



INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ

2013

REPORTE FINAL

Diseño de intercambiador de calor horizontal de sistema de enfriamiento agua-aceite de chumaceras en la Central Hidroeléctrica Belisario Domínguez.



JOSÉ GUSTAVO MÉNDEZ LARA

ITTG | Tuxtla Gutiérrez, Chiapas



INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ

Reporte Final Residencia Profesional

Nombre del proyecto:

Diseño de intercambiador de calor horizontal de sistema de enfriamiento agua-aceite de chumaceras en la Central Hidroeléctrica Belisario Domínguez.

Asesor Interno

Ing. Rutilo Morales Álvarez

Asesor Externo

Ing. Víctor Antonio Fernández Nájera

Revisor #1

M.C. Saúl de Jesús Molina Domínguez

Revisor # 2

M.C. Lenin Russell Suarez Aguilar

Ingeniería Mecánica

Número de Control

09270728

Período

Agosto-Diciembre 2013

Nombre del Alumno:

José Gustavo Méndez Lara



Contenido

| | |
|---|----|
| Siglas y abreviaturas | 4 |
| Nomenclatura..... | 5 |
| Introducción..... | 7 |
| Capítulo 1 | 9 |
| Generalidades del proyecto | 9 |
| 1.1 Justificación | 9 |
| 1.2 Caracterización del área de trabajo | 10 |
| 1.2.1 Ubicación | 13 |
| 1.2.2 Política de la CFE | 14 |
| 1.2.3 Misión..... | 14 |
| 1.2.4 Visión..... | 14 |
| 1.3 Objetivos..... | 15 |
| 1.3.1 Objetivos Generales..... | 15 |
| 1.3.2 Objetivos Específicos | 15 |
| 1.4 Problema a resolver | 16 |
| 1.5 Alcances y limitaciones | 16 |
| Capítulo 2 | 17 |
| Marco Teórico..... | 17 |
| 2. Intercambiador de calor | 17 |
| 2.1 Tipos de intercambiadores de calor | 17 |
| 2.2 Coeficiente de transferencia de calor total | 21 |
| 2.3 Análisis de los intercambiadores de calor | 24 |
| 2.4 Método de la diferencia de temperatura media logarítmica | 25 |
| 2.4.1 Intercambiadores de calor de pasos múltiples y de flujo cruzado: factor de corrección | 28 |
| 2.5 Método de la efectividad-NTU..... | 30 |
| 2.6 Tipos de transferencia de calor..... | 35 |
| 2.6.1 Transferencia de calor por conducción. | 35 |
| 2.6.2 Transferencia de calor por convección. | 36 |
| 2.6.3 Transferencia del calor por radiación. | 37 |
| 2.7 Flujo laminar y turbulento en tubos | 37 |
| 2.8 Convección externa forzada..... | 38 |
| 2.8.1 Flujo a través de bancos de tubos | 38 |

| | |
|--|----|
| 2.8.2 Flujo a través de cilindros | 41 |
| 2.8.3 Coeficiente de transferencia en coraza | 42 |
| 2.9 Convección interna forzada | 43 |
| 2.9.1 Flujos turbulentos en tubos. | 43 |
| Capítulo 3 | 44 |
| Hoja de Cálculo | 44 |
| 3.1 Intercambiador de calor actual | 44 |
| Capítulo 4..... | 61 |
| Conclusiones y Recomendaciones | 61 |
| Referencias bibliográficas y virtuales | 63 |
| Anexos | 64 |
| ANEXO A..... | 64 |
| ANEXO B..... | 65 |
| ANEXO C..... | 66 |
| ANEXO D..... | 67 |
| ANEXO E..... | 68 |

Siglas y abreviaturas

| | |
|------------------------------|--------------------------------------|
| <i>mm</i> | milímetros |
| <i>m</i> | metros |
| <i>km</i> | Kilómetros |
| <i>m²</i> | Metro cuadrado |
| <i>m³</i> | Metro cúbico |
| <i>ft</i> | Pies |
| <i>ft²</i> | Pies cuadrados |
| <i>"</i> | Pulgada |
| <i>kg</i> | Kilogramos |
| <i>°C</i> | Grados Celsius |
| <i>°K</i> | Grados Kelvin |
| <i>s</i> | Segundo |
| <i>W</i> | Watt |
| <i>J</i> | Joule = Watt/segundo |
| <i>m.s.n.m.</i> | Metros sobre el nivel del mar |
| <i>N.A.M.E.</i> | Nivel de Aguas Máximo Extraordinario |
| <i>N.A.M.O</i> | Nivel de Aguas Máximo Ordinario |
| <i>N.A.Min.</i> | Nivel de Aguas Mínimo |
| <i>Hp</i> | Horse Power (Caballas de fuerza) |
| <i>rpm</i> | Revoluciones por minuto |
| <i>LMTD</i> | Log Mean Temperature Difference |
| <i>NTU</i> | Number of Transfer Units |

Nomenclatura

| | |
|-----------------------------|--|
| k | Constante de conductividad térmica del material. $\left(\frac{W}{m \cdot ^\circ K}\right)$ |
| A | Área de transferencia de calor en (m ²) |
| σ | Constante de proporcionalidad o cte. de Stefan-Boltzman que tiene un valor de 5.669 x 10 ⁻⁸ w/m ² . k ⁴ . |
| T | Temperatura. (°C , K) |
| R_e | Número de Reynolds |
| D | Diámetro exterior del tubo (m) |
| S_T | Paso transversal (m) |
| S_L | Paso longitudinal (m) |
| S_D | Paso diagonal (m) |
| V_{max} | Velocidad máxima del fluido en el pasaje del banco de tubos(m/s) |
| V | Velocidad del fluido (m/s) |
| ρ | Densidad del Fluido $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$ |
| μ | Viscosidad del Fluido $\left(\frac{kg}{m \cdot s}\right)$ |
| C_p | Capacidad calorífica del fluido $\left(\frac{J}{kg \cdot ^\circ K}\right)$ |
| ν | viscosidad cinemática $\left(\frac{m^2}{s}\right)$ |
| N_u | Número de Nusselt |
| h_i | Coeficiente convectivo interno $\left(\frac{W}{^\circ K}\right)$ |

| | |
|-----------------|---|
| h_o | Coeficiente convectivo externo $\left(\frac{W}{\text{m}^2 \text{K}}\right)$ |
| F | Factor de corrección |
| \dot{Q} | Velocidad de transferencia de calor (W) |
| T_m | Temperatura promedio ($^{\circ}\text{C}$, K) |
| D_e | Diámetro equivalente (m) |
| D_{int} | Diámetro interior de la carcaza (m) |
| C | $C = D = D_{ext}$ Diámetro exterior del tubo (m) |
| \dot{m} | Flujo másico $\left(\frac{kg}{s}\right)$ |
| Pr | Número de Prant |
| U | Coeficiente Global de Transferencia $\left(\frac{W}{m^2 K}\right)$ |
| μ_w | Viscosidad del fluido en la pared $\left(\frac{Kg}{s \cdot m}\right)$ |
| ΔT_{ml} | Temperatura media logarítmica. (K) |
| A_s | Superficie de intercambio. (m^2) |
| $T_{h, ent}$ | Temperatura de entrada del fluido caliente. ($^{\circ}\text{C}$) |
| $T_{h, sal}$ | Temperatura de salida del fluido caliente. ($^{\circ}\text{C}$) |
| $T_{c, ent}$ | Temperatura de entrada del fluido frío. ($^{\circ}\text{C}$) |
| $T_{c, sal}$ | Temperatura de salida del fluido frío. ($^{\circ}\text{C}$) |
| R_{int} | Resistencia convectiva interna |
| R_{ext} | Resistencia convectiva externa |
| R_{total} | Resistencia Total |
| L | Longitud del tubo (m) |

Introducción

Una central hidroeléctrica es una instalación que permite aprovechar la energía potencial del fluido contenida en el agua de los ríos, al convertirla en eléctrica mediante turbinas hidráulicas acopladas a generadores eléctricos.

La presa acumula un volumen de agua para formar un embalse, lo que permite que el agua adquiera una energía potencial. Para ello, se sitúa una toma de agua protegida por una rejilla metálica con unas compuertas que permite controlar la entrada del agua en la tubería de presión, que conduce finalmente el agua hasta la turbina situada en la casa de máquinas de la central.

El agua a presión en la tubería va transformando su energía potencial en cinética, es decir, va perdiendo altura y adquiriendo velocidad. Al llegar al rodete, actúa sobre los álabes y transforma su energía cinética en energía mecánica de rotación. El eje de la turbina está unido al del generador eléctrico que, al girar, convierte la energía rotatoria en corriente alterna de media tensión y alta intensidad. Mediante transformadores, es convertida en corriente de baja intensidad y alta tensión, para ser enviada a la red general mediante las líneas de transmisión.

Las turbinas de la C.H. Belisario Domínguez, están equipadas con una chumacera de guía inferior y una chumacera de guía superior. La chumacera de guía superior esta combinada con la chumacera de carga. Como otro lugar de apoyo se tiene una chumacera guía en la parte superior del generador, denominada chumacera guía generador.

Estas chumaceras a su vez son alimentadas de aceite. La alimentación de aceite de chumacera para ambas chumaceras de guía y chumacera de carga se efectúa por un sistema cerrado. El aceite es aspirado desde el recipiente de aceite de la chumacera de guía inferior con una bomba vertical accionada por un motor eléctrico y empujado por el refrigerador de aceite. Luego el flujo de aceite es distribuido a cada chumacera por diafragmas.

El flujo de aceite pasa a un sistema de filtro, después del filtrado de aceite pasa a un par de intercambiadores de calor verticales, donde es enfriado con agua. Sale el aceite enfriado y se conduce a las chumaceras por tuberías que se bifurcan en el trayecto, uno de los ramales

está conectado al depósito de aceite de las chumaceras de carga y guía superior, el otro ramal lleva el aceite al depósito de la chumacera guía inferior y también llena totalmente este depósito y a los segmentos.

Debido a la importancia de los intercambiadores de calor para enfriar el aceite que inunda las chumaceras, se les debe de dar mantenimiento cada cierto tiempo. En el programa mantenimiento de la Central Hidroeléctrica se opta por cambiar de posición a los intercambiadores de calor, puesto que la maniobra de esta actividad requiere de hacerse en un tiempo menor. Además que la manera en la que realizan la maniobra, actualmente, puede provocar daños tanto al personal como al equipo mismo. De manera que en este proyecto se diseñará, por medio de las herramientas y conocimientos adquiridos en la carrera, dicho intercambiador de calor horizontal, además se demostrará si es factible la implementación del mismo en la Central Hidroeléctrica Belisario Domínguez.

Capítulo 1

Generalidades del proyecto

1.1 Justificación

La problemática presentada, por la cual se seleccionó este proyecto, se basa en la observación de la necesidad que tienen los trabajadores para montar y desmontar los intercambiadores de calor vertical que actualmente existen en la C.H. Belisario Domínguez. Debido a que el desmontar y transportar hasta el área de trabajo puede tener riesgos tanto para el personal, como para el equipo.

Por el motivo de que el intercambiador de calor se encuentra en el piso de turbinas, el mantenimiento consiste en el uso de la grúa viajera de playa de montaje para la extracción de las rejas de los pisos, hasta llegar al piso donde se encuentra ubicado el intercambiador, se colocan las unas piezas metálicas sobre la tapa superior del intercambiador para que sea sujetado por la grúa, antes de desmontar el intercambiador se dejan colocados unos tornillos en la base del perno, y hasta que el intercambiador esté enganchado de la grúa se procede a quitar los tornillos faltantes y con ayuda de un malacate de carga se jala a un lado para posicionar de manera horizontal dicho intercambiador.

Esta maniobra tiene que ser realizada de manera cautelosa y sincronizada porque la persona que opera la grúa no puede visualizar lo que ocurre en el piso de turbinas donde se realiza la labor. De manera que la implementación de intercambiadores horizontales reduciría las probabilidades de un accidente, además del tiempo dedicado.

Se estudiará la posibilidad de la aplicación del diseño del intercambiador de calor horizontal para facilitar las maniobras de mantenimiento y mejorar el rendimiento térmico.

La trascendencia de la investigación consiste en la comprobación de los requerimientos para llevar a cabo dicho proyecto, y los resultados que se alcanzarán al implementarlo.

Lo anterior se evaluará para poder tomar la decisión si el proyecto es posible o no. Si el proyecto no lo fuese, este informe quedaría como testimonio y como base para el estudio de un procedimiento distinto en la búsqueda de otra forma de resolver este problema.

1.2 Caracterización del área de trabajo

La Comisión Federal de Electricidad (CFE) es un organismo descentralizado de la Administración Pública Federal, con personalidad jurídica y patrimonio propio, que tiene por objeto la planeación del Sistema Eléctrico Nacional, así como la generación, conducción, transformación, distribución y venta de energía eléctrica para la prestación del servicio público y la realización de todas las obras, instalaciones y trabajos que se requieran para el cumplimiento de su objeto.

La generación de energía eléctrica en la Comisión Federal de Electricidad, se realiza por medio de las tecnologías disponibles en la actualidad, centrales hidroeléctricas, termoeléctricas, de vapor convencional, geotermoeléctricas, nucleoeeléctricas, eoloeléctricas, turbogás, ciclo combinado, diésel (combustión interna), carboeléctricas, dual (combustóleo y carbón) y fotovoltaica.

La Central Hidroeléctrica Belisario Domínguez, es una de las cuatro grandes centrales que aprovechan el caudal hidráulico del río Grijalva. La C.F.E. rinde un homenaje al héroe chiapaneco ordenando que tanto la presa de la central hidroeléctrica lleve su nombre, cambiando así el de “la Angostura”, con el que se conoció la obra desde su proyecto hasta la entrada en operación.

En virtud de su gran capacidad de embalse y ser la primera en la cascada de la cuenca del Grijalva, esta central resulta estratégica para el control de los embalses del resto de las centrales que se encuentran río abajo y mediante un buen programa de control de los niveles del vaso se asegura la generación del sistema Grijalva.

La planta es totalmente subterránea y tiene cinco unidades de 180 000KW cada una. Para la realización del plan integral del Grijalva, fue necesario construir el aprovechamiento de la angostura, que reúne un conjunto de características que lo sitúan como elemento básico para la explotación del río Grijalva y que se puede emplear ventajosamente en la generación de energía, dado que su vaso de almacenamiento regulariza en promedio el escurrimiento de 9 700 millones de m³ anuales.

Tabla 1.1. Información general de las unidades en la C.H. Belisario Domínguez.

| Unidades | |
|-------------------------------|--------|
| Número de unidades | 5 |
| Capacidad por unidad | 180 MW |
| Capacidad instalada por placa | 900 MW |
| Capacidad efectiva | 900 MW |

Tabla 1.2. Entrada en operación de cada unidad en la C.H. Belisario Domínguez.

| <i>Unidad</i> | Entrada en Operación |
|---------------|-------------------------|
| Unidad 1 | 04 de Julio de 1976 |
| Unidad 2 | 27 de Mayo de 1976 |
| Unidad 3 | 22 de Noviembre de 1975 |
| Unidad 4 | 15 de Marzo de 1978 |
| Unidad 5 | 15 de Junio de 1978 |

La cuenca que alimenta el embalse de la angostura está limitado por una serie de contrafuertes que la separan de la cuenca del Usumacinta, formada por las sierras de independencia y San Cristóbal; entre estos contrafuertes y la Sierra Madre del Sur está alojado el altiplano Chiapaneco.

