134	\$ 13,851,872	6%	MAS	SISTEMA	TRADICIONAL
COSTO TOTAL 10 AÑOS V.P. FINANC. EXT USD	\$ 19,853,860	\$ 18,862,408	5%	MAS	SISTEMA	TRADICIONAL

V.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

V. Conclusiones y recomendaciones.

Sobre la base del análisis de resultados del capítulo anterior, los cuales fueron obtenidos en el estudio realizado, las conclusiones y recomendaciones que se desprenden son las siguientes:

Un sistema de agua de enfriamiento con reuso de agua, con respecto a un sistema tradicional, presenta las siguientes ventajas y desventajas:

- a) El sistema con reuso de agua maneja un menor caudal de agua de enfriamiento en la misma proporción en que es mayor el rango de temperatura de la torre con respecto a un sistema tradicional de agua de enfriamiento.
- b) Las tuberías de un sistema con reuso de agua tienen menores diámetros tanto en la red de los intercambiadores de calor, como en las tuberías de envío y retorno, sin embargo, requiere de mayor número de accesorios para cambio de dirección debido a la necesaria interconexión de los equipos para el reuso del agua de enfriamiento ya que los equipos pueden estar a diferentes alturas y distancias. Esto lo podemos observar en los planos isométricos 3.9.3 y 3.9.4. Debe de ser, además, un factor importante a considerar desde la elaboración del plano de arreglo general de equipos. Una desventaja que presenta el caso con reuso es que el control del proceso por medio del aumento de temperatura en el agua de enfriamiento no se puede realizar para cada intercambiador de calor, ya que la variación en el flujo alimentado a un intercambiador que se encuentre en serie afectará directamente el flujo y la temperatura en los demás que pertenezcan a la misma serie.
- c) El costo de los equipos de bombeo es menor en un sistema con reuso aplicando el criterio de utilizar 1 bomba por cada celda de torre. El costo se abate al utilizar unidades más grandes en menores cantidades. Esta ventaja es resultado de una torre de enfriamiento de menor tamaño, con menor número de celdas, derivado a la vez de que el flujo manejado por el sistema con reuso es menor con respecto al sistema tradicional.

- d) En un sistema con reuso de agua el costo de la torre es significativamente más bajo con respecto a la torre de un sistema tradicional. En el sistema con reuso, la torre de enfriamiento tiene mayor rango de temperatura y requiere de más altura, pero maneja un flujo de agua más pequeño que genera una torre más pequeña en volumen, número de celdas, equipo de extracción de aire, entre otras variables, lo cual resulta en menores costos para este equipo.
- e) Un sistema con reuso de agua requiere de mayor área de intercambio de calor que un sistema tradicional. Sin embargo la diferencia de esta área puede ser mínima tomando en cuenta que la mayor temperatura de entrada en algunos intercambiadores de calor de clase 4, 5 ó 6 del sistema con reuso no resulta siempre en una LMTD significativamente más baja en comparación con los intercambiadores de un sistema tradicional. Esto es, la mayor temperatura de entrada del agua de enfriamiento en estos intercambiadores puede ser compensado con un aumento de temperatura menor a través de estos derivado de un mayor flujo de agua. Por otro lado, se puede obtener una disminución en el área en los intercambiadores de clase 3 del sistema con reuso, como consecuencia, igualmente, del manejo de un flujo más grande que el que se usa en un sistema tradicional, teniendo un menor incremento de temperatura del agua, con lo cual aumenta la LMTD del intercambiador.
- f) El costo de inversión en el área de intercambio de calor es mayor en un sistema con reuso; sin embargo, la diferencia puede resultar mayor que la que existe entre la cantidad de área de enfriamiento de los dos sistemas. Esto se debe a que los intercambiadores en los que la temperatura de entrada del agua de enfriamiento es más elevada, de clase 4, 5 y 6, puede requerir del arreglo de mayor número de intercambiadores en serie para conseguir un coeficiente de transferencia similar que el conseguido en el sistema tradicional de un solo paso. Es importante mencionar que la principal contribución del costo de inversión en un sistema de enfriamiento como el analizado la tiene el costo del área de enfriamiento, por lo que la comparación en el costo total entre los sistemas es sensible a variaciones ligeras del costo del área de intercambio. De aquí se puede distinguir que será mayor la ventaja económica

porcentualmente para el sistema con reuso de agua mientras menor contribución tenga el área de intercambio de calor al costo de inversión total, como puede ser el caso cuando se requiera que el material de construcción de estos sea de bajo costo, y no requiera de aleaciones como el acero inoxidable, hastelloy, etc., que representan costos mayores. Solo como un ejercicio de prueba sobre la tabla 3.16, siendo esta una hoja de cálculo, se realizó el comparativo de costos suponiendo que todos los equipos de intercambio de calor fueran de acero al carbón. El resultado fue que para el caso 3 los costos totales del sistema de enfriamiento de un solo paso fueron mayores en 8%, sin financiamiento de los costos de inversión, y en 9% con financiamiento externo. Para los casos 1 y 2 el costo fue mayor para el sistema con reuso en 4% bajo ambos esquemas de financiamiento.

- g) En un sistema con reuso, el costo de inversión es menor en un porcentaje moderado, de entre el 3 y el 5%, respecto de un sistema tradicional, debido principalmente al menor costo de la torre y de la tubería. El hecho de utilizar algún criterio para obtener un menor costo de inversión en las tuberías, como en el caso 1, no significa que se tendrán los menores costos totales si se considera que durante el periodo de vida de la planta aumentarán los costos de energía por bombeo.
- h) Los costos de energía en la torre de enfriamiento en un sistema con reuso debido a los ventiladores son menores. La demanda de energía es menor al ser una torre con un volumen de empaque más pequeño, que utiliza menor flujo de aire. Tiene un mayor potencial al tener un rango de temperatura mayor, aunque también el flujo de aire tendrá mayor caída de presión a través de la altura de la torre.
- i) Los costos de energía de bombeo son menores en un sistema tradicional, salvo cuando los intercambiadores de calor se diseñan para tener bajas caídas de presión en el lado del agua (como es el caso 3 en nuestro estudio, de 3 psi máximo), debido al menor flujo manejado por el sistema con reuso. Este es el esquema que representa los menores costos de energía por bombeo y totales. Por otra parte, reiterando lo escrito en el inciso g), los costos de energía por bombeo son comparativamente muy altos en

un sistema en el que las tuberías son diseñadas con criterios de bajo costo inicial, es decir, diámetros restringidos para obtener menores costos de inversión. Una de las razones que influyen negativamente en los costos del sistema de reuso es que, al tener mayor altura la torre, requerirá de mayor energía para bombeo por este concepto, lo cual abate en cierto grado la ventaja del menor flujo de agua con respecto al sistema de un solo paso.

- j) Un sistema de agua de enfriamiento con reuso de agua tiene menores costos totales en un periodo de 10 años con respecto a un sistema tradicional sumando los costos de inversión con financiamiento y los costos de energía a valor presente en los tres casos analizados. El beneficio es ligeramente mayor si se considera que no se requiere financiamiento externo para el caso en que el costo de capital supera con mayor amplitud los costos de energía, como es el caso 3 del análisis.

- k) Los resultados nos indican que la opción de red de agua de enfriamiento con reuso de agua es económicamente más conveniente que el sistema tradicional de un solo paso, aunque en un porcentaje moderado, cuando se manejan caídas de presión bajas en los intercambiadores de calor en el lado del agua, en este caso de 3 psi, y diseños de tuberías bajo el criterio de diámetro económico. En general, este resultado nos indica que se deberá realizar el análisis comparativo económico entre la aplicación del sistema tradicional ó del sistema con reuso de agua para determinar en que grado puede ser más atractivo en un proceso continuo en particular. Las ventajas del sistema con reuso con respecto al sistema tradicional son el ahorro en el costo de inversión a través del costo menor de la torre de enfriamiento, de las tuberías y de las bombas. Además, el costo de energía de la torre y de bombeo resultan más bajos debido al manejo de menores flujos de aire y agua, y las bajas caídas de presión en los intercambiadores. La desventaja es el mayor costo de inversión en el área de intercambio de calor.

Un punto que es necesario enfatizar es que debe de tomarse en cuenta que, entre los casos 2 y 3 analizados en nuestro estudio, la reducción de la caída de presión en los intercambiadores de calor en el lado del agua incrementa el área de intercambio

en una proporción muy pequeña, sin embargo esta situación no puede generalizarse, es decir, que dependerá de las condiciones de cada caso particular. En el análisis realizado, el cambio en la velocidad del flujo de agua no se refleja de manera importante en el aumento del área de transferencia de calor debido a que es la corriente de proceso la que controla esta variable, sin embargo, para los casos en que no se presenta esta situación, por ejemplo, cuando ninguna de las dos corrientes controle dicha variable, una caída de presión demasiado baja, a través de una baja velocidad del fluido, incrementará el área de intercambio de calor de manera que se traducirá en costos de inversión altos, lo cual provocará que los costos totales también lo sean, e inclusive se pierda la ventaja económica del sistema con reuso. Esto nos indica que el diseño del sistema con reuso debe de contemplar caídas de presión de los intercambiadores de calor tan bajas como el incremento en el costo del área de intercambio de calor lo permita cada caso particular, hasta el punto en que se tengan los menores costos totales.