En la región son frecuentes los ciclones tropicales que descargan intensas lluvias generadoras de avenidas extraordinarias en los ríos Grijalva y Usumacinta, las cuales afectan principalmente a la zona costera.

Un resumen de los datos hidrológicos y meteorológicos hasta la estación angostura, es el siguiente:

Tabla 1.3. Datos Hidrológicos y Meteorológicos de la C.H. Belisario Domínguez.

| Vaso | |
|-------------------------------------|---------------------------------------|
| Área de la cuenca | 18 099 km ² |
| Longitud del embalse | 100 Km |
| Elevación máxima del parte aguas | 3 200 m |
| Elevación media de la cuenca | 1 100 a 1 300 m |
| Elevación mínima de la cuenca | 413 m |
| Precipitación media anual | 1 379 mm |
| Escorrentamiento medio anual | 9.7 x 10 ⁹ m ³ |
| Escorrentamiento mínimo registrado. | 59 m ³ /s |
| Avenidas | |
| Registrada | 3 820 m ³ /s |
| Diseño para el desvío | 5 000 m ³ /s |
| Máxima extraordinaria (calculada) | 23 000 m ³ /s |
| Temperaturas | |
| Media máxima / mínima mayo | 39.5 °C - 18.6 °C |
| Media máxima / mínima enero | 34.1 °C - 9.2 °C |
| Elevación desfogue | 417.50 m.s.n.m |
| Almacenamiento total | 18.2 x 10 ⁹ m ³ |
| Almacenamiento útil | 9.2 x 10 ⁹ m ³ |
| N. A. M. E. | 539.50 m.s.n.m |
| N. A. M. O. | 528.10 m.s.n.m |
| N. A. Min. | 500.00 m.s.n.m |

1.2.1 Ubicación

La Central Hidroeléctrica Belisario Domínguez se localiza al Sureste de la República Mexicana. Partiendo de la Ciudad de Tuxtla Gutiérrez, capital del estado de Chiapas, sobre la carretera que va al poblado denominado Venustiano Carranza, se recorren 52 kilómetros antes de llegar a la central.

La Central Hidroeléctrica utiliza las aguas del río Grijalva para generar energía eléctrica. La cuenca de este río se inicia en la vecina República de Guatemala y se interioriza a nuestro país en la región denominada "Alto Grijalva" en el estado de Chiapas, desciende posteriormente hacia la planicie de Tabasco, ahora con el nombre de "Bajo Grijalva", hasta la zona de la Chontalpa, donde desemboca en el Golfo de México.

Venustiano Carranza, Chiapas, México

Latitud norte: 16°23'''

Longitud oeste: 92°47'''

543 m. sobre el nivel del mar

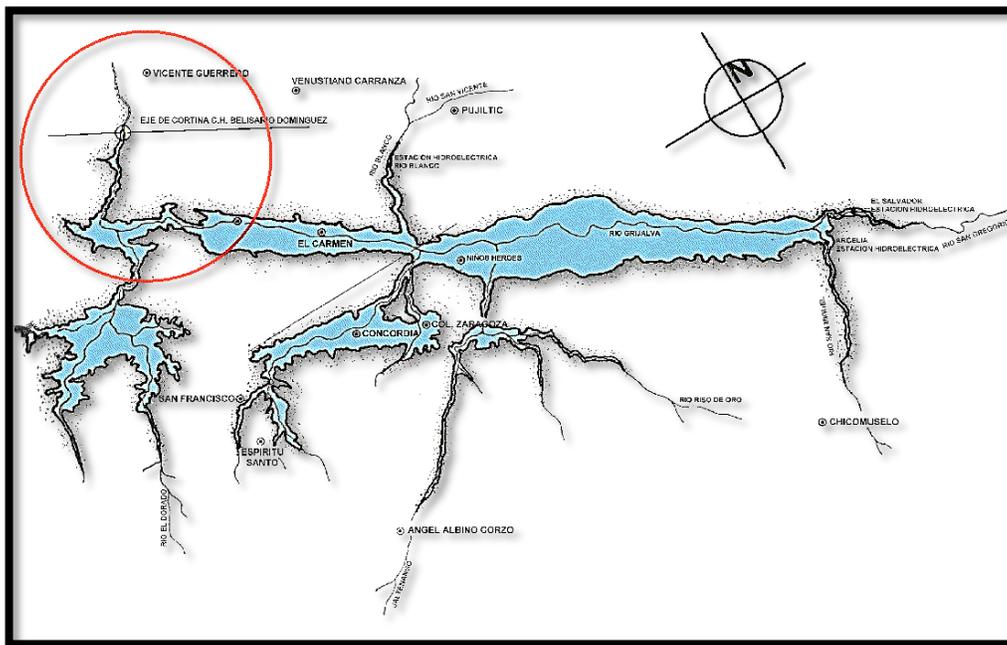


Fig. 1.1. Mapa de localización de la C.H. Belisario Domínguez

1.2.2 Política de la CFE

Proporcionar el servicio público de energía eléctrica y otros servicios relacionados de acuerdo a los requerimientos de la sociedad, con base en el desempeño competitivo de los procesos de la Dirección de Operación y la mejora continua de la eficacia del Sistema Integral de Gestión con el compromiso de:

- ✓ Formar y desarrollar el capital humano, incluyendo la cultura de equidad de género,
- ✓ Controlar los riesgos, para prevenir lesiones y enfermedades al personal y daños a las instalaciones.
- ✓ Cumplir con la legislación, reglamentación y otros requisitos aplicables.
- ✓ Prevenir la contaminación y aprovechar de manera responsable los recursos naturales y
- ✓ Realizar acciones sociales

Apoyados en la innovación y desarrollo tecnológico.

1.2.3 Misión

Prestar el servicio público de energía eléctrica con criterios de suficiencia, competitividad y sustentabilidad, comprometidos con la satisfacción de los clientes, con el desarrollo del país y con la preservación del medio ambiente.

1.2.4 Visión

Ser una empresa de energía, de las mejores en el sector eléctrico a nivel mundial, con presencia internacional, fortaleza financiera e ingresos adicionales por servicios relacionados con su capital intelectual e infraestructura física y comercial.

Una empresa reconocida por su atención al cliente, competitividad, transparencia, calidad en el servicio, capacidad de su personal, vanguardia tecnológica y aplicación de criterios de desarrollo sustentable.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivos Generales

- ✓ Aplicar los conocimientos básicos de transferencia de calor para el diseño del intercambiador de calor.
- ✓ Verificación de la factibilidad de dicho proyecto, que su aprovechamiento y funcionamiento sea factible y funcional.

1.3.2 Objetivos Específicos

- ✓ Familiarizarse con el intercambiador de calor actual en la Central Hidroeléctrica Belisario Domínguez.
- ✓ Realizar los cálculos pertinentes, para el diseño de intercambiador de calor horizontal para chumaceras para la Central Hidroeléctrica Belisario Domínguez.
- ✓ Calcular la longitud de los tubos del intercambiador horizontal de manera que satisfaga la transferencia de calor requerida para la disminución de temperatura del aceite.

1.4 Problema a resolver

El sistema de enfriamiento de la C.H. Belisario Domínguez, se compone de dos intercambiadores de calor verticales por cada unidad, el uso de este sistema de enfriamiento se debe a que las chumaceras del eje necesitan ser lubricadas con aceite para que tengan un trabajo óptimo. Debido a que se requiere disminuir la temperatura del aceite que entra para enfriar la chumacera del eje, se requiere de un intercambiador de calor para que la chumacera no sufra sobrecalentamiento y el funcionamiento sea el adecuado.

Se pretende diseñar un intercambiador de calor horizontal, esto se debe a que el espacio utilizado, en términos de altura ocuparía menos espacio que uno vertical. Cabe señalar, que el uso del intercambiador de calor vertical hace de la maniobra de mantenimiento una ardua actividad, puesto que la maniobra consiste en colocar en el suelo dicho intercambiador para poder limpiarlo adecuadamente con los instrumentos y material adecuados. Dicha labor requiere de cierto esfuerzo que implica el uso de un mayor tiempo y número de personal.

1.5 Alcances y limitaciones

Se determinarán las variables para alcanzar una igual o mayor eficiencia en la transferencia de calor realizada por el intercambiador de calor existente.

Las limitaciones son que el equipo con el que se cuenta, no está diseñado para las condiciones a las cuales se pretende implementar. La tubería por la cual pasa el aceite, está diseñada para un intercambiador de calor vertical, por lo que se tendrá en cuenta en el análisis del proyecto. Añadiendo a la lista de limitaciones se nos presenta la barrera de la construcción del intercambiador, aunque el tema de la residencia lo contemple.

Capítulo 2

Marco Teórico

2. Intercambiador de calor

En la vida diaria se encuentran muchas situaciones físicas en las que es necesario transferir calor desde un fluido caliente hasta uno frío con múltiples propósitos. Por ejemplo, ahorro de energía (combustible) lo que disminuye los costos de operación; o para llevar al fluido a una temperatura óptima, bien sea para un procesamiento posterior o para alcanzar condiciones de seguridad necesarias en el caso de transporte y/o almacenamiento. Para transferir calor existen una amplia variedad de equipos denominados intercambiadores de calor.

Los intercambiadores de calor son aparatos que facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí. En la práctica, los intercambiadores de calor son de uso común en una amplia variedad de aplicaciones, desde los sistemas domésticos de calefacción y acondicionamiento del aire hasta los procesos químicos y la producción de energía en las plantas grandes.

En un intercambiador la transferencia de calor suele comprender *convección* en cada fluido y *conducción* a través de la pared que los separa. La razón de la transferencia de calor entre los dos fluidos en un lugar dado a un intercambiador depende de la magnitud de la diferencia de temperatura local, la cual varía a lo largo de dicho intercambiador.

2.1 Tipos de intercambiadores de calor

Las distintas aplicaciones de la transferencia de calor requieren diferentes tipos de accesorios y configuraciones del equipo para dicha transferencia. El intento de acoplar los accesorios para la transferencia de calor a cada tipo de necesidades, dentro de las restricciones específicas, ha conducido a numerosos tipos de diseños innovadores de intercambiadores de calor.

El tipo más simple de intercambiador de calor consta de dos tubos concéntricos de diámetros diferentes llamado intercambiador de calor de tubo doble. En un intercambiador de este tipo uno de los fluidos pasa por el tubo más pequeño, en tanto que el otro lo hace por el espacio anular entre los dos tubos.

En un intercambiador de calor de tubo doble son posibles dos tipos de disposición del flujo: en el flujo paralelo los dos fluidos, el frío y el caliente, entran en el intercambiador por el mismo extremo y se mueven en la *misma* dirección.

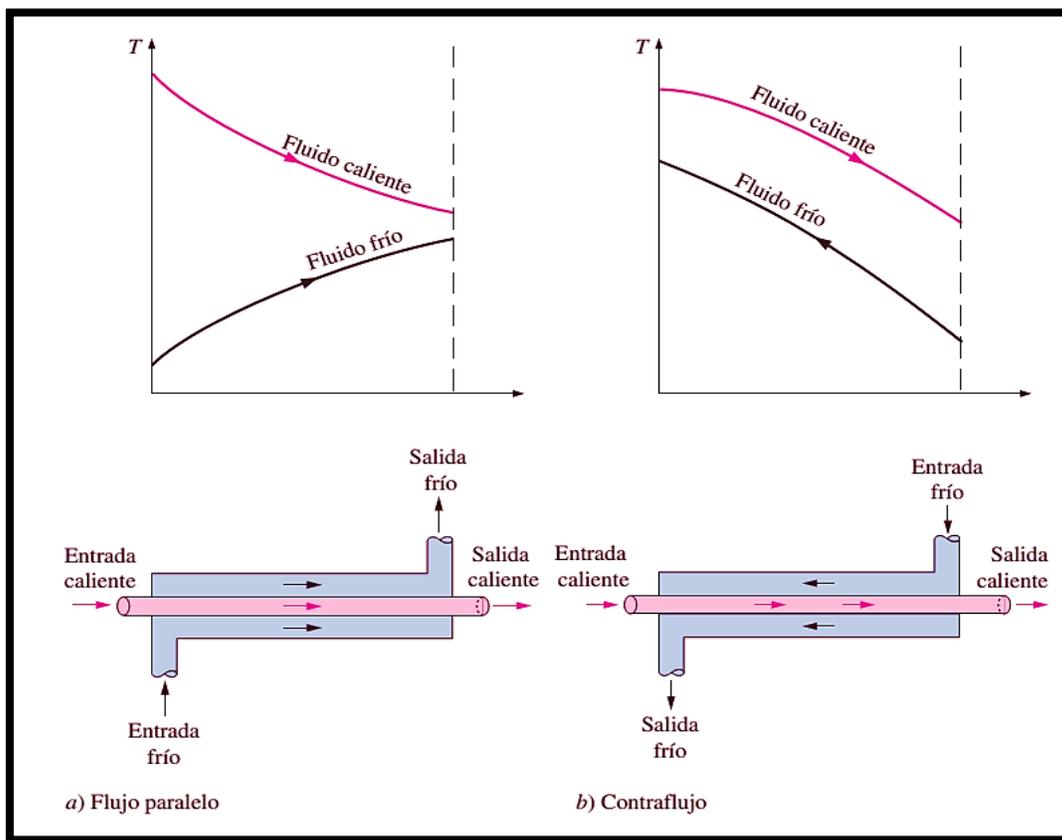


Fig. 2.1. Gráficas de transferencia de calor de intercambiadores de calor de tubos concéntricos.

Por otra parte, en el contraflujo los fluidos entran en el intercambiador por los extremos opuestos y fluyen en direcciones *opuestas*.

Otro tipo de intercambiador de calor, diseñado específicamente para lograr una gran área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen, es el compacto. La razón entre el área superficial de transferencia de calor de un intercambiador y su volumen se llama densidad de área β . Un intercambiador de calor con $\beta > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ (o $200 \text{ ft}^2/\text{ft}^3$) se clasifica como compacto.

Los intercambiadores compactos permiten lograr razones elevadas de transferencia de calor entre dos fluidos en un volumen pequeño y son de uso común en aplicaciones con limitaciones estrictas con respecto al peso y el volumen de esos aparatos.

En los intercambiadores compactos los dos fluidos suelen moverse de manera perpendicular entre sí y a esa configuración de flujo se le conoce como flujo cruzado, el cual todavía se clasifica más como flujo no mezclado o mezclado, dependiendo de su configuración, como se muestra en la fig. 2.2.

En (a), se dice que el flujo cruzado es no mezclado en virtud de que las aletas de placa fuerzan al fluido a moverse por un espaciado particular entre ellas e impide su movimiento en la dirección transversal.

Se dice que el flujo cruzado (b) es mezclado, dado que el fluido ahora tiene libertad para moverse en dirección transversal.

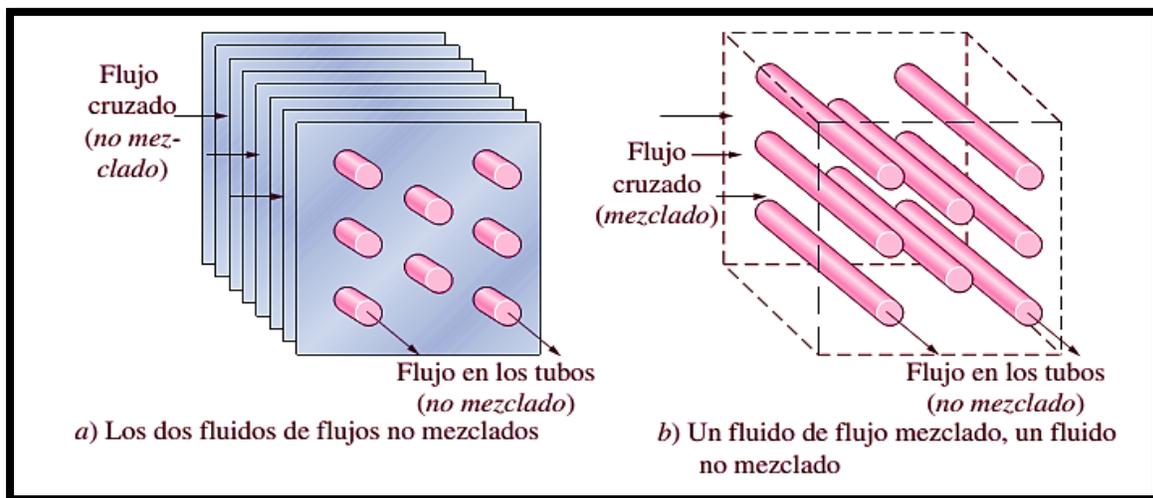


Fig. 2.2. Ejemplos de intercambiadores de calor de flujo cruzado

Quizá el tipo más común de intercambiador de calor en las aplicaciones industriales sea el de tubos y coraza, mostrado en la fig. 2.3. Estos intercambiadores de calor contienen un gran número de tubos empacados en un casco con sus ejes paralelos al de éste. La transferencia de calor tiene lugar a medida que uno de los fluidos se mueve por dentro de los tubos, en tanto que el otro se mueve por fuera de éstos, pasando por la coraza. Es común la colocación de desviadores en la coraza para forzar al fluido a moverse en dirección transversal a dicha coraza con el fin de mejorar la transferencia de calor, y también para mantener un espaciado uniforme entre los tubos.

Los intercambiadores de tubos y coraza se clasifican todavía más según el número de pasos que se realizan por la coraza y por los tubos. Por ejemplo, los intercambiadores en los que todos los tubos forman una "U" en la coraza se dice que son de un paso por la coraza y dos pasos por los tubos. De modo semejante, a un intercambiador que comprende dos pasos en la coraza y cuatro pasos en los tubos se le llama de dos pasos por la coraza y cuatro pasos por los tubos.

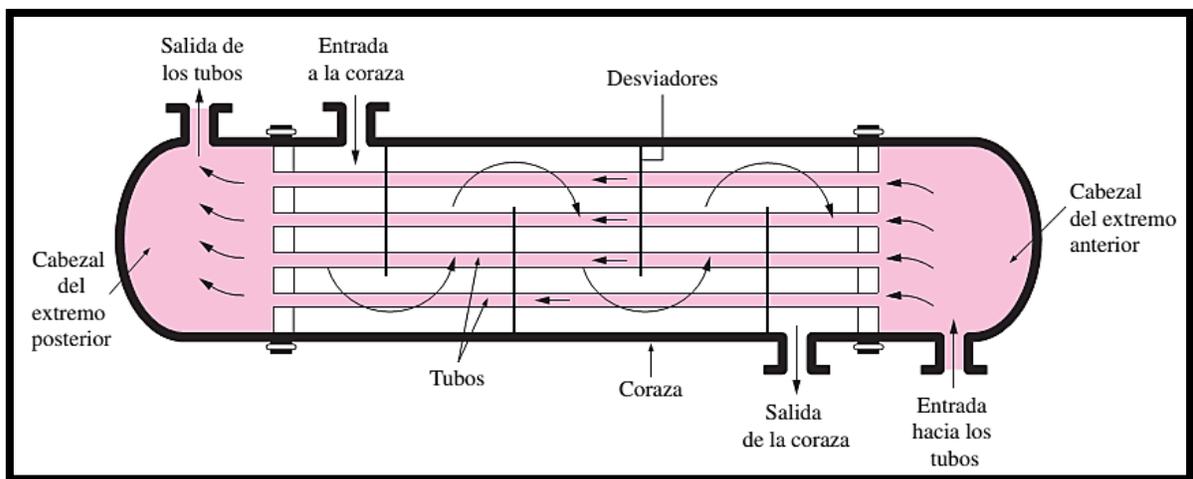


Fig. 2.3 Esquema de un intercambiador de calor de tubos y coraza (un paso por la coraza y un paso por los tubos)

Otro tipo de intercambiador de calor que se relaciona con el paso alternado de las corrientes de los fluidos caliente y frío a través de la misma área de flujo es el regenerativo. El

intercambiador regenerativo del tipo estático básicamente es una masa porosa que tiene una gran capacidad de almacenamiento de calor, como la malla de alambre de cerámica.

Los fluidos caliente y frío fluyen a través de esta masa porosa de manera alternada. El calor se transfiere del fluido caliente hacia la matriz del regenerador durante el flujo del mismo, y de la matriz hacia el fluido frío durante el paso de éste. Por tanto, la matriz sirve como un medio de almacenamiento temporal de calor.

El regenerador del tipo dinámico consta de un tambor giratorio y se establece un flujo continuo del fluido caliente y del frío a través de partes diferentes de ese tambor, de modo que diversas partes de este último pasan periódicamente a través de la corriente caliente, almacenando calor, y después a través de la corriente fría, rechazando este calor almacenado. Una vez más, el tambor sirve como el medio de transporte del calor de la corriente del fluido caliente hacia la del frío.

2.2 Coeficiente de transferencia de calor total

Por lo común un intercambiador de calor está relacionado con dos fluidos que fluyen separados por una pared sólida. En primer lugar, el calor se transfiere del fluido caliente hacia la pared por *convección*, después a través de la pared por *conducción* y, por último, de la pared hacia el fluido frío de nuevo por convección. Cualesquiera efectos de la radiación suelen incluirse en los coeficientes de transferencia de calor por convección.

La red de resistencias térmicas asociada con este proceso de transferencia de calor comprende dos resistencias por convección y una por conducción. Para un intercambiador de calor de tubo doble, la resistencia térmica por conducción de la pared del tubo es:

$$R_{pared} = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi kL} \quad (1)$$

Donde k es la conductividad térmica del material de la pared y L es la longitud del tubo. Entonces la *resistencia térmica total* queda:

$$R = R_{total} = R_i + R_{pared} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2)$$

Donde A_i es el área de la *superficie interior* de la pared que separa los dos fluidos y A_o es el área de la superficie exterior de esa misma pared. En otras palabras, A_i y A_o son las áreas superficiales de la pared de separación mojada por los fluidos interior y exterior, respectivamente.

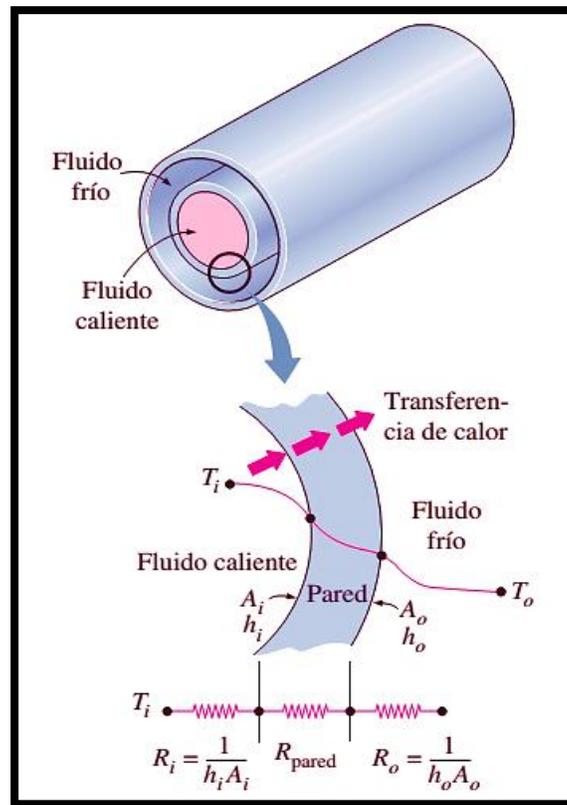


Fig. 2.4. Red de resistencias térmicas asociadas con la transferencia de calor de un intercambiador de tubo doble.

En el análisis de los intercambiadores de calor resulta conveniente combinar todas las resistencias térmicas que se encuentran en la trayectoria del flujo de calor del fluido caliente hacia el frío en una sola resistencia R y expresar la razón de la transferencia de calor entre los dos fluidos como:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = UA\Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T \quad (3)$$

Donde U es el coeficiente de transferencia de calor total, cuya unidad es $W/m^2\text{°C}$.
Cancelando ΔT , la ecuación se convierte en:

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + R_{pared} + \frac{1}{A_o h_o} \quad (4)$$

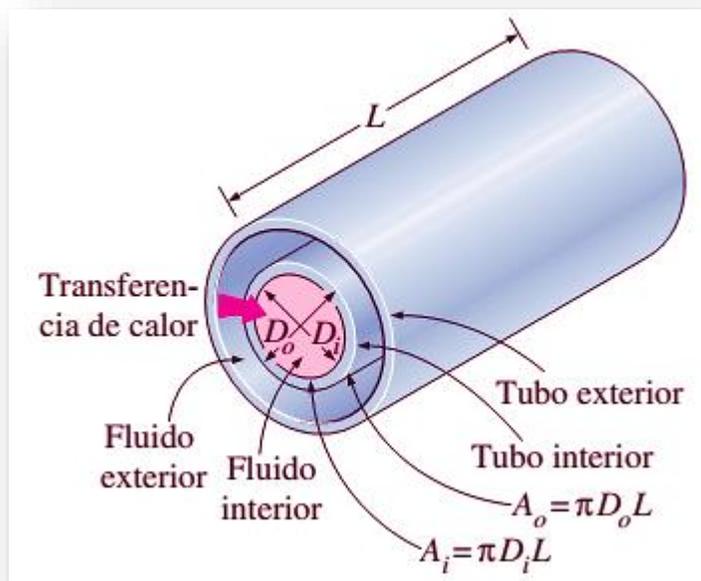


Fig. 2.5. Las dos áreas superficiales de transferencia de calor asociadas con un intercambiador de calor de doble tubo.

Cuando la pared del tubo es pequeña y la conductividad térmica del material del mismo es alta, como suele ser el caso, la resistencia térmica de dicho tubo es despreciable y las superficies interior y exterior del mismo son casi idénticas. Entonces la ecuación (4) para el coeficiente de transferencia de calor total se simplifica para quedar:

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (5)$$

2.3 Análisis de los intercambiadores de calor

En la práctica los intercambiadores de calor son de uso común y un ingeniero se encuentra a menudo en la posición de seleccionar un intercambiador de calor que logre un cambio de temperatura específica de una corriente de fluido de gasto de masa conocido, o bien, de predecir las temperaturas de salida de las corrientes de fluido caliente y del frío en un intercambiador de calor específico.

Los intercambiadores de calor suelen operar durante largos periodos sin cambios en sus condiciones de operación. Por lo tanto, se pueden considerar como aparatos de flujo estacionario. Como tales, el gasto de masa de cada fluido permanece constante y las propiedades de los fluidos, como la temperatura y la velocidad, en cualquier entrada o salida, siguen siendo las mismas.

Asimismo, las corrientes de fluido experimentan poco o ningún cambio en sus velocidades y elevaciones y, como consecuencia, los cambios en la energía cinética y en la potencial son despreciables. En general, el calor específico de un fluido cambia con la temperatura; pero, en un intervalo específico de temperaturas, se puede considerar como una constante en algún valor promedio, con poca pérdida en la exactitud. La conducción axial de calor a lo largo del tubo suele ser insignificante y se puede considerar despreciable. Por último, se supone que la superficie exterior del intercambiador de calor está perfectamente aislada, de modo que no se tiene pérdida de calor hacia el medio circundante y cualquier transferencia de calor sólo ocurre entre los dos fluidos.

Con estas suposiciones, la primera ley de la termodinámica requiere que la velocidad de la transferencia de calor desde el fluido caliente sea igual a la transferencia de calor hacia el frío; es decir,

$$\dot{Q} = m_h c_{p,h} (T_{h,ent} - T_{h,sal}) \quad (6)$$

Y

$$\dot{Q} = m_c c_{p,c} (T_{c,sal} - T_{c,ent}) \quad (7)$$

Donde los subíndices c y h se refieren a los fluidos frío y caliente respectivamente Además \dot{m} es el gasto de masas, C_p es el calor específico, T_{sal} es la temperatura de salida y T_{ent} es la temperatura de entrada.

En el análisis de los intercambiadores de calor a menudo resulta conveniente combinar el producto del *gasto de masa* y el *calor específico* de un fluido en una sola cantidad. Ésta se llama razón de capacidad calorífica y se define para las corrientes de los fluidos caliente y frío como:

$$C_h = \dot{m}_h c_{p,h} \quad \text{Y} \quad C_c = \dot{m}_c c_{p,c} \quad (8)$$

La razón de capacidad calorífica de una corriente de fluido representa la velocidad de la transferencia de calor necesaria para cambiar la temperatura de esa corriente en 1°C conforme fluye por el intercambiador de calor. Nótese que en un intercambiador el fluido con una razón de capacidad calorífica grande experimenta un cambio pequeño en la temperatura y aquel con una razón de capacidad calorífica pequeña experimentará un cambio grande en la temperatura.

2.4 Método de la diferencia de temperatura media logarítmica

El método de la LMTD (por sus siglas en inglés) resulta muy adecuado para la determinación del tamaño de un intercambiador de calor con el fin de dar lugar a las temperaturas prescritas de salida cuando se especifican los gastos de masa y las temperaturas de entrada y de salida de los fluidos caliente y frío.

Con el método de la LMTD, la tarea es seleccionar un intercambiador que satisfaga los requisitos prescritos de transferencia de calor. El método que debe seguirse en el proceso de selección es:

1. Seleccionar el tipo de intercambiador de calor apropiado para la aplicación.
2. Determinar cualquier temperatura desconocida de entrada o de salida y la razón de la transferencia de calor mediante un balance de energía.
3. Calcular la diferencia de temperatura media logarítmica ΔT_{ml} y el factor de corrección F si es necesario.
4. Obtener (seleccionar o calcular) el valor del coeficiente de transferencia de calor total U.
5. Calcular el área superficial A_s de transferencia de calor.

Con el fin de desarrollar una relación para la diferencia de temperatura promedio equivalente entre los dos fluidos considérese el intercambiador de calor de tubo doble y flujo paralelo. Nótese que la diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frío es grande en la entrada del intercambiador, pero disminuye en forma exponencial hacia la salida.

La temperatura del fluido caliente decrece y la del frío aumenta a lo largo de dicho intercambiador, pero la temperatura del fluido frío nunca puede sobrepasar la del caliente, sin importar cuán largo sea dicho intercambiador.