- l) Es también necesario mencionar que se debe de cuidar que la velocidad de flujo en los intercambiadores de calor no debe ser menor a 2 pps, de preferencia arriba de 5 pps, en el diseño de los intercambiadores de calor, debido a que puede provocar que los sólidos se depositen en los equipos.

- m) Los costos de tratamiento de agua son mayores para los sistemas con reuso de agua. La mayor temperatura del agua de recirculación y de purga del sistema con reuso provoca que se requiera de mayor remoción de sólidos suspendidos y adición de químicos para solubilizar dichos sólidos, tales como el carbonato de calcio, asimismo, para inhibir la acción de los microorganismos y del oxígeno disuelto que puede provocar mayor corrosión en los metales cuando se trabaja a mayor temperatura.

Para casos en que la calidad del agua de suministro sea muy baja, tal que implique de un tratamiento más profundo para la remoción de sólidos con productos químicos, así como ciclos de concentración bajos e instalaciones adicionales para la remoción de sólidos suspendidos en el agua de recirculación y purga, los costos de inversión y de operación de los sistemas de tratamiento pueden abatir seriamente las ventajas

económicas del sistema con reuso de agua con respecto al tradicional, en nuestro ejemplo lo reduce a menos de la mitad en porcentaje, de 5% a 2%, por lo que debe de considerarse y analizarse en particular para cada caso y tomar en cuenta este factor para establecer una temperatura de trabajo que resulte en los mejores resultados económicos. Por lo tanto, de los datos presentados, se puede concluir que el sistema de enfriamiento con reuso de agua es más conveniente mientras es mayor la calidad del agua de la fuente de suministro.

VI.- BIBLIOGRAFIA

VI. BIBLIOGRAFIA.

1.- Kern, Donald Q.

Procesos de transferencia de calor, México, Ed. C.E.C.S.A. Agosto de 1986.

2.- Rase, H.F.; Barrow, M.H.

Ingeniería de proyectos para plantas de proceso. México, Ed. C.E.C.S.A. Noviembre de 1979.

3.- Crane Co.

Flow of fluids through valves, fittings, and pipe. E.U., 1985

4.- King,

Manual de bombas.

5.- Baca Urbina, Gabriel.

Evaluación de proyectos. 4ta. Edición, México, Ed. McGraw Hill. Septiembre de 2000.

6.-Mandell, Lewis; O'brien, Thomas J.

Investments. 1ra Edición, Estados Unidos, Ed. Macmillan Publishing company. 1992.

7.- Valiente Barderas, Antonio.

Problemas de transferencia de calor. 2da. Reimpresión. México, Editorial Limusa. 2002.

Revistas.

- 1.- Chemical Engineering. Ed. McGraw Hill. Julio 3 de 1967. “Costlier cooling towers require a new approach to water-systems designs”. Págs. 93-98. P.M. Paige.
- 2.- Chemical Engineering. Ed. McGraw Hill. Octubre 11 de 1971. “Pump and valve costs”. Págs. 151-159. K.M. Guthrie.
- 3.- Hydrocarbon Processing. Ed. McGraw Hill Diciembre de 1976. “Cooling tower estimates made easy”. Págs. 93-96. Takashi Uchiyama.
- 4.- Chemical Engineering. Ed. McGraw Hill. Agosto 1 de 1977. “Cooling water calculations”. Págs. 61-71. R.G. Kuntz, A.F. Yen y A.F. Hess.
- 5.- Chemical Engineering. Ed. McGraw Hill. Abril 21 de 1980. “Designing a near optimum cooling water system” Ralph A. Crozier.
- 6.- Chemical Engineering. Ed. McGraw Hill. Abril 6 de 1981. “Improved factored method gives better preliminary cost estimates”. Págs. 65-79. John Cran.
- 7.- Chemical Engineering. Ed. McGraw Hill. Enero 25 de 1982. “Estimate costs of heat exchangers and storage tanks via correlations”. Armando B. Corripio.
- 8.- Chemical Engineering. Ed. McGraw Hill. Mayo 28 de 1984. “Pipe sizing economics”. Págs. 113 a 116. D.W. Culler.
- 9.- Chemical Engineering. Ed. McGraw Hill. Junio 25 de 1984. “Cost update on specialty heat exchangers”. Págs. 169 a 172. Jimmy D. Kumana.
- 10.- Chemical Engineering. Ed. McGraw Hill Marzo de 1991. “Colder cooling water pays off”. Págs. 177-181. Robert Burger.

11.- Chemical Engineering. Ed. McGraw Hill.
systems". Sajjad Ahmed y John Barros.

Enero de 2000. "Design Basics for cooling

12.- Chemical Engineering. Ed. McGraw Hill
neglected moneymaker". Robert Burger.

Julio de 2000. "Cooling tower fill: the

VII.- APENDICE

VII. Apéndice.

7.1. Ecuaciones utilizadas para la estimación de los costos de equipos y tuberías y cálculo del agua de reposición.

- Intercambiadores de calor.

La estimación del costo de los intercambiadores de calor es realizado mediante la ecuación del artículo publicado en Chemical Engineering, de junio de 1984, del autor Jimmy D. Kumana, "Cost update on specialty heat exchangers". Esta ecuación es la siguiente:

$$C = k A^n$$

Para equipos de acero inoxidable T-304, donde:

C = costo de compra en dólares.

Coefficiente $k = 235$ (para intercambiadores de calor tipo coraza y tubos).

Coefficiente $n = 0.665$ (para intercambiadores de calor tipo coraza y tubos).

Se aplica esta ecuación para efectos de estimación, aunque el rango de aplicación del autor está entre 4000 y 9000 ft².

La ecuación del factor por el tipo de material se toma del artículo publicado en la revista Chemical Engineering, de enero de 1982, de Armando Corripio y Catherine S. Chrien, "Estimate costs of heat exchangers and storage tanks via correlations". Como base 1 se tiene el material de acero al carbón en coraza y tubos. La ecuación es la siguiente:

$$F_M = g_1 + g_2 (\ln A)$$

Donde:

A = área de intercambio en ft^2 .

$g_1 = 0.8193$, para material de acero inoxidable A-304.

$g_2 = 0.15984$, para material de acero inoxidable A-304.

Finalmente, al costo del equipo se le aplica el factor de instalación, que incluye materiales y mano de obra, según la ecuación que fue tomada del artículo publicado en la revista Chemical Engineering, de abril de 1981, de John Cran, "Improved factored method gives better preliminary cost estimates". Para el costo de los equipos de acero al carbón, se aplica el factor de costo para intercambiadores de calor de coraza y tubos de material acero al carbón/ acero inoxidable, ya que no se disponía de un factor para equipos hechos de acero al carbón únicamente. Los factores son los siguientes:

Factor de costo directo para intercambiadores de calor coraza y tubos de acero al carbón / acero inoxidable = 2.1

Factor de costo directo para intercambiadores de calor coraza y tubos de acero inoxidable / acero inoxidable = 1.9

Los costos fueron actualizados por los índices de equipos Marshall and Swift de la revista "Chemical Engineering".

1979 = 599.4

2001 = 1089

- Torres de enfriamiento.

El costo de la torre se obtiene a partir de las ecuaciones del artículo publicado en 1976 en la revista "Hydrocarbon Processing", "Cooling tower estimates made easy", por Takashi Uchiyama. Está basado en una tipo de torre de flujo cruzado con tiro inducido con ventilador de

flujo axial. El chasis, soporte del ventilador, escalera y barandal de acero al carbón: paredes y louvers hechos de cemento y asbesto; relleno y eliminador de niebla hechos de lámina corrugada de PVC. Estos cálculos parten de datos obtenidos de torres que fueron compradas e instaladas en campo relacionadas con el volumen de la torre y el flujo a manejar. Las ecuaciones son las siguientes:

$$P = 0.56702 V^{0.831}$$

Donde:

P= precio en USD, F.O.B.

V= Volumen de la torre, m³

$$V = -175 (Ta) - 133 (Tr) + 0.060 (C)$$

Donde:

V = Volumen de la torre en m³

Ta = Temperatura de Aproximación (°C)

C = Capacidad de enfriamiento (Mmcal/ hr)

Tr = Rango de temperatura (°C)

El factor de instalación fue obtenido del artículo de John Cran de abril 6 de 1981, "Improved factored method gives better preliminary cost estimates" de la revista "Chemical Engineering".

Factor de costo directo para torre de enfriamiento, base de concreto = 1.2

Capacidad del motor por celda:

$$M = (0.090346 (V) - 0.706) / N$$

Donde:

M = capacidad del motor, en KW.

V = Volumen, m³

N = Número de celdas.

La ecuación para el número de celdas es:

$$N = 0.000464 (F) + 0.885$$

Donde:

N = Número de celdas

F = Flujo de agua en toneladas por hora.

Los costos fueron actualizados por los índices de equipos Marshall and Swift de la revista "Chemical Engineering".

1976 =

2001 = 1089

- Tuberías.

Los costos de las tuberías instaladas fueron calculados del artículo de mayo de 1984 publicado por D.W. Culler en la revista "Chemical Engineering", "Pipe sizing economics".

$$C_i = H (4.25 (D^2 + 51.15)^{1/2} - 20.42) X$$

Donde:

Ci = Costo de tubería instalada

H = Factor de costo que cubre diseño, procuración y gastos administrativos. Valor típico 2.0

D = Diámetro interno de la tubería en pulgadas.

X = Costo de material para tubería de 2" de diámetro interno, \$/ft. \$2.98 dls/ft.

Asimismo, se hace un cálculo aproximado para del costo de las válvulas de control mediante el criterio de 1000 usd por pulgada de diámetro. Este criterio es un aproximado de costo de fabricante a precios actuales.

- Bombas.

El costo del equipo de bombeo, bombas verticales de hierro fundido con motor eléctrico, se obtienen del artículo de K. M. Guthrie, publicado en Chemical Engineer en diciembre de 1971, aplicando el factor de instalación.

Para bombas de turbina, haciendo una regresión polinomial, se obtuvo la ecuación siguiente:

$$C_u = 1e-8 C/H^2 + 0.0175 C/H + 1493.7$$

Donde:

C_u = Costo de la unidad bomba de turbina más motor eléctrico, FOB en USD.

El cálculo de la bomba toma en cuenta la eficiencia de la bomba acoplada con el motor eléctrico, la cual fue estimada en 87 %.

El factor de costo de instalación, 1.8, se toma del mismo artículo.

Se actualizan los costos mediante los índices de costos Marshall and Swift tomados de la revista Chemical Engineer:

Indice 1970 = 303

Indice 2000 = 1089

- Agua de reposición.

La cantidad del agua tratada de reposición para la torre de enfriamiento, según la ecuación 12 del artículo “Cálculos de agua de enfriamiento”, del autor R.G. Kunz, de la revista Chemical Engineer, de agosto 1 de 1977, es:

$$M_U = EC/(C-1),$$

Donde:

M_U = Cantidad de agua tratada.

E = Agua evaporada

C = Ciclos de concentración.,

Siendo

$$E = 0.001(C_r) (DT)$$

Donde

C_r = Caudal de circulación

DT = Diferencia de temperatura entre el agua de salida y de retorno a la torre.

7.2. MEMORIA DE CALCULO DE LA OBTENCION DEL FLUJO VOLUMETRICO A LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

A) SISTEMA TRADICIONAL

$$\text{FLUJO DE AGUA EN GPM} = Q(\text{btu/hr}) \times (1 \text{ hr} / 60 \text{ min}) / (8.29 (\text{lb/gal}) \times (T2 (^{\circ}\text{F}) - T1 (^{\circ}\text{F}))) =$$

$$= Q (\text{btu/hr}) / (500 (\text{min-lb} / \text{gal-hr}) \times (T2 (^{\circ}\text{F}) - T1 (^{\circ}\text{F})))$$

$$\text{DENSIDAD del agua} = 62.37 \text{ lb} / \text{ft}^3 \times (1 \text{ ft} / 3.0485 \text{ dm})^3 \times (3.785 \text{ dm}^3 / \text{gal}) = 8.29 \text{ lb} / \text{gal}$$

$$Cp \text{ del agua} = 1 \text{ BTU} / \text{lb}^{\circ}\text{F} \times (8.29 \text{ lb/gal}) = 8.29 \text{ BTU} / ^{\circ}\text{F-gal}$$

Q= CARGA TERMICA (BTU / HR)

T2= TEMPERATURA DE SALIDA DEL AGUA (° F)

T1= TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AGUA (°F)

CALCULOS

CLAVE IC
101-C
102-C
103-C
104-C
105-C
106-C

Q	/ (500 X	(T2 -	T1)) =	FLUJO
BTU*10^6	(min-lb / gal hr °F)	°F	°F	GPM
3.50E+06	/ (500 X	(105 -	90)) =	467
4.00E+07	/ (500 X	(120 -	90)) =	2667
1.00E+08	/ (500 X	(100 -	90)) =	20000
1.20E+08	/ (500 X	(110 -	90)) =	12000
1.30E+08	/ (500 X	(120 -	90)) =	8667
2.00E+07	/ (500 X	(120 -	90)) =	1333

7.2. CONTINUACION

B) SISTEMA CON REUSO DE AGUA.

$$\text{FLUJO DE AGUA EN GPM} = \frac{Q(\text{btu/hr}) \times (1 \text{ hr} / 60 \text{ min})}{8.29 (\text{lb/gal}) \times (T2 (^{\circ}\text{F}) - T1 (^{\circ}\text{F}))} \\ = \frac{Q (\text{btu/hr})}{500 (\text{min-lb} / \text{gal-hr}) \times (T2 (^{\circ}\text{F}) - T1 (^{\circ}\text{F}))}$$

$$\text{DENSIDAD del agua} = 62.37 \text{ lb} / \text{ft}^3 \times (1 \text{ ft} / 3.0485 \text{ dm})^3 \times (3.785 \text{ dm}^3 / \text{gal}) = 8.29 \text{ lb} / \text{gal}$$

$$C_p \text{ del agua} = 1 \text{ BTU} / \text{lb} \text{ } ^{\circ}\text{F} \times (8.29 \text{ lb/gal}) = 8.29 \text{ BTU} / \text{ } ^{\circ}\text{F-gal}$$

Q= CARGA TERMICA (BTU / HR)

T2= TEMPERATURA DE SALIDA DEL AGUA (° F)

T1= TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AGUA (° F)

POR INTERCAMBIADOR DE CALOR.

$$101\text{-C} \quad Q1 / 500 \times \text{DT clase1}$$

Q1= CARGA TERMICA DE INTERCAMBIADOR TIPO 1 (BTU / HR)
DT clase 1= Incremento de temperatura para intercambiadores clase 1 (° F)

$$102\text{-C} \quad Q2 / 500 \times \text{DT MAX}$$

Q2= CARGA TERMICA DE INTERCAMBIADOR TIPO 2 (BTU / HR)
DT MAX= Incremento de temperatura máximo permisible (° F)

$$103\text{-C} \quad Q3 / Q3T \times ((Q3T + Q4T + Q5T) / 500 \times \text{DT MAX})$$

Q3= CARGA TERMICA DEL INTERCAMBIADOR TIPO 3 (BTU / HR)
Q3T= CARGA TERMICA DE TODOS LOS INTERCAMBIADORES TIPO 3 (BTU / HR)
Q3T + Q4T+ Q5T = SUMA DE LAS CARGAS TERMICAS DE LOS INTERCAMBIADORES TIPO 3, 4 Y 5 QUE PERTENECEN A LA SERIE

$$104\text{-C} \quad Q4 / Q4T \times ((Q3T + Q4T + Q5T) / 500 \times \text{DT MAX})$$

Q4= CARGA TERMICA DEL INTERCAMBIADOR TIPO 4 (BTU / HR)
Q4T= CARGA TERMICA DE TODOS LOS INTERCAMBIADORES TIPO 4 EN LA SERIE (BTU/HR)
Q3T + Q4T+ Q5T = SUMA DE LAS CARGAS TERMICAS DE LOS INTERCAMBIADORES TIPO 3, 4 Y 5 QUE PERTENECEN A LA SERIE

$$105\text{-C} \quad Q5 / Q5T \times ((Q3T + Q4T + Q5T) / 500 \times \text{DT MAX})$$

Q5= CARGA TERMICA DEL INTERCAMBIADOR TIPO 5 (BTU / HR)
Q5T= CARGA TERMICA DE TODOS LOS INTERCAMBIADORES TIPO 5 EN LA SERIE. (BTU/HR)
Q3T + Q4T+ Q5T = SUMA DE LAS CARGAS TERMICAS DE LOS INTERCAMBIADORES TIPO 3, 4 Y 5 QUE PERTENECEN A LA SERIE

$$106\text{-C} \quad Q6 / Q4T \times ((Q3T + Q4T + Q5T) / 500 \times \text{DT MAX})$$

Q6= CARGA TERMICA DEL INTERCAMBIADOR TIPO 4 (BTU / HR)
Q4T= CARGA TERMICA DE TODOS LOS INTERCAMBIADORES TIPO 4 EN LA SERIE. (BTU/HR)
Q3T + Q4T+ Q5T = SUMA DE LAS CARGAS TERMICAS DE LOS INTERCAMBIADORES TIPO 3, 4 Y 5 QUE PERTENECEN A LA SERIE

7.2. CONTINUACION

B) SISTEMA CON REUSO DE AGUA.

CALCULOS Y RESULTADOS.

CLAVE IC	Q BTU*10^6	QNT	(Q3T+ Q4T + Q5T) (min-lb / gal h	/ (500 X (T2 - T1)) = °F °F	FLUJO GPM
101-C	3500000 /			/ (500 X (105 - 90)) =	467
102-C	40000000 /			/ (500 X (120 - 90)) =	2666.67
103-C	100000000 /	1.00E+08 X	3.70E+08	/ (500 X (98.108 - 90)) =	24667
104-C	120000000 /	1.40E+08 X	3.70E+08	/ (500 X (109.459 - 98.108)) =	21143
105-C	130000000 /	1.30E+08 X	3.70E+08	/ (500 X (120 - 109.459)) =	24667
106-C	20000000 /	1.40E+08 X	3.70E+08	/ (500 X (109.459 - 98.108)) =	3524

INCREMENTO DE TEMPERATURAS POR INTERCAMBIADOR DE CALOR DEL SISTEMA CON REUSO.