Si se supone que la superficie exterior del intercambiador está bien aislada, de modo que cualquier transferencia de calor ocurre entre los dos fluidos y se descartan cualesquiera cambios en la energía potencial y cinética, un balance de energía en cada fluido, en una sección diferencial del intercambiador, se puede expresar como:

$$\delta \dot{Q} = -C_h dT_h \quad (9)$$

y

$$\delta \dot{Q} = C_c dT_c \quad (10)$$

Se despeja dT_h y dT_c , se restan y se obtiene:

$$dT_h - dT_c = d(T_h - T_c) = -\delta\dot{Q} \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_p} \right) \quad (11)$$

La razón de la transferencia de calor en la sección diferencial del intercambiador también se puede expresar como:

$$\delta\dot{Q} = U(T_h - T_c)dA_s \quad (12)$$

Al sustituir la ecuación (12) en (11) y reacomodando términos da:

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = -UdA_s \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_p} \right) \quad (13)$$

Al hacer la integración desde la entrada del intercambiador hasta su salida, se obtiene:

$$\ln \left(\frac{T_{h,sal} - T_{c,sal}}{T_{h,ent} - T_{c,ent}} \right) = -UA_s \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad (14)$$

Por último, se despejan de las ecuaciones (10) y (11) a $\dot{m}_c c_{p,c}$ y $\dot{m}_h c_{p,h}$ y se sustituyen en la ecuación (14), que después de un poco de reacomodo produce:

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{ml} \quad (15)$$

En donde:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (16)$$

Es la diferencia de temperatura media logarítmica, que es la forma apropiada de la diferencia de temperatura promedio que debe usarse en el análisis de los intercambiadores

de calor. En este caso ΔT_1 y ΔT_2 representan la diferencia de temperatura entre los dos fluidos en ambos extremos (de entrada y de salida) del intercambiador, es decir $\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,ent}$ y $\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,sal}$. No existe diferencia con respecto a cuál de los extremos de éste lugar se designe como la entrada o la salida.

La diferencia de temperatura entre los dos fluidos disminuye desde ΔT_1 a la entrada hasta ΔT_2 a la salida. Por lo tanto, resulta tentador usar la diferencia de temperatura media aritmética $\Delta T_{ma} = \frac{1}{2}(\Delta T_1 + \Delta T_2)$, como la diferencia de temperatura promedio. La diferencia de temperatura media logarítmica ΔT_{ml} se obtiene siguiendo el perfil real de temperaturas de los fluidos a lo largo del intercambiador y es una representación exacta de la diferencia de temperatura promedio entre los fluidos caliente y frío. En verdad refleja el decaimiento exponencial de la diferencia de temperatura local.

Nótese que ΔT_{ml} siempre es menor que ΔT_{ma} . Por lo tanto si se usa ΔT_{ma} en los cálculos, en lugar de ΔT_{ml} , se sobreestimaré la razón de la transferencia de calor entre los dos fluidos en un intercambiador. Cuando ΔT_1 difiere de ΔT_2 en no más de 40%, el error al usar la diferencia de temperatura media aritmética es menor que 1%. Pero el error se incrementa hasta niveles indeseables cuando ΔT_1 difiere de ΔT_2 en cantidades mayores. Por lo tanto al determinar la razón de la transferencia de calor en un intercambiador, siempre se debe usar la diferencia de temperatura media logarítmica.

2.4.1 Intercambiadores de calor de pasos múltiples y de flujo cruzado: factor de corrección

La relación para la diferencia de temperatura media logarítmica ΔT_{ml} sólo se limita los intercambiadores de flujo paralelo o a contraflujo, también se desarrollan relaciones similares para los intercambiadores de flujo cruzado y de casco y tubos de pasos múltiples,

pero las expresiones resultantes son demasiado complicadas debido a las complejas condiciones de flujo.

En estos casos resulta conveniente relacionar la diferencia equivalente de temperaturas con la relación de la diferencia media logarítmica para el caso de contraflujo como:

$$\Delta T_{ml} = F \Delta T_{ml,CF} \quad (17)$$

En donde F es el factor de corrección, el cual depende de la configuración geométrica del intercambiador, las temperaturas de entrada y salida de las corrientes de fluido caliente y frío. La $\Delta T_{ml,CF}$ es la diferencia media logarítmica de temperaturas para el caso del intercambiador a contraflujo, con las mismas temperaturas de entrada y salida, y se determina con base a la ecuación:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (18)$$

Para un intercambiador de flujo cruzado, uno de casco y de tubos de pasos múltiples, el factor de corrección es menor que la unidad, es decir, $F \leq 1$, el valor límite de $F=1$ corresponde al intercambiador a contraflujo, por lo tanto el factor de corrección F para un intercambiador de calor es una medida de la desviación de la ΔT_{ml} con respecto a los valores correspondientes para el caso de contraflujo.

En los anexos se da el factor de corrección F para las configuraciones de los intercambiadores de calor de flujo cruzado, de casco y tubos en función de las razones P y R entre dos temperaturas definidas como:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T - t_1} \quad \text{Y} \quad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (19)$$

En donde los subíndices 1 y 2 se refieren a la entrada y la salida, respectivamente. Nótese que para un intercambiador de casco y tubos, T y t representan las temperaturas del lado del casco y del lado del tubo, respectivamente.

2.5 Método de la efectividad-NTU

Una segunda clase de problema que se encuentra en el análisis de los intercambiadores de calor es la determinación de la razón de la transferencia de calor y las temperaturas de salida de los fluidos caliente y frío para valores prescritos de gastos de masa y temperaturas de entrada de los fluidos, cuando se especifican el tipo y el tamaño del intercambiador. En este caso se conoce el área superficial para la transferencia de calor del intercambiador, pero se ignoran las temperaturas de salida. En este caso, la tarea es determinar el rendimiento con respecto a la transferencia de calor de un intercambiador específico, o bien, determinar si un intercambiador del que se dispone en el almacén realizará el trabajo.

Todavía se podría aplicar el método de la LMTD para este problema alternativo, pero el procedimiento requeriría tediosas iteraciones y, como consecuencia, no sería práctico. En un intento por eliminar las iteraciones de la resolución de esos problemas, Kays y London presentaron en 1955 un procedimiento llamado método de la efectividad-NTU, el cual simplificó mucho el análisis de los intercambiadores de calor.

Este método se basa en un parámetro adimensional llamado efectividad de la transferencia de calor ε definido como:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{Q_{max}} = \frac{\text{Razón de transferencia real}}{\text{Razón máxima posible de la transferencia de calor}} \quad (20)$$

La razón de la transferencia de calor *real* de un intercambiador de calor se puede determinar con base en un balance de energía en los fluidos caliente y frío y se puede expresar como

$$\dot{Q} = C_c (T_{c,sal} - T_{c,ent}) = C_h (T_{h,ent} - T_{h,sal}) \quad (21)$$

Para determinar la razón máxima posible de la transferencia de calor de un intercambiador, en primer lugar se reconoce que la diferencia de temperatura máxima que se produce en él es la diferencia entre las temperaturas de *entrada* de los fluidos caliente y frío; es decir:

$$\Delta T_{max} = T_{h,ent} - T_{c,ent} \quad (22)$$

La transferencia de calor en un intercambiador alcanzará su valor máximo cuando 1) el fluido frío se caliente hasta la temperatura de entrada del caliente o 2) el fluido caliente se enfríe hasta la temperatura de entrada del frío. Estas dos condiciones límites no se alcanzarán en forma simultánea a menos que las razones de capacidad calorífica de los fluidos caliente y frío sean idénticas, el fluido con la razón de capacidad calorífica *menor* experimentará un cambio más grande en la temperatura y, de este modo, será el primero en experimentar la diferencia máxima de temperatura, en cuyo punto se suspenderá la transferencia de calor. Por lo tanto la razón máxima posible de transferencia de calor en un intercambiador es:

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} (T_{h,ent} - T_{c,ent}) \quad (23)$$

Donde C_{min} es el menor entre C_h y C_c .

La determinación de \dot{Q}_{max} requiere que se disponga de la temperatura de entrada de los fluidos caliente y frío y de sus gastos de masa, los cuales suelen especificarse. Entonces, una vez que se conoce la efectividad del intercambiador, se puede determinar la razón de la transferencia de calor real, \dot{Q} a partir de:

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{max} = \varepsilon C_{min} (T_{h,ent} - T_{c,ent}) \quad (24)$$

Por lo tanto, la efectividad de un intercambiador de calor permite determinar la razón de la transferencia de calor sin conocer las temperaturas de salida de los fluidos.

La efectividad de un intercambiador de calor depende de su configuración geométrica así como de la configuración del flujo. Por lo tanto, los diferentes tipos de intercambiadores tienen relaciones diferentes para la efectividad.

La ecuación (14), para un intercambiador de flujo paralelo, se puede reacomodar para quedar:

$$\ln\left(\frac{T_{h,sal} - T_{c,sal}}{T_{h,ent} - T_{c,ent}}\right) = -\frac{UA_s}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) \quad (25)$$

Asimismo, si se despeja $T_{h,sal}$ de la ecuación (18) da,

$$T_{h,sal} = T_{h,ent} - \frac{C_c}{C_h} (T_{c,sal} - T_{c,ent}) \quad (26)$$

Al sustituir esta relación en la ecuación (22) después de sumar y restar $T_{c,ent}$ da:

$$\ln\left(\frac{T_{h,ent} - T_{c,ent} + T_{c,ent} - T_{c,sal} - \frac{C_c}{C_h} (T_{c,sal} - T_{c,ent})}{T_{h,ent} - T_{c,ent}}\right) = -\frac{UA_s}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) \quad (27)$$

Ahora se manipula la definición de efectividad para obtener:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{C_c (T_{c,sal} - T_{c,ent})}{C_{\min} (T_{h,ent} - T_{c,ent})} \rightarrow \frac{T_{c,sal} - T_{c,ent}}{T_{h,ent} - T_{c,ent}} = \varepsilon \left(\frac{C_{\min}}{C_c}\right) \quad (28)$$

Si se sustituye este resultado en la ecuación (24) y se despeja e se obtiene la siguiente relación para la efectividad de un intercambiador de calor de flujo paralelo:

$$\varepsilon_{\text{flujo paralelo}} = \frac{1 - \exp\left[-\frac{UA_s}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right)\right]}{\left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) \frac{C_{\min}}{C_c}} \quad (29)$$

Al tomar C_c o C_h para que sea C_{min} (los dos procedimientos conducen al mismo resultado), la relación que acaba de obtenerse se puede expresar de manera más conveniente como:

$$\varepsilon_{\text{flujo paralelo}} = \frac{1 - \exp\left[-\frac{UA_s}{C_{min}}\left(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)\right]}{1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}} \quad (30)$$

Por lo común las relaciones de la efectividad de los intercambiadores de calor incluyen el grupo adimensional UA_s / C_{min} . Esta cantidad se llama número de unidades de transferencia, NTU (por sus siglas en inglés), y se expresa como:

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{min}} = \frac{UA_s}{(\dot{m}C_p)_{min}} \quad (31)$$

Donde U es el coeficiente de transferencia de calor total y A_s es el área superficial de transferencia del intercambiador. Nótese que el NTU es proporcional a A_s . Por lo tanto, para valores específicos de U y C_{min} , el valor del NTU es una medida del área superficial de transferencia de calor, A_s . Por ende, entre mayor sea el NTU, más grande es el intercambiador de calor.

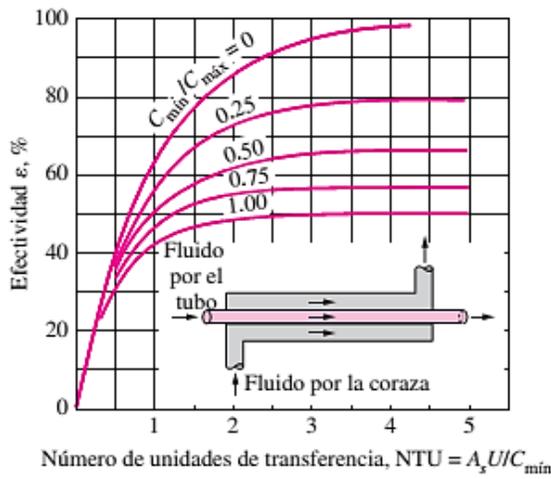
En el análisis de los intercambiadores de calor también resulta conveniente definir otra cantidad adimensional llamada relación de capacidades C como:

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (32)$$

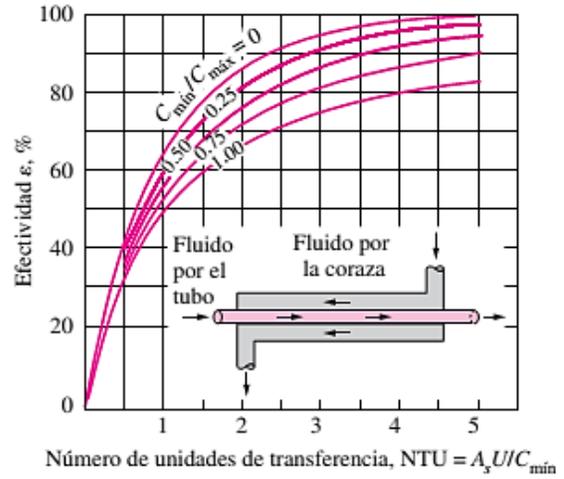
Se han desarrollado relaciones de la efectividad para un gran número de intercambiadores, para el caso de un intercambiador de calor del tipo tubo y coraza, un paso por la coraza y 2, 4... pasos por la coraza la relación de la efectividad quedaría de la siguiente manera:

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp\left[-NTU\sqrt{1 + c^2}\right]}{1 - \exp\left[-NTU\sqrt{1 + c^2}\right]} \right\}^{-1} \quad (33)$$

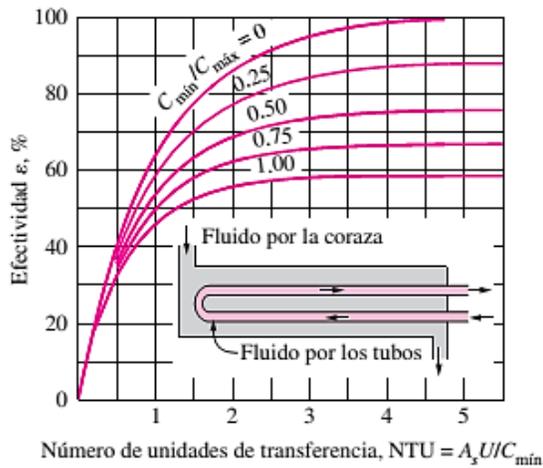
En la fig. 2.6 se muestran gráficas de las efectividades de algunos tipos comunes de intercambiadores.