DT= Q IC / 500 X GPM

CLAVE IC	Q IC /	500 X GPM	DT °F
101-C	3.50E+06	233333	15
102-C	4.00E+07	1333335	30.0
103-C	1.00E+08	12333333	8.1
104-C	1.20E+08	10571429	11.4
105-C	1.30E+08	12333333	10.5
106-C	2.00E+07	1761905	11.4

7.3. Hojas de resultados del cálculo de las áreas de transferencia de los intercambiadores de calor del caso de estudio.

En esta sección se encuentran impresas las hojas de resultados obtenidas del programa de cálculo AIDE en donde se pueden leer las áreas de transferencia de calor de los intercambiadores para el caso de estudio. Se anotan en las hojas a que intercambiadores corresponden. Cabe recordar que los equipos comprenden arreglos en serie y que el área corresponde a una parte de la unidad de intercambio. Para el caso de los intercambiadores 103-C y 104-C se dividió el flujo para 2 unidades en paralelo debido al tamaño de los equipos.

101 C C.PRESION DE 10 PSI AMBOS SISTEMAS.

=====

SHELL & TUBE HEAT EXCHANGER, THERMODYNAMIC SUMMARY:

=====

OVERALL TRANSFER COEFFICIENT, BTU/HR/SQ FT/DEG.F.	118.50
TOTAL HEAT EXCHANGE AREA IN SQUARE FEET	2982.42
LOGARITHMIC TEMPERATURE DIFFERENCE, DEGREES F.	9.90
TOTAL HEAT EXCHANGED IN BTU/HR	3499500.00

=====

EXCHANGER FLUID CONDITIONS: SHELLSIDE TUBESIDE

=====

FLUID STATE	LIQUID	LIQUID
FLOWRATE, 1000 POUNDS/HOUR	233.30	460.60
TEMPERATURE IN, DEGREES FAHRENHEIT	90.0	115.0
TEMPERATURE OUT, DEGREES FAHRENHEIT	105.0	99.8
DENSITY, POUNDS/CUBIC FT	62.13	49.60
VISCOSITY, CENTIPOISE	0.780	2.000
MOLECULAR WEIGHT, LBS/LB MOLE	13.4	57.7
SENSIBLE HEAT, BTU/LB/DEG.F.	1.00	0.50
LATENT HEAT, BTU/LB	0.00	0.00
THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	0.36	0.08
FOULING FACTOR, (HR) (SQ.FT) (DEG.F)/BTU	0.001000000	0.002000000
PRESSURE DROP, PSI	10.54	11.29
REYNOLDS NUMBER		11032
TUBE VELOCITY, FT/SEC		9.70

=====

HEAT EXCHANGER DESIGN AND SPECIFICATIONS

=====

NUMBER OF TUBES/SHELL	356
INSIDE TUBE DIAMETER, INCHES	0.370
OUTSIDE TUBE DIAMETER, INCHES	0.500
NUMBER OF TUBE PASSES/SHELL	1
FT, LMTD CORRECTION FACTOR	1.00
TUBE THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	26.00
TUBE ORIENTATION	HORIZONTAL
TUBE PITCH	SQUARE
TUBE TYPE	STRAIGHT
NUMBER OF SHELLS/UNIT	4
INSIDE SHELL DIAMETER, INCHES	13.84
SHELL LENGTH, FEET	16.00
BAFFLE SPACING, INCHES	12.5
SHELL FLOW	COUNTER-CURRENT/CROSS FLOW

=====

102-C C.CAIDA DE PRESION DE 10 PSI AMBOS SISTEMAS.

=====

SHELL & TUBE HEAT EXCHANGER, THERMODYNAMIC SUMMARY:

=====

OVERALL TRANSFER COEFFICIENT, BTU/HR/SQ FT/DEG.F.	143.40
TOTAL HEAT EXCHANGE AREA IN SQUARE FEET	11309.72
LOGARITHMIC TEMPERATURE DIFFERENCE, DEGREES F.	24.66

TOTAL HEAT EXCHANGED IN BTU/HR 39999000.00

EXCHANGER FLUID CONDITIONS:	SHELLSIDE	TUBESIDE
FLUID STATE	LIQUID	LIQUID
FLOWRATE, 1000 POUNDS/HOUR	1333.30	1960.70
TEMPERATURE IN, DEGREES FAHRENHEIT	90.0	150.0
TEMPERATURE OUT, DEGREES FAHRENHEIT	120.0	110.0
DENSITY, POUNDS/CUBIC FT	62.13	48.98
VISCOSITY, CENTIPOISE	0.780	1.000
MOLECULAR WEIGHT, LBS/LB MOLE	13.4	62.7
SENSIBLE HEAT, BTU/LB/DEG.F.	1.00	0.51
LATENT HEAT, BTU/LB	0.00	0.00
THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	0.36	0.08
FOULING FACTOR, (HR) (SQ.FT) (DEG.F)/BTU	0.001000000	0.002000000
PRESSURE DROP, PSI	9.14	12.26
REYNOLDS NUMBER		24769
TUBE VELOCITY, FT/SEC		11.02

HEAT EXCHANGER DESIGN AND SPECIFICATIONS

NUMBER OF TUBES/SHELL	1350
INSIDE TUBE DIAMETER, INCHES	0.370
OUTSIDE TUBE DIAMETER, INCHES	0.500
NUMBER OF TUBE PASSES/SHELL	1
FT, LMTD CORRECTION FACTOR	1.00
TUBE THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	26.00
TUBE ORIENTATION	HORIZONTAL
TUBE PITCH	SQUARE
TUBE TYPE	STRAIGHT
NUMBER OF SHELLS/UNIT	4
INSIDE SHELL DIAMETER, INCHES	25.90
SHELL LENGTH, FEET	16.00
BAFFLE SPACING, INCHES	34.0
SHELL FLOW	COUNTER-CURRENT/CROSS FLOW

103-C C.CAIDA DE PRESION DE 10 PSI. SIST.TRADICIONAL.

SHELL & TUBE HEAT EXCHANGER, THERMODYNAMIC SUMMARY:

OVERALL TRANSFER COEFFICIENT, BTU/HR/SQ FT/DEG.F.	125.41
TOTAL HEAT EXCHANGE AREA IN SQUARE FEET	43853.46
LOGARITHMIC TEMPERATURE DIFFERENCE, DEGREES F.	9.10
TOTAL HEAT EXCHANGED IN BTU/HR	50034000.00

EXCHANGER FLUID CONDITIONS:	SHELLSIDE	TUBESIDE
FLUID STATE	CONDENSING	WATER
FLOWRATE, 1000 POUNDS/HOUR	161.40	5000.00
TEMPERATURE IN, DEGREES FAHRENHEIT	105.0	90.0
TEMPERATURE OUT, DEGREES FAHRENHEIT	105.0	100.0
DENSITY, POUNDS/CUBIC FT	49.60	62.13
VISCOSITY, CENTIPOISE	1.400	0.780
MOLECULAR WEIGHT, LBS/LB MOLE	34.8	13.4
SENSIBLE HEAT, BTU/LB/DEG.F.	0.50	1.00

LATENT HEAT, BTU/LB	310.00	0.00
THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	0.10	0.36
FOULING FACTOR, (HR) (SQ.FT) (DEG.F)/BTU	0.000500000	0.001000000
PRESSURE DROP, PSI	2.17	10.14
REYNOLDS NUMBER		42063
TUBE VELOCITY, FT/SEC		6.87

=====

HEAT EXCHANGER DESIGN AND SPECIFICATIONS

=====

NUMBER OF TUBES/SHELL		3102
INSIDE TUBE DIAMETER, INCHES		0.620
OUTSIDE TUBE DIAMETER, INCHES		0.750
NUMBER OF TUBE PASSES/SHELL		2
FT, LMTD CORRECTION FACTOR		1.00
TUBE THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.		9.40
TUBE ORIENTATION		HORIZONTAL
TUBE PITCH		TRIANGULAR
TUBE TYPE		STRAIGHT
NUMBER OF SHELLS/UNIT		3
INSIDE SHELL DIAMETER, INCHES		57.43
SHELL LENGTH, FEET		24.00
BAFFLE SPACING, INCHES		8.0
BAFFLE FRACTIONAL FLOW AREA		0.25

=====

104-C C.CAIDA DE PRESION DE 10 PSI SIST. TRADICIONAL.