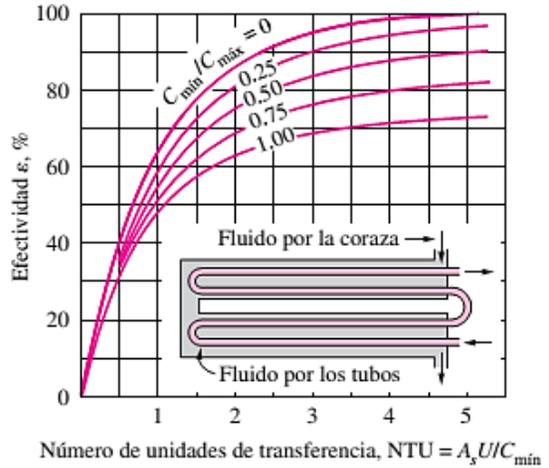
a) Flujo paralelo



b) Contraflujo

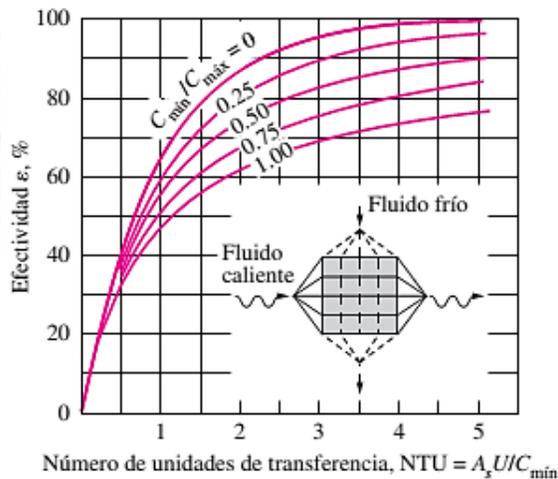


c) Un paso por la coraza y 2, 4, 6, ... pasos por los tubos

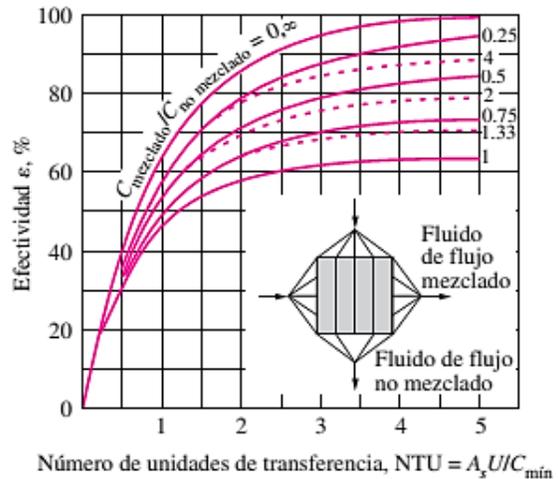


d) Dos pasos por la coraza y 4, 8, 12, ... pasos por los tubos

Fig. 2.6 Gráficas de efectividad para los intercambiadores de calor



e) Flujo cruzado con los dos fluidos de flujo no mezclados



f) Flujo cruzado con uno de los fluidos de flujo mezclado y el otro no mezclado

Fig. 2.6 (Continuación) Gráficas de efectividad para los intercambiadores de calor

2.6 Tipos de transferencia de calor

2.6.1 Transferencia de calor por conducción.

La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de iteraciones entre esas partículas. La conducción puede tener lugar en los sólidos, líquidos o gases. En los líquidos y gases la conducción se debe a las colisiones y a la difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio. En los sólidos se debe a la combinación de las vibraciones de las moléculas en una retícula y al transporte de energía por parte de los electrones libres. La velocidad de la conducción de calor a través de un medio depende de: la configuración geométrica, espesor del material, tipo de material y la diferencia de temperatura.

Y se rige bajo la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{cond} = -\kappa A \frac{\partial T}{\partial x} \quad (34)$$

También conocida como ley de Fourier de la conducción de calor, donde:

k = Constante de conductividad térmica del material.

A = Área de transferencia de calor perpendicular a las líneas de flujo del calor.

$\frac{\partial T}{\partial x}$ = Es el gradiente de temperatura en la dirección del flujo de calor.

2.6.2 Transferencia de calor por convección.

La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacentes que están en movimiento y comprenden los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos. Entre más rápido es el movimiento del fluido mayor es la transferencia de calor por convección. En ausencia de cualquier movimiento masivo del fluido, la transferencia de calor entre una superficie sólida y el fluido adyacente es por conducción pura.

Existen dos fenómenos de transferencia de calor por convección:

- a) Recibe el nombre de convección forzada si el flujo es forzado a fluir sobre la superficie mediante medios externos como un ventilador, una bomba o el viento.
- b) Se dice que es convección natural (o libre) si el movimiento del fluido es causado por las fuerzas de empuje que son inducidas por las diferencias de densidad debido a la variación de la temperatura en ese fluido.

Ambos mecanismos pueden provocar un movimiento laminar o turbulento del fluido. La rapidez de la transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa en forma conveniente por la ley de Newton del enfriamiento como:

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = hA_s (T_s - T_\infty) \quad (35)$$

En donde h es el coeficiente de transferencia de calor por convección, en $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ o $BTU/(h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F)$, A_s es el área superficial a través de la cual tiene lugar la transferencia de calor por convección, T_s es la temperatura de la superficie y T_∞ es la temperatura del fluido. El coeficiente de transferencia de calor por convección h , se puede determinar por

ecuaciones empíricos o de manera experimental considerando: la configuración geométrica de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido y las propiedades y la velocidad del fluido.

2.6.3 Transferencia del calor por radiación.

La radiación es la energía emitida por la materia en la forma de ondas electromagnéticas (o fotones), como resultado de los cambios en las configuraciones de los átomos o moléculas. A diferencia de la conducción y la convección, la transferencia de energía por radiación no requiere la presencia de un medio interpuesto. De hecho, la transferencia de energía por radiación es la más rápida (a la velocidad de la luz) y no sufre atenuación en el vacío.

La velocidad máxima de radiación que puede ser emitida desde una superficie a una temperatura T_s (en K o R) se expresa por la ley de Stefan-Boltzman como:

$$\dot{Q}_{emitida,max} = \sigma A_s T_s^4 \quad (36)$$

Donde

$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ w/m}^2 \cdot \text{K}^4$, o bien $0.1714 \times 10^{-8} \text{ BTU}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{R}^4)$ es la constante de Stefan-Boltzman.

A_s = área superficial del cuerpo que emite radiación.

T_s = temperatura.

2.7 Flujo laminar y turbulento en tubos

El flujo en un tubo puede ser laminar o turbulento, dependiendo de las condiciones del mismo, el flujo sigue líneas de corrientes y como consecuencia, es laminar a velocidades bajas, pero se vuelve turbulento conforme se incrementa la velocidad más allá de un valor crítico. La transición de flujo laminar a turbulento no ocurre de manera repentina, más bien,

se presenta sobre algún intervalo de velocidad, donde el flujo fluctúa entre laminar y turbulento antes de volverse por completo turbulento. La mayor parte de los flujos en tubos que se encuentran en la práctica son turbulentos, el flujo laminar se encuentra cuando fluidos intensamente viscosos, como los aceites, fluyen en tubos de diámetros pequeños o pasos angostos.

El número de Reynolds para el flujo interno se define como:

$$\text{Re} = \frac{\rho V_{prom} D}{\mu} = \frac{V_{prom} D}{\nu} \quad (37)$$

Donde V_{prom} es la velocidad media del fluido, D es el diámetro y $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ es la viscosidad cinemática del fluido.

El flujo en un tubo es laminar para $\text{Re} < 2\,300$, turbulento para $\text{Re} > 10\,000$ y de transición entre estos valores.

2.8 Convección externa forzada

2.8.1 Flujo a través de bancos de tubos

En un intercambiador de calor que contiene un banco de tubos, éstos suelen colocarse en una coraza (y de ahí el nombre de intercambiador de calor de coraza y tubos), en especial cuando el fluido es un líquido, y éste fluye a través del espacio entre los tubos y el casco.

El flujo por el interior de los tubos se puede analizar al considerar el flujo por uno solo de ellos, y al multiplicar los resultados por el número de tubos. Sin embargo, éste no es el caso para el flujo sobre los tubos, ya que influyen sobre el patrón de flujo y el nivel de turbulencia corriente abajo y, por consiguiente, sobre la transferencia de calor hacia ellos o desde ellos, Como se muestra en la fig. 2.7. Por lo tanto cuando se analiza la transferencia de calor desde un banco de tubos en flujo cruzado, se deben considerar a la vez todos los tubos en el haz.

Los tubos en un banco suelen disponerse alineados o escalonados en la dirección del flujo. El diámetro exterior del tubo D se toma como la longitud característica. La disposición de los tubos en el banco se caracteriza por el paso transversal S_T , el paso longitudinal S_L y el paso diagonal S_D entre los centros de los tubos.

El paso diagonal se determina a partir de:

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + (S_T/2)^2} \quad (38)$$

Conforme el fluido entra en el banco, el área de flujo disminuye de $A_1 = S_T L$ hasta $A_T = (S_T - D)L$ entre los tubos y, como consecuencia, la velocidad del flujo aumenta.

En la posición escalonada la velocidad puede aumentar todavía más en la región diagonal si las filas de tubos están muy próximas entre sí. En los bancos de tubos las características del flujo son dominadas por la velocidad máxima $V_{m\acute{a}x}$ que se tiene dentro del banco más que por la velocidad aproximada V . Por lo tanto, el número de Reynolds se define sobre la base de la velocidad máxima como:

$$Re_D = \frac{\rho V_{m\acute{a}x} D}{\mu} = \frac{V_{m\acute{a}x} D}{\nu} \quad (39)$$

La velocidad máxima se determina con base en el requisito de conservación de la masa para el flujo incomprensible estacionario. Para la disposición de alineados, la velocidad máxima se tiene en el área mínima de flujo entre los tubos y la conservación de la masa se puede expresar como $\rho V A_1 = \rho V_{m\acute{a}x} A_C$, o bien $V S_T = V_{m\acute{a}x} (S_T - D)$.

Entonces la velocidad máxima queda:

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad (40)$$

En la posición escalonada el fluido que se aproxima a través del área A_T pasa por el área A_T y después, por el área $2A_D$, conforme se enrolla alrededor del tubo de la fila siguiente. Si $2A_D > A_T$, todavía la velocidad máxima ocurrirá en A_T entre los tubos y, por consiguiente, la relación V_{max} de la ecuación (37) se puede usar para bancos de tubos escalonados. Pero si $2A_D < A_T$ [o sea, si $2(S_D - D) < (S_T - D)$], se tendría la velocidad máxima en las secciones transversales diagonales y, en este caso, esa velocidad máxima queda:

$$\text{Escalonada y } S_D < \left(\frac{S_T + D}{2} \right); \quad V_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V \quad (41)$$

$$\text{Ya que } \rho V A_T = \rho V_{max} (2A_D) \text{ o bien, } V S_T = 2 V_{max} (S_D - D) \quad (42)$$

El flujo a través de banco de tubos se estudia de manera experimental, ya que es demasiado complejo como para tratarse en forma analítica. Principalmente, se tiene interés en el coeficiente de transferencia de calor promedio para todo el banco de tubo, el cual depende del número de filas a lo largo del flujo así como de la disposición y del tamaño de los tubos.

Se han propuesto varias correlaciones, todas basadas en datos experimentales para el número de Nusselt promedio para el flujo cruzado sobre banco de tubos. Más recientemente, *Zukauskas* ha propuesto correlaciones cuya forma general es:

$$Nu = \frac{hD}{k} = C Re_D^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25} \quad (43)$$

Donde los valores de las constantes C , m y n dependen del valor del número de Reynolds, todas las propiedades, excepto Pr_s se deben evaluar a la temperatura media aritmética del fluido.

Las relaciones del número de Nusselt promedio, son para bancos de tubos con 16 o más fila. También se puede usar esas correlaciones para banco de tubos con $N_L < 16$, siempre que se modifique como:

$$Nu_{D,N_L} = F Nu_D \quad (44)$$

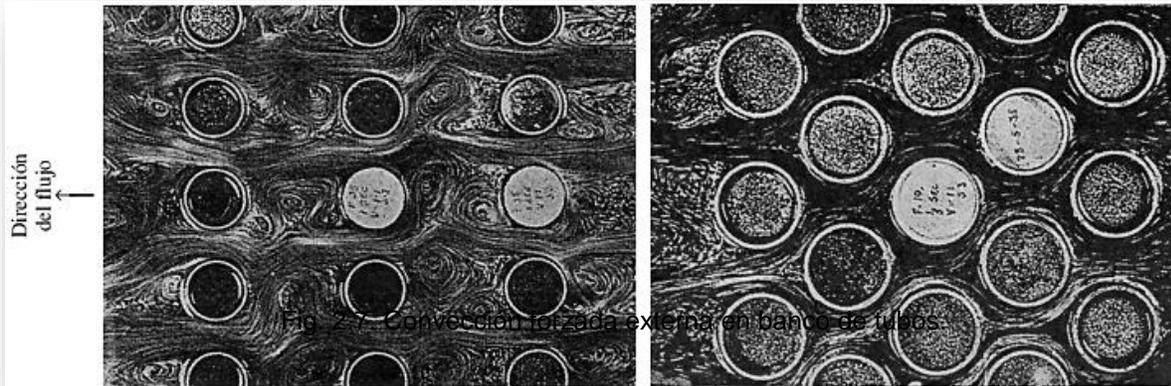


Fig. 2.7. Convección forzada externa en banco de tubos.

2.8.2 Flujo a través de cilindros

El flujo cruzado en un cilindro exhibe patrones complejos, el fluido que se aproxima al cilindro se ramifica y rodea al cilindro, formando una capa límite que lo envuelve, las partículas de fluido sobre el plano medio chocan contra el cilindro en el punto de estancamiento, haciendo que el fluido se detenga por completo y, como consecuencia elevando la presión en ese punto, la presión disminuye en la dirección del flujo, al mismo tiempo que aumenta la velocidad de este último.

El complicado patrón del flujo a través de un cilindro influye mucho sobre la transferencia de calor, ya que en éstos se requieren el coeficiente de calor promedio sobre toda la superficie, de las varias relaciones de este tipo que se disponen para el número de Nusselt promedio en lo relativo al flujo cruzado sobre un cilindro, se presenta la propuesta por Churchill y Bernstein.

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0.3 + \frac{0.62 Re^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + (0.4/Pr)^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282\,000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \quad (45)$$

Esta relación es bastante completa en el sentido de que correlaciona bien los datos de los que se disponen para $RePr > 0.2$. Las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura de película. La cual es el promedio de las temperaturas de la corriente libre (T_∞) y de la superficie (T_s).

$$T_m = \frac{1}{2}(T_\infty + T_s) \quad (46)$$

La relación para los cilindros antes dados son para un solo cilindro o para cilindros orientados de tal forma que el flujo sobre ellos no resulte afectado por la presencia de otros. Asimismo son aplicables a superficies lisas.

2.8.3 Coeficiente de transferencia en coraza

Cuando se emplea deflectores o baffles el coeficiente de transferencia de calor es mayor que cuando no se emplean. En este último caso el coeficiente de transferencia de calor es calculado con el diámetro equivalente D_e , calculado para intercambiadores de doble-tubo. Para intercambiadores con deflectores, el alto coeficiente de calor resulta del incremento de la turbulencia. Las correlaciones obtenidas para flujos en tubos no son aplicables para flujo con deflectores.

Kern sugiere la siguiente correlación:

$$\frac{h_o D_e}{k} = 0.36 \left(\frac{D_e G_s}{\mu} \right)^{0.55} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (47)$$

Para el cálculo de D_e del arreglo triangular se tiene:

$$D_e = \frac{4 \left(\frac{S_T^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi D_o^2}{8} \right)}{\pi D_o / 2} \quad (48)$$

Para el área transversal A, la ecuación queda:

$$A = \frac{D_i C B}{S_T} \quad (49)$$

$$G_s = \frac{m_s}{A_s} \quad (50)$$

Donde S_T es la distancia centro a centro, D_i es el diámetro Interior de la carcaza, C es el espacio entre tubos y B es el espacio entre los deflectores del haz de tubos.

2.9 Convección interna forzada

2.9.1 Flujos turbulentos en tubos.

El flujo turbulento se utiliza de manera común en la práctica debido a los coeficientes más altos de transferencia de calor asociados con él. Para el flujo turbulento completamente desarrollado en tubos lisos, se puede obtener una relación simple para el número de Nusselt la cual se presenta a continuación:

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (51)$$

Donde $n = 0.4$ para el calentamiento y 0.3 para el enfriamiento del fluido por el tubo, las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura media.

Cuando la diferencia de temperaturas entre el fluido y la pared es muy grande, puede ser necesario usar un factor de corrección para tomar en cuenta las viscosidades diferentes cerca de la pared y en el centro del tubo.

Capítulo 3

Hoja de Cálculo

3.1 Intercambiador de calor actual



Fig. 3.1. Intercambiadores de calor actuales en la C.H. Belisario Domínguez.

Tabla 3.1 Tabla de datos correspondientes a los intercambiadores de calor originales

| Propiedades | Datos |
|--|--|
| Temperatura entrada agua | 24°C |
| Temperatura salida agua | 27°C |
| Temperatura entrada aceite | 50°C |
| Temperatura salida aceite | 38°C |
| Caudal entrada agua a la carcaza ($Q_{carcaza}$) | 4545 L/min = 0.07575 m ³ /s |
| Caudal de agua en un tubo (Q_{agua}) | 16.1743 L/min = 269.57 x10 ⁻⁶ m ³ /s |
| Número de tubos | 562 |
| Calibre | 18 |
| Diámetro exterior | 3/8" = 9.525x10 ⁻³ m |
| Diámetro interior | 0.277" = 7.0358x10 ⁻³ m |
| Longitud | 94 5/16" = 2.3955 m |
| Arreglo | Triangular |

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección en el interior del tubo.

De la ecuación de continuidad, para encontrar la V_{agua} se despeja:

$$V_{agua} = \frac{Q_{agua}}{A_{int}}$$

Sustituyendo el valor del diámetro interior para encontrar el valor del área interna.

$$A_{int} = \frac{\pi d_{int}^2}{4} \quad \therefore A_{int} = \frac{\pi}{4} (7.0358 \times 10^{-3} \text{ m})^2 = 38.879 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

Sustituyendo A_{int} nos queda la velocidad de agua dentro de un tubo:

$$V_{agua} = \frac{269.57 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{38.8791 \times 10^{-6} \text{ m}^2} = 6.9335 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

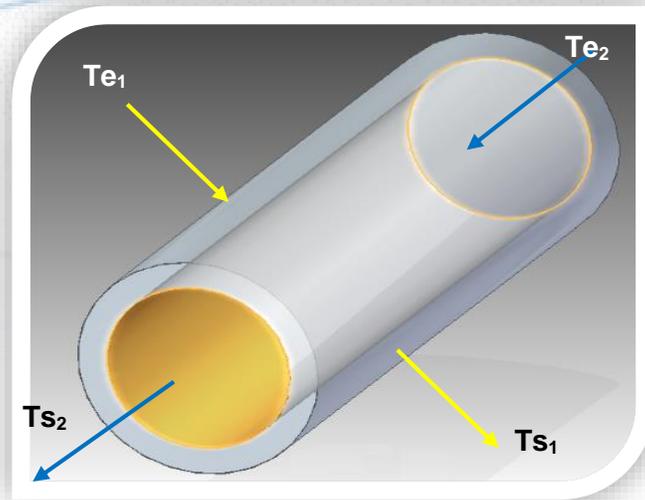


Fig. 3.2 Representación de la transferencia de calor en un tubo del intercambiador.

De la ecuación (46) tenemos que:

$$T_{m,agua} = \frac{T_{c,ent} + T_{c,sal}}{2} = \frac{24 + 27}{2} = 25.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Interpolando se encuentran que las propiedades del agua son las siguientes:

Tabla 3.2 Propiedades del agua @ 25.5°C

| Propiedades | | Datos | |
|-----------------------|--------|-------------------------|----------------------|
| Temperatura | | 25.5 | °C |
| Densidad | ρ | 996.9 | (kg/m ³) |
| Capacidad calorífica | C_p | 4.1798X10 ³ | (J/kg·°K) |
| Conductividad térmica | k | 0.6078 | (W/m·°K) |
| Viscosidad Dinámica | μ | 8.817 X10 ⁻⁴ | (kg/m·s) |
| Prandtl | Pr | 6.068 | |

Sabiendo el valor de la viscosidad dinámica y la densidad, se procede al cálculo de la viscosidad cinemática:

$$v_{agua} = \frac{\mu_{agua}}{\rho_{agua}} = \frac{8.817 \times 10^{-4} \frac{kg}{m \cdot s}}{996.9 \frac{kg}{m^3}} = 884.441 \times 10^{-9} \frac{m^2}{s}$$

Para el cálculo del flujo másico $\dot{m}_{agua} = \rho_{agua} VA = Q_{carcaza} \rho_{agua}$

Y sustituyendo valores se tiene:

$$\dot{m}_{agua} = Q_{carcaza} \rho_{agua} = \left(0.07575 \frac{m^3}{s}\right) \left(996.9 \frac{kg}{m^3}\right) = 75.515 \frac{kg}{s}$$

Cálculo de número de Reynolds

Se calcula ahora el número de Reynolds para conocer el régimen de circulación de la ecuación (37):

$$Re_{agua} = \frac{\rho_{agua} V_{agua} D_{int}}{\mu_{agua}} = \frac{\left(996.9 \frac{kg}{m^3}\right) \left(6.9335 \frac{m}{s}\right) \left(7.0358 \times 10^{-3} m\right)}{\left(8.817 \times 10^{-4} \frac{kg}{m \cdot s}\right)}$$

$$Re = 55\ 156.507$$

∴ El flujo es turbulento

Utilizando la ecuación (51), mejor conocida como la ecuación de Dittus y Boelter calculamos Nusselt con $n = 0.4$ debido a que el agua se calienta.

$$Nu_{int} = \frac{h_{int} D_{int}}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} = 0.023 (55\ 156.507)^{0.8} (6.068)^{0.4} = 293.916$$

Se despeja de la ecuación el coeficiente de transferencia de calor por convección en el interior del tubo:

$$h_{int} = \frac{k}{D_{int}} Nu_{int} = \frac{0.6078 \frac{W}{m \cdot K}}{7.0358 \times 10^{-3}} (293.916) = 25390.45 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$\therefore h_{int} = 25390.45 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Ahora se procede a calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección del aceite.

Nuevamente, de la ecuación (46) pero aplicado al aceite tenemos que:

$$T_{m,aceite} = \frac{T_{h,ent} + T_{h,sal}}{2} = \frac{50 + 38}{2} = 44^{\circ}C$$

Interpolando se encuentran que las propiedades del aceite son las siguientes:

Tabla 3.3 Propiedades del aceite @ 44°C

| Propiedades | | Datos | |
|-----------------------|--------|------------------------|----------------------|
| Temperatura | | 44 | °C |
| Densidad | ρ | 873.58 | (kg/m ³) |
| Capacidad calorífica | C_p | 1.9808X10 ³ | (J/kg·°K) |
| Conductividad térmica | k | 0.1436 | (W/m·°K) |
| Viscosidad Dinámica | μ | 0.18896 | (kg/m·s) |
| Prandtl | Pr | 2585.6 | |

Para el cálculo del flujo másico $\dot{m}_{aceite} = \rho_{aceite} VA = Q_{aceite} \rho_{aceite}$

Suponiendo que el calor \dot{Q}_1 es el calor que el aceite intercambia (pierde calor) y \dot{Q}_2 es el calor que el agua absorbe, se sabe que es la misma cantidad de calor por lo que $\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2$

De la ecuación (6) tenemos que: $\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 C_{p1} (T_{e1} - T_{s1})$ y $\dot{Q}_2 = \dot{m}_2 C_{p2} (T_{s2} - T_{e2})$

Del balance térmico tenemos que:

$$\dot{m}_1 C_{p1} (T_{e1} - T_{s1}) = \dot{m}_2 C_{p2} (T_{s2} - T_{e2})$$

Por lo que al despejar \dot{m}_1 el flujo másico del aceite:

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{m}_2 C_{p2} (T_{s2} - T_{e2})}{C_{p1} (T_{e1} - T_{s1})}$$

Y tenemos que el flujo másico del agua es: $\dot{m}_2 = \dot{m}_{agua} = 75.515 \frac{kg}{s}$

De las tablas 3.2 y 3.3 se obtienen los valores de las Cp_1 y Cp_2 , y de la tabla 3.1 se obtienen los valores de las temperaturas de entrada y salida del agua y aceite.

$$\text{El } Cp_1 = 1.9808 \times 10^3 \frac{J}{Kg^\circ K} \text{ aceite y el } Cp_2 = 4.1798 \times 10^3 \frac{J}{Kg^\circ K} \text{ agua.}$$

$$(Te_1 - Ts_1) = (50^\circ C - 38^\circ C) = 12^\circ C + 273^\circ = 285^\circ K$$

$$(Ts_2 - Te_2) = (27^\circ C - 24^\circ C) = 3^\circ C + 273^\circ = 276^\circ K$$

Por lo tanto el flujo másico del aceite es:

$$\dot{m}_1 = \frac{\left(71.515 \frac{kg}{s}\right) \left(4.1798 \times 10^3 \frac{J}{kg^\circ K}\right) (276^\circ K)}{1.9808 \times 10^3 \frac{J}{Kg^\circ K} (285^\circ K)} = 146.142 \frac{Kg}{s}$$

Cálculo del calor absorbido por el agua:

$$\dot{Q}_2 = \frac{\dot{m}_2 Cp_2 (Ts_2 - Te_2)}{\text{número de bancos de tubos}} = \frac{75.515 \frac{kg}{s} \left(4.17998 \times 10^3 \frac{J}{Kg^\circ C}\right) (27 - 24)^\circ C}{84 \text{ bancos de tubos}} = 11.2733 kW$$

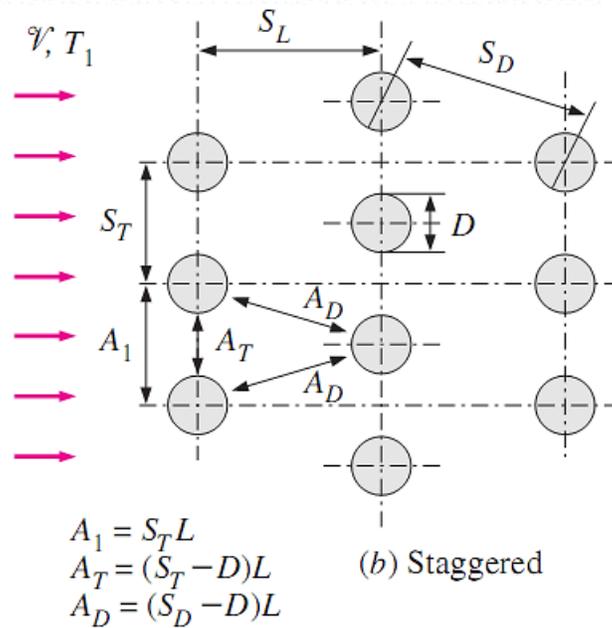


Fig. 3.3 Arreglo de intercambiadores de calor de forma escalonada o alternada.

Ahora se procede a calcular el flujo a través del banco de tubos, para encontrar la convección externa forzada.

Donde:

$$S_i = 0.0222m \quad D = 0.0095m \quad D_{i,carcaza} = 0.3353m$$

$$S_L = 0.0063m \quad S_D = 0.0098m \quad B = 0.1047m$$

Por lo que:

$$A_1 = S_i L = (0.0222m)(2.3955m) = 0.0531m^2$$

$$A_T = (S_i - D)L = (0.0222m - 0.0095m)(2.3955m) = 0.0304m^2$$

$$A_D = (S_d - D)L = (0.0098m - 0.0095m)(2.3955m) = 0.00071m^2$$

Entonces $2A_D = 0.00143$, por lo que $2A_D < A_T$

Por lo tanto, se tendrá la velocidad máxima en las secciones transversales diagonales, y se emplea la ecuación (41)

$$V_{\max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V$$

Nota: Debido a que no se cuenta con una velocidad promedio V , se procederá a la ejecución del siguiente enfoque para encontrar el número de Reynolds.



Fig. 3.4 Arreglo escalón o alternado del intercambiador de calor de la C.H. Belisario Domínguez.

Para ello se sabe que el arreglo del intercambiador es del tipo triangular, entonces se puede aplicar la ecuación (47)

$$D_e = \frac{4 \left(\frac{S_T^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi D_o^2}{8} \right)}{\pi D_o / 2} = \frac{4 \left(\frac{(0.0222)^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi (0.0095)^2}{8} \right)}{\pi (0.0095) / 2} = 0.04770m$$

Seguido del cálculo del área transversal, dada por la ecuación (49)

$$A = \frac{D_{i,carcaza} C * B}{S_T} = \frac{D_{i,carcaza} (S_T - D) * B}{S_T} = \frac{0.3353(0.0222 - 0.0095)0.1047}{0.0222} = 0.0200m^2$$

$$G_s = \frac{m_s}{A_s} = \frac{\dot{m}_1}{A_s} = \frac{146.142 \frac{Kg}{s}}{0.02m^2} = 7276.86 \frac{Kg \cdot m^2}{s}$$

$$Re = \frac{D_e G_s}{\mu} = \frac{(0.04770m) \left(7276.86 \frac{Kg \cdot m^2}{s} \right)}{0.18896 \frac{Kg}{m \cdot s}} = 1836.93$$

Para poder aplicar la ecuación (47) se requieren las propiedades a una temperatura promedio, aplicando la ecuación (46) se tiene que:

$$T_m = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{50+38}{2} \right) + \left(\frac{24+27}{2} \right) \right] = 34.75^\circ C$$

Tabla 3.4 Propiedades del aceite @ 34.75°C

| Propiedades | | Datos | |
|-----------------------|--------|----------|----------------------|
| Temperatura | | 34.75 | °C |
| Densidad | ρ | 879.388 | (kg/m ³) |
| Capacidad calorífica | C_p | 1940.76 | (J/kg·°K) |
| Conductividad térmica | k | 0.144568 | (W/m·°K) |
| Viscosidad Dinámica | μ | 0.391216 | (kg/m·s) |
| Prandtl | Pr | 5174.28 | |

Para cuestiones de cálculos, los datos de la tabla 3.4 de igual manera se obtienen del aceite para motor sin usar, ver anexos.