=====

SHELL & TUBE HEAT EXCHANGER, THERMODYNAMIC SUMMARY:

=====

OVERALL TRANSFER COEFFICIENT, BTU/HR/SQ FT/DEG.F.	104.46
TOTAL HEAT EXCHANGE AREA IN SQUARE FEET	31554.13
LOGARITHMIC TEMPERATURE DIFFERENCE, DEGREES F.	18.20
TOTAL HEAT EXCHANGED IN BTU/HR	60004000.00

=====

EXCHANGER FLUID CONDITIONS:	SHELLSIDE	TUBESIDE
-----------------------------	-----------	----------

=====

FLUID STATE	CONDENSING	WATER
FLOWRATE, 1000 POUNDS/HOUR	214.30	3000.00
TEMPERATURE IN, DEGREES FAHRENHEIT	120.0	90.0
TEMPERATURE OUT, DEGREES FAHRENHEIT	120.0	110.0
DENSITY, POUNDS/CUBIC FT	50.22	62.13
VISCOSITY, CENTIPOISE	1.600	0.780
MOLECULAR WEIGHT, LBS/LB MOLE	39.0	13.4
SENSIBLE HEAT, BTU/LB/DEG.F.	0.50	1.00
LATENT HEAT, BTU/LB	280.00	0.00
THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	0.09	0.36
FOULING FACTOR, (HR) (SQ.FT) (DEG.F)/BTU	0.000500000	0.001000000
PRESSURE DROP, PSI	8.96	8.70
REYNOLDS NUMBER		49992
TUBE VELOCITY, FT/SEC		5.82

=====

HEAT EXCHANGER DESIGN AND SPECIFICATIONS

=====

NUMBER OF TUBES/SHELL	1674
INSIDE TUBE DIAMETER, INCHES	0.870
OUTSIDE TUBE DIAMETER, INCHES	1.000

NUMBER OF TUBE PASSES/SHELL	3
FT, LMTD CORRECTION FACTOR	1.00
TUBE THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	9.40
TUBE ORIENTATION	HORIZONTAL
TUBE PITCH	TRIANGULAR
TUBE TYPE	STRAIGHT
NUMBER OF SHELLS/UNIT	3
INSIDE SHELL DIAMETER, INCHES	57.31
SHELL LENGTH, FEET	24.00
BAFFLE SPACING, INCHES	6.0
BAFFLE FRACTIONAL FLOW AREA	0.25

=====

105-C C.CAIDA DE PRESION DE 10 PSI SIST. TRADICIONAL.

=====

SHELL & TUBE HEAT EXCHANGER, THERMODYNAMIC SUMMARY:

=====

OVERALL TRANSFER COEFFICIENT, BTU/HR/SQ FT/DEG.F.	102.71
TOTAL HEAT EXCHANGE AREA IN SQUARE FEET	16163.48
LOGARITHMIC TEMPERATURE DIFFERENCE, DEGREES F.	78.30
TOTAL HEAT EXCHANGED IN BTU/HR	129998992.00

=====

EXCHANGER FLUID CONDITIONS:

SHELLSIDE

TUBESIDE

	SHELLSIDE	TUBESIDE
FLUID STATE	LIQUID	LIQUID
FLOWRATE, 1000 POUNDS/HOUR	4333.30	3376.60
TEMPERATURE IN, DEGREES FAHRENHEIT	90.0	220.0
TEMPERATURE OUT, DEGREES FAHRENHEIT	120.0	150.0
DENSITY, POUNDS/CUBIC FT	62.13	51.46
VISCOSITY, CENTIPOISE	0.780	2.500
MOLECULAR WEIGHT, LBS/LB MOLE	13.4	126.1
SENSIBLE HEAT, BTU/LB/DEG.F.	1.00	0.55
LATENT HEAT, BTU/LB	0.00	0.00
THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	0.36	0.07
FOULING FACTOR, (HR) (SQ.FT) (DEG.F)/BTU	0.001000000	0.002000000
PRESSURE DROP, PSI	9.87	6.54
REYNOLDS NUMBER		15564
TUBE VELOCITY, FT/SEC		8.19

=====

HEAT EXCHANGER DESIGN AND SPECIFICATIONS

NUMBER OF TUBES/SHELL	735
INSIDE TUBE DIAMETER, INCHES	0.745
OUTSIDE TUBE DIAMETER, INCHES	0.875
NUMBER OF TUBE PASSES/SHELL	1
FT, LMTD CORRECTION FACTOR	1.00
TUBE THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	26.00
TUBE ORIENTATION	HORIZONTAL
TUBE PITCH	SQUARE
TUBE TYPE	STRAIGHT
NUMBER OF SHELLS/UNIT	4
INSIDE SHELL DIAMETER, INCHES	34.06
SHELL LENGTH, FEET	24.00
BAFFLE SPACING, INCHES	76.0
SHELL FLOW	COUNTER-CURRENT/CROSS FLOW

=====

106-C C.CAIDA DE PRESION DE 10 PSI SIST. TRADICIONAL.

=====

SHELL & TUBE HEAT EXCHANGER, THERMODYNAMIC SUMMARY:

=====

OVERALL TRANSFER COEFFICIENT, BTU/HR/SQ FT/DEG.F.	103.46
TOTAL HEAT EXCHANGE AREA IN SQUARE FEET	6440.26
LOGARITHMIC TEMPERATURE DIFFERENCE, DEGREES F.	30.02
TOTAL HEAT EXCHANGED IN BTU/HR	20001000.00

=====

EXCHANGER FLUID CONDITIONS: SHELLSIDE TUBESIDE

=====

FLUID STATE	LIQUID	LIQUID
FLOWRATE, 1000 POUNDS/HOUR	666.70	1333.30
TEMPERATURE IN, DEGREES FAHRENHEIT	90.0	150.0
TEMPERATURE OUT, DEGREES FAHRENHEIT	120.0	120.0
DENSITY, POUNDS/CUBIC FT	62.13	50.84
VISCOSITY, CENTIPOISE	0.780	2.800
MOLECULAR WEIGHT, LBS/LB MOLE	13.4	76.9
SENSIBLE HEAT, BTU/LB/DEG.F.	1.00	0.50
LATENT HEAT, BTU/LB	0.00	0.00
THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	0.36	0.08
FOULING FACTOR, (HR) (SQ.FT) (DEG.F)/BTU	0.001000000	0.002000000
PRESSURE DROP, PSI	9.77	8.30
REYNOLDS NUMBER		9870
TUBE VELOCITY, FT/SEC		8.86

=====

HEAT EXCHANGER DESIGN AND SPECIFICATIONS

=====

NUMBER OF TUBES/SHELL	615
INSIDE TUBE DIAMETER, INCHES	0.495
OUTSIDE TUBE DIAMETER, INCHES	0.625
NUMBER OF TUBE PASSES/SHELL	1
FT, LMTD CORRECTION FACTOR	1.00
TUBE THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	26.00
TUBE ORIENTATION	HORIZONTAL
TUBE PITCH	SQUARE
TUBE TYPE	STRAIGHT
NUMBER OF SHELLS/UNIT	4
INSIDE SHELL DIAMETER, INCHES	22.37
SHELL LENGTH, FEET	16.00
BAFFLE SPACING, INCHES	22.0
SHELL FLOW	COUNTER-CURRENT/CROSS FLOW

=====

101 C C.CAIDA DE PRESION DE 3 PSI. AMBOS SISTEMAS.

=====

SHELL & TUBE HEAT EXCHANGER, THERMODYNAMIC SUMMARY:

=====

OVERALL TRANSFER COEFFICIENT, BTU/HR/SQ FT/DEG.F.	111.31
TOTAL HEAT EXCHANGE AREA IN SQUARE FEET	3175.10
LOGARITHMIC TEMPERATURE DIFFERENCE, DEGREES F.	9.90

TOTAL HEAT EXCHANGED IN BTU/HR 3499500.00

EXCHANGER FLUID CONDITIONS:	SHELLSIDE	TUBESIDE
FLUID STATE	LIQUID	LIQUID
FLOWRATE, 1000 POUNDS/HOUR	233.30	460.60
TEMPERATURE IN, DEGREES FAHRENHEIT	90.0	115.0
TEMPERATURE OUT, DEGREES FAHRENHEIT	105.0	99.8
DENSITY, POUNDS/CUBIC FT	62.13	49.60
VISCOSITY, CENTIPOISE	0.780	2.000
MOLECULAR WEIGHT, LBS/LB MOLE	13.4	57.7
SENSIBLE HEAT, BTU/LB/DEG.F.	1.00	0.50
LATENT HEAT, BTU/LB	0.00	0.00
THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	0.36	0.08
FOULING FACTOR, (HR) (SQ.FT) (DEG.F)/BTU	0.001000000	0.002000000
PRESSURE DROP, PSI	2.91	10.09
REYNOLDS NUMBER		10363
TUBE VELOCITY, FT/SEC		9.11

HEAT EXCHANGER DESIGN AND SPECIFICATIONS

NUMBER OF TUBES/SHELL		379
INSIDE TUBE DIAMETER, INCHES		0.370
OUTSIDE TUBE DIAMETER, INCHES		0.500
NUMBER OF TUBE PASSES/SHELL		1
FT, LMTD CORRECTION FACTOR		1.00
TUBE THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.		26.00
TUBE ORIENTATION		HORIZONTAL
TUBE PITCH		SQUARE
TUBE TYPE		STRAIGHT
NUMBER OF SHELLS/UNIT		4
INSIDE SHELL DIAMETER, INCHES		14.26
SHELL LENGTH, FEET		16.00
BAFFLE SPACING, INCHES		19.0
SHELL FLOW	COUNTER-CURRENT/CROSS FLOW	

102-C C.CAIDA DE PRESION DE 3 PSI. AMBOS SISTEMAS.