Sustituyendo y despejando en la ecuación (47), se puede obtener el coeficiente de transferencia de calor por convección.

$$\frac{h_o D_e}{k} = 0.36 \left(\frac{D_e G_s}{\mu} \right)^{0.55} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

∴

$$\frac{h_o D_e}{k} = 0.36 \left[\frac{(0.0477)(7276.86)}{0.18896} \right]^{0.55} \left[\frac{(1.9808 \times 10^3) 0.18896}{0.1436} \right]^{1/3} \left(\frac{0.18896 \frac{Kg}{m \cdot s}}{0.391216 \frac{Kg}{m \cdot s}} \right)^{0.14}$$

$$h_o = \frac{0.1436 \frac{W}{m^2 K}}{0.04770 m} \left[0.36 (1836.93)^{0.55} (2585.6)^{1/3} \left(\frac{0.18896 \frac{Kg}{ms}}{0.391216 \frac{Kg}{ms}} \right)^{0.14} \right]$$

$$\therefore h_o = 838.423 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Se procede a calcular el coeficiente global de transferencia con la ecuación (4)

$$\frac{1}{UA_s} = R = \frac{1}{h_i A_i} + R_{pared} + \frac{1}{A_o h_o}$$

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{25390.45 \frac{W}{m^2 \cdot K}} \right) + \left(\frac{1}{838.423 \frac{W}{m^2 \cdot K}} \right)} \Rightarrow U = 811.622 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Cálculo del área

Es necesario calcular el área en función de la longitud del tubo con la ayuda de la ecuación:

$$A = \pi DL = \pi (7.0358 \times 10^{-3}) L$$

Cálculo de la superficie total de transferencia de calor:

$$\dot{q} = UA(LMTD)F$$

$$\Delta T_1 = (T_{h,ent} - T_{c,sal}) = (50 - 27)^\circ C = 23^\circ C$$

$$\Delta T_2 = (T_{h,sal} - T_{c,ent}) = (38 - 24)^\circ C = 14^\circ C$$

$$\Delta T_1 - \Delta T_2 = (23 - 14)^\circ\text{C} = 9^\circ\text{C}$$

$$\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right) = \ln\left(\frac{23}{14}\right) = 0.4964$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{9^\circ\text{C}}{0.4964} = 18.1292^\circ\text{C}$$

Para encontrar el valor de F

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{27 - 24}{50 - 24} = 0.11538$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{50 - 38}{27 - 24} = 4$$

$$\therefore F = 0.99$$

$$(LMTD)F = 18.1292 * 0.99 = 17.948^\circ\text{C}$$

$$11273.3\text{W} = 811.622 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}} (0.0221036\text{m} \cdot L) (17.948^\circ\text{C})$$

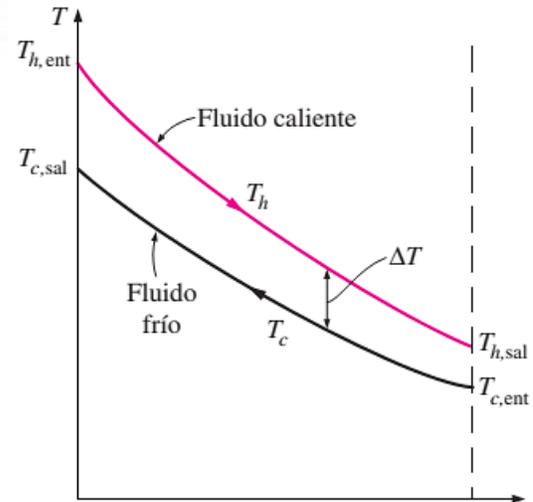


Fig. 3.5 Gráfica de la variación de las temperaturas en un intercambiador de calor.

$$\Rightarrow L = 35m$$

Si desea, podemos diseñar un intercambiador de 16 pasos, cada tramo quedaría de 2.2m aproximadamente. El número de pasos de los tubos puede variar según requerido o deseado.

Entonces se necesita 35 m de tubo por cada banco de 0.0070358 m de diámetro para lograr la transferencia de calor establecida y las temperaturas respectivas. Este diámetro es estándar, si se desea un diámetro diferente, habría que realizar nuevamente los cálculos, de manera que se tendría que modificar la ecuación del cálculo del área.

Se pretende usar las mismas bombas, la bomba llamada principal tipo tornillo, de posición vertical accionada por un motor eléctrico de 30 HP trifásico, cuya velocidad es de 786 r.p.m., marca *Allweiter* SNF 1700 – 46. Y se respetará el uso de la misma bomba de respaldo cuya marca es *Allweiter*, pero del tipo SNH 940 – 46 de posición horizontal, con una capacidad de gasto de 1110 Lt/min. A una velocidad de 1760 r.p.m.



Fig. 3.6 Gráfica de la relación existente entre el calor absorbido por los bancos de tubos.

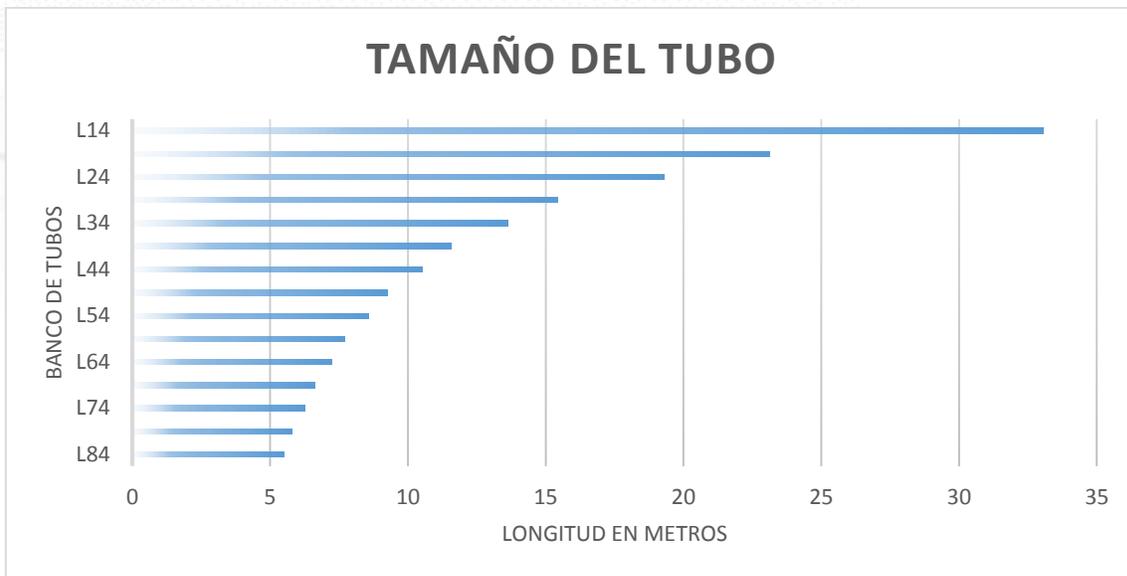


Fig.3.7 Gráfica de la relación de la longitud de la tubería dado el número de bancos de tubos.

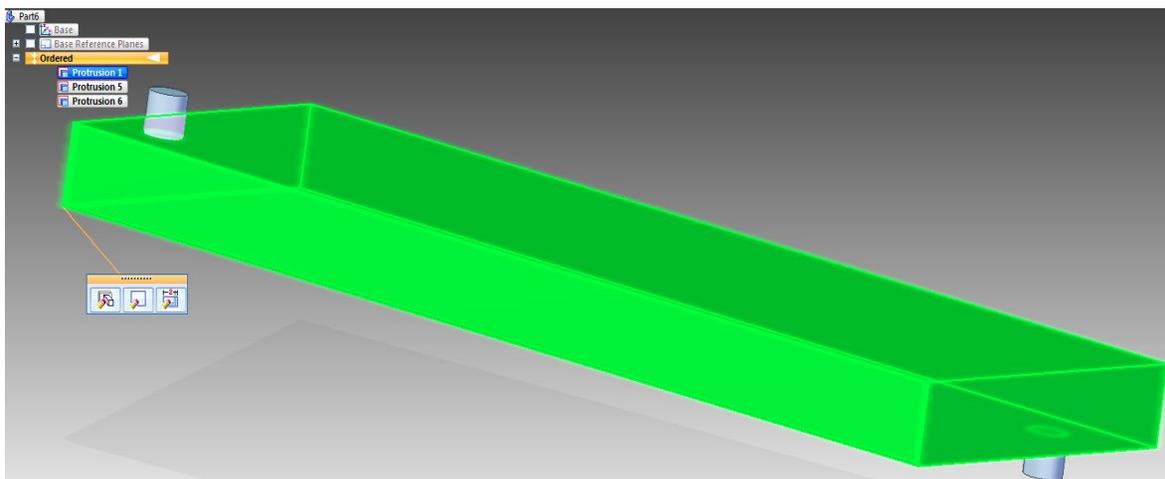


Fig. 3.8 Diseño de la carcasa del intercambiador de calor tipo carcasa y tubo, que se pretende emplear.

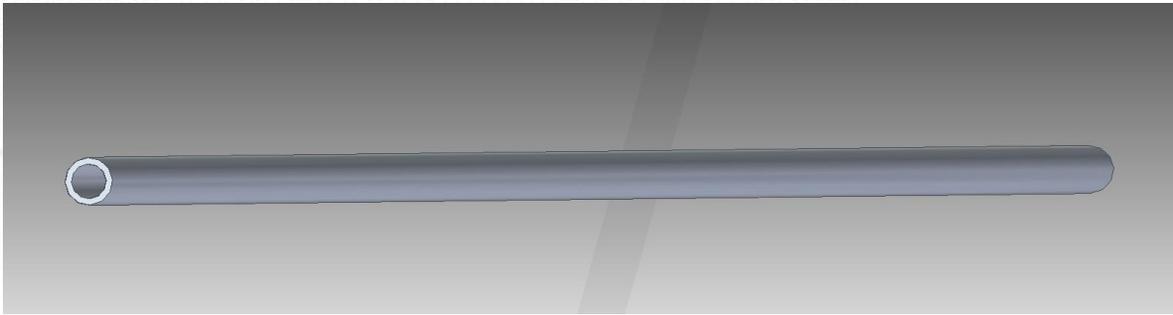


Fig.3.9 Tubo del intercambiador de calor de 2.2 m por 9.525 mm de diámetro exterior, utilizado para el diseño del intercambiador propuesto.

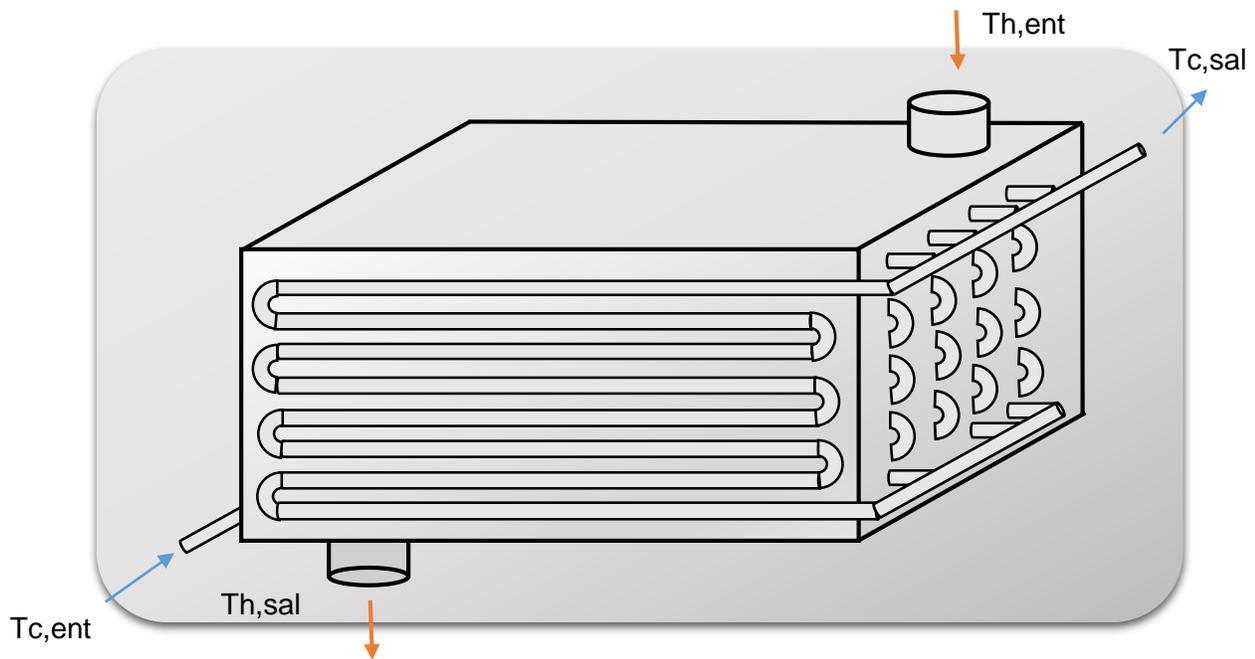


Fig. 3.10. Intercambiador de calor de carcaza y bancos de tubos.

La siguiente tabla nos sirve para identificar con mayor facilidad las características del intercambiador propuesto.

Tabla 3.5. Características del intercambiador de calor con toda la información obtenida.

| <i>Intercambiador de calor de tubos y corazas.</i> | |
|---|----------------------|
| <i>Temperatura de entrada de agua</i> | 24°C |
| <i>Temperatura de salida de agua</i> | 27°C |
| <i>Temperatura de entrada de aceite</i> | 50°C |
| <i>Temperatura de salida de aceite</i> | 38°C |
| <i>No. De pasos</i> | 16 |
| <i>No. De bancos</i> | 84 |
| <i>Diámetro interior de los tubos</i> | 7.0358 mm |
| <i>Diámetro exterior de los tubos</i> | 9.525 mm |
| <i>Longitud de los tubos</i> | 35 m |
| <i>Longitud de los tubos de acuerdo con No. De pasos</i> | 2.2 m |
| <i>Velocidad del agua en un tubo</i> | 6.9335 $\frac{m}{s}$ |

Capítulo 4

Conclusiones y Recomendaciones

En el desarrollo de la residencia se obtuvo conocimientos acordes al tema del proyecto, así como temas afines a la carrera de ingeniería mecánica.

Se estudió el tema de los intercambiadores de calor, recapitulando tópicos de los semestres pasados y agregando nuevos conocimientos.

Para el análisis y entendimiento de los intercambiadores de calor es necesario identificar cada uno de los diferentes tipos y poderlos clasificar de acuerdo a su operación, fabricación y superficie de intercambio.

De lo analizado se puede destacar que para la asignación de flujos, se sabe que el fluido a mayor presión, el fluido más corrosivo y los fluidos más sucios van en los tubos, mientras que por otro lado el fluido con menor pérdida de presión va en la carcasa.

Para el diseño del intercambiador se requiere considerar distintos factores, como lo son las necesidades de transferencia, el costo, el tamaño físico y las características de presión.

El diseño térmico de los intercambiadores es un área en donde tienen numerosas aplicaciones los principios de transferencia de calor. El diseño real de un intercambiador de calor es un problema mucho más complicado que el análisis de transferencia de calor, porque en la selección del diseño final juega un papel muy importante los costos, el tamaño, y las condiciones económicas.