SHELL & TUBE HEAT EXCHANGER, THERMODYNAMIC SUMMARY:

OVERALL TRANSFER COEFFICIENT, BTU/HR/SQ FT/DEG.F.	135.86
TOTAL HEAT EXCHANGE AREA IN SQUARE FEET	11938.04
LOGARITHMIC TEMPERATURE DIFFERENCE, DEGREES F.	24.66
TOTAL HEAT EXCHANGED IN BTU/HR	39999000.00

EXCHANGER FLUID CONDITIONS:	SHELLSIDE	TUBESIDE
FLUID STATE	LIQUID	LIQUID
FLOWRATE, 1000 POUNDS/HOUR	1333.30	1960.70
TEMPERATURE IN, DEGREES FAHRENHEIT	90.0	150.0
TEMPERATURE OUT, DEGREES FAHRENHEIT	120.0	110.0
DENSITY, POUNDS/CUBIC FT	62.13	48.98
VISCOSITY, CENTIPOISE	0.780	1.000
MOLECULAR WEIGHT, LBS/LB MOLE	13.4	62.7
SENSIBLE HEAT, BTU/LB/DEG.F.	1.00	0.51

LATENT HEAT, BTU/LB	0.00	0.00
THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	0.36	0.08
FOULING FACTOR, (HR) (SQ.FT) (DEG.F)/BTU	0.001000000	0.002000000
PRESSURE DROP, PSI	2.98	11.12
REYNOLDS NUMBER		23465
TUBE VELOCITY, FT/SEC		10.44

=====

HEAT EXCHANGER DESIGN AND SPECIFICATIONS

=====

NUMBER OF TUBES/SHELL		1425
INSIDE TUBE DIAMETER, INCHES		0.370
OUTSIDE TUBE DIAMETER, INCHES		0.500
NUMBER OF TUBE PASSES/SHELL		1
FT, LMTD CORRECTION FACTOR		1.00
TUBE THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.		26.00
TUBE ORIENTATION		HORIZONTAL
TUBE PITCH		SQUARE
TUBE TYPE		STRAIGHT
NUMBER OF SHELLS/UNIT		4
INSIDE SHELL DIAMETER, INCHES		26.56
SHELL LENGTH, FEET		16.00
BAFFLE SPACING, INCHES		49.0
SHELL FLOW	COUNTER-CURRENT/CROSS FLOW	

=====

103-C C.CAIDA DE PRESION DE 3 PSI. SIST. TRADICIONAL.

=====

SHELL & TUBE HEAT EXCHANGER, THERMODYNAMIC SUMMARY:

=====

OVERALL TRANSFER COEFFICIENT, BTU/HR/SQ FT/DEG.F.		124.43
TOTAL HEAT EXCHANGE AREA IN SQUARE FEET		44202.17
LOGARITHMIC TEMPERATURE DIFFERENCE, DEGREES F.		9.10
TOTAL HEAT EXCHANGED IN BTU/HR		50034000.00

=====

EXCHANGER FLUID CONDITIONS:	SHELLSIDE	TUBESIDE
-----------------------------	-----------	----------

=====

FLUID STATE	CONDENSING	WATER
FLOWRATE, 1000 POUNDS/HOUR	161.40	5000.00
TEMPERATURE IN, DEGREES FAHRENHEIT	105.0	90.0
TEMPERATURE OUT, DEGREES FAHRENHEIT	105.0	100.0
DENSITY, POUNDS/CUBIC FT	49.60	62.13
VISCOSITY, CENTIPOISE	1.400	0.780
MOLECULAR WEIGHT, LBS/LB MOLE	34.8	13.4
SENSIBLE HEAT, BTU/LB/DEG.F.	0.50	1.00
LATENT HEAT, BTU/LB	310.00	0.00
THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	0.10	0.36
FOULING FACTOR, (HR) (SQ.FT) (DEG.F)/BTU	0.000500000	0.001000000
PRESSURE DROP, PSI	2.38	2.81
REYNOLDS NUMBER		21779
TUBE VELOCITY, FT/SEC		4.46

=====

HEAT EXCHANGER DESIGN AND SPECIFICATIONS

=====

NUMBER OF TUBES/SHELL		3752
INSIDE TUBE DIAMETER, INCHES		0.495
OUTSIDE TUBE DIAMETER, INCHES		0.625

NUMBER OF TUBE PASSES/SHELL	1
FT, LMTD CORRECTION FACTOR	1.00
TUBE THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	9.40
TUBE ORIENTATION	HORIZONTAL
TUBE PITCH	TRIANGULAR
TUBE TYPE	STRAIGHT
NUMBER OF SHELLS/UNIT	3
INSIDE SHELL DIAMETER, INCHES	52.34
SHELL LENGTH, FEET	24.00
BAFFLE SPACING, INCHES	8.0
BAFFLE FRACTIONAL FLOW AREA	0.25

=====

104-C C.CAIDA DE PRESION DE 3 PSI.SIST. TRADICIONAL.

=====

SHELL & TUBE HEAT EXCHANGER, THERMODYNAMIC SUMMARY:

=====

OVERALL TRANSFER COEFFICIENT, BTU/HR/SQ FT/DEG.F.	102.03
TOTAL HEAT EXCHANGE AREA IN SQUARE FEET	32308.11
LOGARITHMIC TEMPERATURE DIFFERENCE, DEGREES F.	18.20
TOTAL HEAT EXCHANGED IN BTU/HR	60004000.00

=====

EXCHANGER FLUID CONDITIONS:	SHELLSIDE	TUBESIDE
-----------------------------	-----------	----------

=====

FLUID STATE	CONDENSING	WATER
FLOWRATE, 1000 POUNDS/HOUR	214.30	3000.00
TEMPERATURE IN, DEGREES FAHRENHEIT	120.0	90.0
TEMPERATURE OUT, DEGREES FAHRENHEIT	120.0	110.0
DENSITY, POUNDS/CUBIC FT	50.22	62.13
VISCOSITY, CENTIPOISE	1.600	0.780
MOLECULAR WEIGHT, LBS/LB MOLE	39.0	13.4
SENSIBLE HEAT, BTU/LB/DEG.F.	0.50	1.00
LATENT HEAT, BTU/LB	280.00	0.00
THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	0.09	0.36
FOULING FACTOR, (HR) (SQ.FT) (DEG.F)/BTU	0.000500000	0.001000000
PRESSURE DROP, PSI	8.86	2.68
REYNOLDS NUMBER		32550
TUBE VELOCITY, FT/SEC		3.79

=====

HEAT EXCHANGER DESIGN AND SPECIFICATIONS

=====

NUMBER OF TUBES/SHELL	1714
INSIDE TUBE DIAMETER, INCHES	0.870
OUTSIDE TUBE DIAMETER, INCHES	1.000
NUMBER OF TUBE PASSES/SHELL	2
FT, LMTD CORRECTION FACTOR	1.00
TUBE THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	9.40
TUBE ORIENTATION	HORIZONTAL
TUBE PITCH	TRIANGULAR
TUBE TYPE	STRAIGHT
NUMBER OF SHELLS/UNIT	3
INSIDE SHELL DIAMETER, INCHES	57.95
SHELL LENGTH, FEET	24.00
BAFFLE SPACING, INCHES	6.0
BAFFLE FRACTIONAL FLOW AREA	0.25

=====

105-C C.CAIDA DE PRESION DE 3 PSI. SIST. TRADICIONAL.

=====

SHELL & TUBE HEAT EXCHANGER, THERMODYNAMIC SUMMARY:

=====

OVERALL TRANSFER COEFFICIENT, BTU/HR/SQ FT/DEG.F.	96.79
TOTAL HEAT EXCHANGE AREA IN SQUARE FEET	17153.08
LOGARITHMIC TEMPERATURE DIFFERENCE, DEGREES F.	78.30
TOTAL HEAT EXCHANGED IN BTU/HR	129998992.00

=====

EXCHANGER FLUID CONDITIONS: SHELLSIDE TUBESIDE

=====

FLUID STATE	LIQUID	LIQUID
FLOWRATE, 1000 POUNDS/HOUR	4333.30	3376.60
TEMPERATURE IN, DEGREES FAHRENHEIT	90.0	220.0
TEMPERATURE OUT, DEGREES FAHRENHEIT	120.0	150.0
DENSITY, POUNDS/CUBIC FT	62.13	51.46
VISCOSITY, CENTIPOISE	0.780	2.500
MOLECULAR WEIGHT, LBS/LB MOLE	13.4	126.1
SENSIBLE HEAT, BTU/LB/DEG.F.	1.00	0.55
LATENT HEAT, BTU/LB	0.00	0.00
THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	0.36	0.07
FOULING FACTOR, (HR) (SQ.FT) (DEG.F)/BTU	0.001000000	0.002000000
PRESSURE DROP, PSI	3.00	5.87
REYNOLDS NUMBER		14666
TUBE VELOCITY, FT/SEC		7.71

=====

HEAT EXCHANGER DESIGN AND SPECIFICATIONS

=====

NUMBER OF TUBES/SHELL	780
INSIDE TUBE DIAMETER, INCHES	0.745
OUTSIDE TUBE DIAMETER, INCHES	0.875
NUMBER OF TUBE PASSES/SHELL	1
FT, LMTD CORRECTION FACTOR	1.00
TUBE THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	26.00
TUBE ORIENTATION	HORIZONTAL
TUBE PITCH	SQUARE
TUBE TYPE	STRAIGHT
NUMBER OF SHELLS/UNIT	4
INSIDE SHELL DIAMETER, INCHES	35.02
SHELL LENGTH, FEET	24.00
BAFFLE SPACING, INCHES	112.0
SHELL FLOW	COUNTER-CURRENT/CROSS FLOW

=====

106-C C.CAIDA DE PRESION DE 3 PSI. SIST. TRADICIONAL.

=====

SHELL & TUBE HEAT EXCHANGER, THERMODYNAMIC SUMMARY:

=====

OVERALL TRANSFER COEFFICIENT, BTU/HR/SQ FT/DEG.F.	97.74
TOTAL HEAT EXCHANGE AREA IN SQUARE FEET	6817.25
LOGARITHMIC TEMPERATURE DIFFERENCE, DEGREES F.	30.02

TOTAL HEAT EXCHANGED IN BTU/HR 20001000.00

EXCHANGER FLUID CONDITIONS:	SHELLSIDE	TUBESIDE
FLUID STATE	LIQUID	LIQUID
FLOWRATE, 1000 POUNDS/HOUR	666.70	1333.30
TEMPERATURE IN, DEGREES FAHRENHEIT	90.0	150.0
TEMPERATURE OUT, DEGREES FAHRENHEIT	120.0	120.0
DENSITY, POUNDS/CUBIC FT	62.13	50.84
VISCOSITY, CENTIPOISE	0.780	2.800
MOLECULAR WEIGHT, LBS/LB MOLE	13.4	76.9
SENSIBLE HEAT, BTU/LB/DEG.F.	1.00	0.50
LATENT HEAT, BTU/LB	0.00	0.00
THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	0.36	0.08
FOULING FACTOR, (HR) (SQ.FT) (DEG.F)/BTU	0.001000000	0.002000000
PRESSURE DROP, PSI	3.09	7.49
REYNOLDS NUMBER		9324
TUBE VELOCITY, FT/SEC		8.37

HEAT EXCHANGER DESIGN AND SPECIFICATIONS

NUMBER OF TUBES/SHELL	651
INSIDE TUBE DIAMETER, INCHES	0.495
OUTSIDE TUBE DIAMETER, INCHES	0.625
NUMBER OF TUBE PASSES/SHELL	1
FT, LMTD CORRECTION FACTOR	1.00
TUBE THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	26.00
TUBE ORIENTATION	HORIZONTAL
TUBE PITCH	SQUARE
TUBE TYPE	STRAIGHT
NUMBER OF SHELLS/UNIT	4
INSIDE SHELL DIAMETER, INCHES	22.98
SHELL LENGTH, FEET	16.00
BAFFLE SPACING, INCHES	32.0
SHELL FLOW	COUNTER-CURRENT/CROSS FLOW

103-C C.CAIDA DE PRESION DE 10 PSI. SIST. C REUSO.

SHELL & TUBE HEAT EXCHANGER, THERMODYNAMIC SUMMARY:

OVERALL TRANSFER COEFFICIENT, BTU/HR/SQ FT/DEG.F.	122.55
TOTAL HEAT EXCHANGE AREA IN SQUARE FEET	39155.21
LOGARITHMIC TEMPERATURE DIFFERENCE, DEGREES F.	10.43
TOTAL HEAT EXCHANGED IN BTU/HR	50034000.00

EXCHANGER FLUID CONDITIONS:	SHELLSIDE	TUBESIDE
FLUID STATE	CONDENSING	WATER
FLOWRATE, 1000 POUNDS/HOUR	161.40	6172.80
TEMPERATURE IN, DEGREES FAHRENHEIT	105.0	90.0
TEMPERATURE OUT, DEGREES FAHRENHEIT	105.0	98.1
DENSITY, POUNDS/CUBIC FT	49.60	62.13
VISCOSITY, CENTIPOISE	1.400	0.780
MOLECULAR WEIGHT, LBS/LB MOLE	34.8	13.4
SENSIBLE HEAT, BTU/LB/DEG.F.	0.50	1.00

NUMBER OF TUBE PASSES/SHELL	3
FT, LMTD CORRECTION FACTOR	1.00
TUBE THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	9.40
TUBE ORIENTATION	HORIZONTAL
TUBE PITCH	TRIANGULAR
TUBE TYPE	STRAIGHT
NUMBER OF SHELLS/UNIT	4
INSIDE SHELL DIAMETER, INCHES	66.38
SHELL LENGTH, FEET	24.00
BAFFLE SPACING, INCHES	6.0
BAFFLE FRACTIONAL FLOW AREA	0.25

=====

105-C C.CAIDA DE PRESION DE 10 PSI. SIST. C REUSO.

=====

SHELL & TUBE HEAT EXCHANGER, THERMODYNAMIC SUMMARY:

=====

OVERALL TRANSFER COEFFICIENT, BTU/HR/SQ FT/DEG.F.	110.28
TOTAL HEAT EXCHANGE AREA IN SQUARE FEET	17907.06
LOGARITHMIC TEMPERATURE DIFFERENCE, DEGREES F.	65.83
TOTAL HEAT EXCHANGED IN BTU/HR	129999456.00

=====

EXCHANGER FLUID CONDITIONS:	SHELLSIDE	TUBESIDE
FLUID STATE	LIQUID	LIQUID
FLOWRATE, 1000 POUNDS/HOUR	12380.90	3376.60
TEMPERATURE IN, DEGREES FAHRENHEIT	109.5	220.0
TEMPERATURE OUT, DEGREES FAHRENHEIT	120.0	150.0
DENSITY, POUNDS/CUBIC FT	61.90	51.46
VISCOSITY, CENTIPOISE	0.610	2.500
MOLECULAR WEIGHT, LBS/LB MOLE	12.2	126.1
SENSIBLE HEAT, BTU/LB/DEG.F.	1.00	0.55
LATENT HEAT, BTU/LB	0.00	0.00
THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	0.37	0.07
FOULING FACTOR, (HR) (SQ.FT) (DEG.F)/BTU	0.001000000	0.002000000
PRESSURE DROP, PSI	9.80	9.23
REYNOLDS NUMBER		20623
TUBE VELOCITY, FT/SEC		9.29

=====

HEAT EXCHANGER DESIGN AND SPECIFICATIONS

=====

NUMBER OF TUBES/SHELL	475
INSIDE TUBE DIAMETER, INCHES	0.870
OUTSIDE TUBE DIAMETER, INCHES	1.000
NUMBER OF TUBE PASSES/SHELL	1
FT, LMTD CORRECTION FACTOR	1.00
TUBE THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	26.00
TUBE ORIENTATION	HORIZONTAL
TUBE PITCH	SQUARE
TUBE TYPE	STRAIGHT
NUMBER OF SHELLS/UNIT	4
INSIDE SHELL DIAMETER, INCHES	31.70
SHELL LENGTH, FEET	36.00
BAFFLE SPACING, INCHES	180.0
SHELL FLOW	COUNTER-CURRENT/CROSS FLOW

=====

106-C C.CAIDA DE PRESION DE 10 PSI. SIST. C REUSO.

=====

SHELL & TUBE HEAT EXCHANGER, THERMODYNAMIC SUMMARY:

=====

OVERALL TRANSFER COEFFICIENT, BTU/HR/SQ FT/DEG.F. 96.66
TOTAL HEAT EXCHANGE AREA IN SQUARE FEET 6839.24
LOGARITHMIC TEMPERATURE DIFFERENCE, DEGREES F. 30.25
TOTAL HEAT EXCHANGED IN BTU/HR 20000162.00

=====

EXCHANGER FLUID CONDITIONS: SHELLSIDE TUBESIDE

=====

FLUID STATE	LIQUID	LIQUID
FLOWRATE, 1000 POUNDS/HOUR	1754.40	1333.30
TEMPERATURE IN, DEGREES FAHRENHEIT	98.1	150.0
TEMPERATURE OUT, DEGREES FAHRENHEIT	109.5	120.0
DENSITY, POUNDS/CUBIC FT	62.04	50.84
VISCOSITY, CENTIPOISE	0.710	2.800
MOLECULAR WEIGHT, LBS/LB MOLE	13.3	76.9
SENSIBLE HEAT, BTU/LB/DEG.F.	1.00	0.50
LATENT HEAT, BTU/LB	0.00	0.00
THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	0.36	0.08
FOULING FACTOR, (HR) (SQ.FT) (DEG.F)/BTU	0.001000000	0.002000000
PRESSURE DROP, PSI	9.63	5.97
REYNOLDS NUMBER		12968
TUBE VELOCITY, FT/SEC		7.73

=====

HEAT EXCHANGER DESIGN AND SPECIFICATIONS

=====

NUMBER OF TUBES/SHELL	311
INSIDE TUBE DIAMETER, INCHES	0.745
OUTSIDE TUBE DIAMETER, INCHES	0.875
NUMBER OF TUBE PASSES/SHELL	1
FT, LMTD CORRECTION FACTOR	1.00
TUBE THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	26.00
TUBE ORIENTATION	HORIZONTAL
TUBE PITCH	SQUARE
TUBE TYPE	STRAIGHT
NUMBER OF SHELLS/UNIT	4
INSIDE SHELL DIAMETER, INCHES	22.73
SHELL LENGTH, FEET	24.00
BAFFLE SPACING, INCHES	48.0
SHELL FLOW	COUNTER-CURRENT/CROSS FLOW

103-C C.CAIDA DE PRESION DE 3 PSI. SIST. C REUSO.

=====

SHELL & TUBE HEAT EXCHANGER, THERMODYNAMIC SUMMARY:

=====

OVERALL TRANSFER COEFFICIENT, BTU/HR/SQ FT/DEG.F. 121.18
TOTAL HEAT EXCHANGE AREA IN SQUARE FEET 39598.17
LOGARITHMIC TEMPERATURE DIFFERENCE, DEGREES F. 10.43

TOTAL HEAT EXCHANGED IN BTU/HR 50034000.00

EXCHANGER FLUID CONDITIONS:	SHELLSIDE	TUBESIDE
FLUID STATE	CONDENSING	WATER
FLOWRATE, 1000 POUNDS/HOUR	161.40	6172.80
TEMPERATURE IN, DEGREES FAHRENHEIT	105.0	90.0
TEMPERATURE OUT, DEGREES FAHRENHEIT	105.0	98.1
DENSITY, POUNDS/CUBIC FT	49.60	62.13
VISCOSITY, CENTIPOISE	1.400	0.780
MOLECULAR WEIGHT, LBS/LB MOLE	34.8	13.4
SENSIBLE HEAT, BTU/LB/DEG.F.	0.50	1.00
LATENT HEAT, BTU/LB	310.00	0.00
THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	0.10	0.36
FOULING FACTOR, (HR) (SQ.FT) (DEG.F)/BTU	0.000500000	0.001000000
PRESSURE DROP, PSI	2.27	2.56
REYNOLDS NUMBER		28755
TUBE VELOCITY, FT/SEC		4.70

HEAT EXCHANGER DESIGN AND SPECIFICATIONS

NUMBER OF TUBES/SHELL	2801
INSIDE TUBE DIAMETER, INCHES	0.620
OUTSIDE TUBE DIAMETER, INCHES	0.750
NUMBER OF TUBE PASSES/SHELL	1
FT, LMTD CORRECTION FACTOR	1.00
TUBE THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	9.40
TUBE ORIENTATION	HORIZONTAL
TUBE PITCH	TRIANGULAR
TUBE TYPE	STRAIGHT
NUMBER OF SHELLS/UNIT	3
INSIDE SHELL DIAMETER, INCHES	54.74
SHELL LENGTH, FEET	24.00
BAFFLE SPACING, INCHES	8.0
BAFFLE FRACTIONAL FLOW AREA	0.25

104-C C.CAIDA DE PRESION DE 3 PSI. SIST. C REUSO.

SHELL & TUBE HEAT EXCHANGER, THERMODYNAMIC SUMMARY:

OVERALL TRANSFER COEFFICIENT, BTU/HR/SQ FT/DEG.F.	104.10
TOTAL HEAT EXCHANGE AREA IN SQUARE FEET	37171.29
LOGARITHMIC TEMPERATURE DIFFERENCE, DEGREES F.	15.51
TOTAL HEAT EXCHANGED IN BTU/HR	60004000.00

EXCHANGER FLUID CONDITIONS:	SHELLSIDE	TUBESIDE
FLUID STATE	CONDENSING	WATER
FLOWRATE, 1000 POUNDS/HOUR	214.30	5263.10
TEMPERATURE IN, DEGREES FAHRENHEIT	120.0	98.1
TEMPERATURE OUT, DEGREES FAHRENHEIT	120.0	109.5
DENSITY, POUNDS/CUBIC FT	50.22	62.04
VISCOSITY, CENTIPOISE	1.600	0.710
MOLECULAR WEIGHT, LBS/LB MOLE	39.0	13.3
SENSIBLE HEAT, BTU/LB/DEG.F.	0.50	1.00

LATENT HEAT, BTU/LB	280.00	0.00
THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	0.09	0.36
FOULING FACTOR, (HR) (SQ.FT) (DEG.F)/BTU	0.000500000	0.001000000
PRESSURE DROP, PSI	7.66	2.82
REYNOLDS NUMBER		69254
TUBE VELOCITY, FT/SEC		4.67

=====

HEAT EXCHANGER DESIGN AND SPECIFICATIONS

=====

NUMBER OF TUBES/SHELL		986
INSIDE TUBE DIAMETER, INCHES		1.370
OUTSIDE TUBE DIAMETER, INCHES		1.500
NUMBER OF TUBE PASSES/SHELL		2
FT, LMTD CORRECTION FACTOR		1.00
TUBE THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.		9.40
TUBE ORIENTATION		HORIZONTAL
TUBE PITCH		TRIANGULAR
TUBE TYPE		STRAIGHT
NUMBER OF SHELLS/UNIT		4
INSIDE SHELL DIAMETER, INCHES		67.03
SHELL LENGTH, FEET		24.00
BAFFLE SPACING, INCHES		6.0
BAFFLE FRACTIONAL FLOW AREA		0.25

=====

105-C C.CAIDA DE PRESION DE 3 PSI. SIST. C REUSO.

=====

SHELL & TUBE HEAT EXCHANGER, THERMODYNAMIC SUMMARY:

=====

OVERALL TRANSFER COEFFICIENT, BTU/HR/SQ FT/DEG.F.		104.98
TOTAL HEAT EXCHANGE AREA IN SQUARE FEET		18811.84
LOGARITHMIC TEMPERATURE DIFFERENCE, DEGREES F.		65.83
TOTAL HEAT EXCHANGED IN BTU/HR		129999456.00

=====

EXCHANGER FLUID CONDITIONS:	SHELLSIDE	TUBESIDE
-----------------------------	-----------	----------

=====

FLUID STATE	LIQUID	LIQUID
FLOWRATE, 1000 POUNDS/HOUR	12380.90	3376.60
TEMPERATURE IN, DEGREES FAHRENHEIT	109.5	220.0
TEMPERATURE OUT, DEGREES FAHRENHEIT	120.0	150.0
DENSITY, POUNDS/CUBIC FT	61.90	51.46
VISCOSITY, CENTIPOISE	0.610	2.500
MOLECULAR WEIGHT, LBS/LB MOLE	12.2	126.1
SENSIBLE HEAT, BTU/LB/DEG.F.	1.00	0.55
LATENT HEAT, BTU/LB	0.00	0.00
THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	0.37	0.07
FOULING FACTOR, (HR) (SQ.FT) (DEG.F)/BTU	0.001000000	0.002000000
PRESSURE DROP, PSI	3.18	8.44
REYNOLDS NUMBER		19631
TUBE VELOCITY, FT/SEC		8.84

=====

HEAT EXCHANGER DESIGN AND SPECIFICATIONS

=====

NUMBER OF TUBES/SHELL		499
INSIDE TUBE DIAMETER, INCHES		0.870
OUTSIDE TUBE DIAMETER, INCHES		1.000

NUMBER OF TUBE PASSES/SHELL	1
FT, LMTD CORRECTION FACTOR	1.00
TUBE THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	26.00
TUBE ORIENTATION	HORIZONTAL
TUBE PITCH	SQUARE
TUBE TYPE	STRAIGHT
NUMBER OF SHELLS/UNIT	4
INSIDE SHELL DIAMETER, INCHES	32.44
SHELL LENGTH, FEET	36.00
BAFFLE SPACING, INCHES	260.0
SHELL FLOW	COUNTER-CURRENT/CROSS FLOW

=====

106-C C.CAIDA DE PRESION DE 3 PSI. SIST. C REUSO.

=====

SHELL & TUBE HEAT EXCHANGER, THERMODYNAMIC SUMMARY:

=====

OVERALL TRANSFER COEFFICIENT, BTU/HR/SQ FT/DEG.F.	91.10
TOTAL HEAT EXCHANGE AREA IN SQUARE FEET	7257.07
LOGARITHMIC TEMPERATURE DIFFERENCE, DEGREES F.	30.25
TOTAL HEAT EXCHANGED IN BTU/HR	20000162.00

=====

EXCHANGER FLUID CONDITIONS:

	SHELLSIDE	TUBESIDE
FLUID STATE	LIQUID	LIQUID
FLOWRATE, 1000 POUNDS/HOUR	1754.40	1333.30
TEMPERATURE IN, DEGREES FAHRENHEIT	98.1	150.0
TEMPERATURE OUT, DEGREES FAHRENHEIT	109.5	120.0
DENSITY, POUNDS/CUBIC FT	62.04	50.84
VISCOSITY, CENTIPOISE	0.710	2.800
MOLECULAR WEIGHT, LBS/LB MOLE	13.3	76.9
SENSIBLE HEAT, BTU/LB/DEG.F.	1.00	0.50
LATENT HEAT, BTU/LB	0.00	0.00
THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	0.36	0.08
FOULING FACTOR, (HR) (SQ.FT) (DEG.F)/BTU	0.001000000	0.002000000
PRESSURE DROP, PSI	2.77	5.37
REYNOLDS NUMBER		12222
TUBE VELOCITY, FT/SEC		7.29

=====

HEAT EXCHANGER DESIGN AND SPECIFICATIONS

=====

NUMBER OF TUBES/SHELL	330
INSIDE TUBE DIAMETER, INCHES	0.745
OUTSIDE TUBE DIAMETER, INCHES	0.875
NUMBER OF TUBE PASSES/SHELL	1
FT, LMTD CORRECTION FACTOR	1.00
TUBE THERMAL CONDUCTIVITY, BTU/HR/FT/DEG.F.	26.00
TUBE ORIENTATION	HORIZONTAL
TUBE PITCH	SQUARE
TUBE TYPE	STRAIGHT
NUMBER OF SHELLS/UNIT	4
INSIDE SHELL DIAMETER, INCHES	23.37
SHELL LENGTH, FEET	24.00
BAFFLE SPACING, INCHES	72.0
SHELL FLOW	COUNTER-CURRENT/CROSS FLOW

=====