Ahora bien, retomando los resultados obtenidos, se puede decir que la aplicación del intercambiador puede ser real, puesto que se encontraron diferentes formas de satisfacer las necesidades de transferencia de calor. Cabe mencionar, aunque el diseño del intercambiador propuesto (intercambiador de calor con carcasa y banco de tubos, con 16 pasos y 84 bancos de tubos) cumple satisfactoriamente con las necesidades establecidas, al igual que el intercambiador actual, efectúa su trabajo, las ventajas del intercambiador propuesto serían el tamaño que ocupa.

Debido al tamaño del intercambiador se logra una mayor facilidad en el mantenimiento del mismo, sin hacer maniobras que podrían poner en peligro al personal.

Los pasos del intercambiador se aumentaron para tener un mejor aprovechamiento del espacio, además de que disminuyeron los bancos del intercambiador.

La finalidad del proyecto era el diseño de un intercambiador de calor horizontal que satisfaga las necesidades de transferencia, esta propuesta cumple con lo establecido.

Para una mejora en la transferencia de calor, existen distintas acciones que podemos tomar y poner en práctica, la implementación de una bomba más eficaz para que el flujo másico sea mayor, por ende habrá mayor transferencia de calor, la implementación de otro material para la construcción del intercambiador, para aumentar la conductividad térmica (k).

Para realizar los cálculos se recomienda hacer uso de algún software como Excel, Engineering Equation Solver (EES), MatLab u otro de la misma índole. Debido a la complejidad de determinados cálculos, para una mejor confiabilidad de que no haya errores al desarrollarlo matemáticamente.

Referencias bibliográficas y virtuales

- 1) Transferencia de calor y masas. Un enfoque práctico, Yunus A. Çengel, tercera edición, Mc Graw Hill.
 - 2) Transferencia de calor, J. P. Holman, octava edición, Mc Graw Hill.
 - 3) Termodinámica, *Yunus A. Çengel*, séptima edición, Mc Graw Hill.
 - 4) Heat Transfer, Adrian Bejan, John Wiley & Sons, Inc. 1993.
 - 5) Memoria Técnica C.H. Belisario Domínguez. La Angostura. 2003.
 - 6) Introducción a Solid Edge. Powering Collaborative Commerce. 2001
 - 7) Heat-Exchanger-Design-Handbook. T. Kuppan. Marcel Dekker, Inc. 2000.
- A. http://www.oeltechnik.com/sites_en/compet_shellandtubeheatexchanger_en.html
 - B. <http://www.admiraltyindustries.com/es/cobre-niquel-c71500/>
 - C. <http://www.ula.ve/ingenieria/csalas/OP2/CARCAZATUB.pdf>

Anexos

ANEXO A

Tabla de Propiedades del agua saturada.

Propiedades del agua saturada

| Temp., T °C | Presión de saturación, P _{sat} , kPa | Densidad, ρ kg/m ³ | | Entalpía de vaporización, h _g , kJ/kg | Calor específico, c _p , J/kg · K | | Conductividad térmica, k W/m · K | | Viscosidad dinámica, μ kg/m · s | | Número de Prandtl, Pr | | Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K |
|----------------|--|----------------------------------|--------|---|--|--------|-------------------------------------|--------|------------------------------------|--------------------------|-----------------------|-------|--|
| | | Líquido | Vapor | | Líquido | Vapor | Líquido | Vapor | Líquido | Vapor | Líquido | Vapor | |
| 0.01 | 0.6113 | 999.8 | 0.0048 | 2 501 | 4 217 | 1 854 | 0.561 | 0.0171 | 1.792 × 10 ⁻³ | 0.922 × 10 ⁻⁵ | 13.5 | 1.00 | -0.068 × 10 ⁻³ |
| 5 | 0.8721 | 999.9 | 0.0068 | 2 490 | 4 205 | 1 857 | 0.571 | 0.0173 | 1.519 × 10 ⁻³ | 0.934 × 10 ⁻⁵ | 11.2 | 1.00 | 0.015 × 10 ⁻³ |
| 10 | 1.2276 | 999.7 | 0.0094 | 2 478 | 4 194 | 1 862 | 0.580 | 0.0176 | 1.307 × 10 ⁻³ | 0.946 × 10 ⁻⁵ | 9.45 | 1.00 | 0.733 × 10 ⁻³ |
| 15 | 1.7051 | 999.1 | 0.0128 | 2 466 | 4 186 | 1 863 | 0.589 | 0.0179 | 1.138 × 10 ⁻³ | 0.959 × 10 ⁻⁵ | 8.09 | 1.00 | 0.138 × 10 ⁻³ |
| 20 | 2.339 | 998.0 | 0.0173 | 2 454 | 4 182 | 1 867 | 0.598 | 0.0182 | 1.002 × 10 ⁻³ | 0.973 × 10 ⁻⁵ | 7.01 | 1.00 | 0.195 × 10 ⁻³ |
| 25 | 3.169 | 997.0 | 0.0231 | 2 442 | 4 180 | 1 870 | 0.607 | 0.0186 | 0.891 × 10 ⁻³ | 0.987 × 10 ⁻⁵ | 6.14 | 1.00 | 0.247 × 10 ⁻³ |
| 30 | 4.246 | 996.0 | 0.0304 | 2 431 | 4 178 | 1 875 | 0.615 | 0.0189 | 0.798 × 10 ⁻³ | 1.001 × 10 ⁻⁵ | 5.42 | 1.00 | 0.294 × 10 ⁻³ |
| 35 | 5.628 | 994.0 | 0.0397 | 2 419 | 4 178 | 1 880 | 0.623 | 0.0192 | 0.720 × 10 ⁻³ | 1.016 × 10 ⁻⁵ | 4.83 | 1.00 | 0.337 × 10 ⁻³ |
| 40 | 7.384 | 992.1 | 0.0512 | 2 407 | 4 179 | 1 885 | 0.631 | 0.0196 | 0.653 × 10 ⁻³ | 1.031 × 10 ⁻⁵ | 4.32 | 1.00 | 0.377 × 10 ⁻³ |
| 45 | 9.593 | 990.1 | 0.0655 | 2 395 | 4 180 | 1 892 | 0.637 | 0.0200 | 0.596 × 10 ⁻³ | 1.046 × 10 ⁻⁵ | 3.91 | 1.00 | 0.415 × 10 ⁻³ |
| 50 | 12.35 | 988.1 | 0.0831 | 2 383 | 4 181 | 1 900 | 0.644 | 0.0204 | 0.547 × 10 ⁻³ | 1.062 × 10 ⁻⁵ | 3.55 | 1.00 | 0.451 × 10 ⁻³ |
| 55 | 15.76 | 985.2 | 0.1045 | 2 371 | 4 183 | 1 908 | 0.649 | 0.0208 | 0.504 × 10 ⁻³ | 1.077 × 10 ⁻⁵ | 3.25 | 1.00 | 0.484 × 10 ⁻³ |
| 60 | 19.94 | 983.3 | 0.1304 | 2 359 | 4 185 | 1 916 | 0.654 | 0.0212 | 0.467 × 10 ⁻³ | 1.093 × 10 ⁻⁵ | 2.99 | 1.00 | 0.517 × 10 ⁻³ |
| 65 | 25.03 | 980.4 | 0.1614 | 2 346 | 4 187 | 1 926 | 0.659 | 0.0216 | 0.433 × 10 ⁻³ | 1.110 × 10 ⁻⁵ | 2.75 | 1.00 | 0.548 × 10 ⁻³ |
| 70 | 31.19 | 977.5 | 0.1983 | 2 334 | 4 190 | 1 936 | 0.663 | 0.0221 | 0.404 × 10 ⁻³ | 1.126 × 10 ⁻⁵ | 2.55 | 1.00 | 0.578 × 10 ⁻³ |
| 75 | 38.58 | 974.7 | 0.2421 | 2 321 | 4 193 | 1 948 | 0.667 | 0.0225 | 0.378 × 10 ⁻³ | 1.142 × 10 ⁻⁵ | 2.38 | 1.00 | 0.607 × 10 ⁻³ |
| 80 | 47.39 | 971.8 | 0.2935 | 2 309 | 4 197 | 1 962 | 0.670 | 0.0230 | 0.355 × 10 ⁻³ | 1.159 × 10 ⁻⁵ | 2.22 | 1.00 | 0.653 × 10 ⁻³ |
| 85 | 57.83 | 968.1 | 0.3536 | 2 296 | 4 201 | 1 977 | 0.673 | 0.0235 | 0.333 × 10 ⁻³ | 1.176 × 10 ⁻⁵ | 2.08 | 1.00 | 0.670 × 10 ⁻³ |
| 90 | 70.14 | 965.3 | 0.4235 | 2 283 | 4 206 | 1 993 | 0.675 | 0.0240 | 0.315 × 10 ⁻³ | 1.193 × 10 ⁻⁵ | 1.96 | 1.00 | 0.702 × 10 ⁻³ |
| 95 | 84.55 | 961.5 | 0.5045 | 2 270 | 4 212 | 2 010 | 0.677 | 0.0246 | 0.297 × 10 ⁻³ | 1.210 × 10 ⁻⁵ | 1.85 | 1.00 | 0.716 × 10 ⁻³ |
| 100 | 101.33 | 957.9 | 0.5978 | 2 257 | 4 217 | 2 029 | 0.679 | 0.0251 | 0.282 × 10 ⁻³ | 1.227 × 10 ⁻⁵ | 1.75 | 1.00 | 0.750 × 10 ⁻³ |
| 110 | 143.27 | 950.6 | 0.8263 | 2 230 | 4 229 | 2 071 | 0.682 | 0.0262 | 0.255 × 10 ⁻³ | 1.261 × 10 ⁻⁵ | 1.58 | 1.00 | 0.798 × 10 ⁻³ |
| 120 | 198.53 | 943.4 | 1.121 | 2 203 | 4 244 | 2 120 | 0.683 | 0.0275 | 0.232 × 10 ⁻³ | 1.296 × 10 ⁻⁵ | 1.44 | 1.00 | 0.858 × 10 ⁻³ |
| 130 | 270.1 | 934.6 | 1.496 | 2 174 | 4 263 | 2 177 | 0.684 | 0.0288 | 0.213 × 10 ⁻³ | 1.330 × 10 ⁻⁵ | 1.33 | 1.01 | 0.913 × 10 ⁻³ |
| 140 | 361.3 | 921.7 | 1.965 | 2 145 | 4 286 | 2 244 | 0.683 | 0.0301 | 0.197 × 10 ⁻³ | 1.365 × 10 ⁻⁵ | 1.24 | 1.02 | 0.970 × 10 ⁻³ |
| 150 | 475.8 | 916.6 | 2.546 | 2 114 | 4 311 | 2 314 | 0.682 | 0.0316 | 0.183 × 10 ⁻³ | 1.399 × 10 ⁻⁵ | 1.16 | 1.02 | 1.025 × 10 ⁻³ |
| 160 | 617.8 | 907.4 | 3.256 | 2 083 | 4 340 | 2 420 | 0.680 | 0.0331 | 0.170 × 10 ⁻³ | 1.434 × 10 ⁻⁵ | 1.09 | 1.05 | 1.145 × 10 ⁻³ |
| 170 | 791.7 | 897.7 | 4.119 | 2 050 | 4 370 | 2 490 | 0.677 | 0.0347 | 0.160 × 10 ⁻³ | 1.468 × 10 ⁻⁵ | 1.03 | 1.05 | 1.178 × 10 ⁻³ |
| 180 | 1 002.1 | 887.3 | 5.153 | 2 015 | 4 410 | 2 590 | 0.673 | 0.0364 | 0.150 × 10 ⁻³ | 1.502 × 10 ⁻⁵ | 0.983 | 1.07 | 1.210 × 10 ⁻³ |
| 190 | 1 254.4 | 876.4 | 6.388 | 1 979 | 4 460 | 2 710 | 0.669 | 0.0382 | 0.142 × 10 ⁻³ | 1.537 × 10 ⁻⁵ | 0.947 | 1.09 | 1.280 × 10 ⁻³ |
| 200 | 1 553.8 | 864.3 | 7.852 | 1 941 | 4 500 | 2 840 | 0.663 | 0.0401 | 0.134 × 10 ⁻³ | 1.571 × 10 ⁻⁵ | 0.910 | 1.11 | 1.350 × 10 ⁻³ |
| 220 | 2 318 | 840.3 | 11.60 | 1 859 | 4 610 | 3 110 | 0.650 | 0.0442 | 0.122 × 10 ⁻³ | 1.641 × 10 ⁻⁵ | 0.865 | 1.15 | 1.520 × 10 ⁻³ |
| 240 | 3 344 | 813.7 | 16.73 | 1 767 | 4 760 | 3 520 | 0.632 | 0.0487 | 0.111 × 10 ⁻³ | 1.712 × 10 ⁻⁵ | 0.836 | 1.24 | 1.720 × 10 ⁻³ |
| 260 | 4 688 | 783.7 | 23.69 | 1 663 | 4 970 | 4 070 | 0.609 | 0.0540 | 0.102 × 10 ⁻³ | 1.788 × 10 ⁻⁵ | 0.832 | 1.35 | 2.000 × 10 ⁻³ |
| 280 | 6 412 | 750.8 | 33.15 | 1 544 | 5 280 | 4 835 | 0.581 | 0.0605 | 0.094 × 10 ⁻³ | 1.870 × 10 ⁻⁵ | 0.854 | 1.49 | 2.380 × 10 ⁻³ |
| 300 | 8 581 | 713.8 | 46.15 | 1 405 | 5 750 | 5 980 | 0.548 | 0.0695 | 0.086 × 10 ⁻³ | 1.965 × 10 ⁻⁵ | 0.902 | 1.69 | 2.950 × 10 ⁻³ |
| 320 | 11 274 | 667.1 | 64.57 | 1 239 | 6 540 | 7 900 | 0.509 | 0.0836 | 0.078 × 10 ⁻³ | 2.084 × 10 ⁻⁵ | 1.00 | 1.97 | — |
| 340 | 14 586 | 610.5 | 92.62 | 1 028 | 8 240 | 11 870 | 0.469 | 0.110 | 0.070 × 10 ⁻³ | 2.255 × 10 ⁻⁵ | 1.23 | 2.43 | — |
| 360 | 18 651 | 528.3 | 144.0 | 720 | 14 690 | 25 800 | 0.427 | 0.178 | 0.060 × 10 ⁻³ | 2.571 × 10 ⁻⁵ | 2.06 | 3.73 | — |
| 374.14 | 22 090 | 317.0 | 317.0 | 0 | ∞ | ∞ | ∞ | ∞ | 0.043 × 10 ⁻³ | 4.313 × 10 ⁻⁵ | — | — | — |

Nota 1: La viscosidad cinemática ν y la difusividad térmica α se pueden calcular a partir de sus definiciones, $\nu = \mu/\rho$ y $\alpha = k/\rho c_p = \nu/Pr$. Las temperaturas de 0.01°C, 100°C y 374.14°C son las temperaturas de los puntos triple, de ebullición y crítico del agua, respectivamente. Las propiedades cuya lista se da arriba (excepto la densidad del vapor) se pueden usar a cualquier presión con error despreciable, excepto a temperaturas cercanas al valor del punto crítico.

Nota 2: La unidad kJ/kg · °C, para el calor específico, es equivalente a kJ/kg · K y la unidad W/m · °C, para la conductividad térmica es equivalente a W/m · K.

Fuente: Los datos de la viscosidad y la conductividad térmica se tomaron de J. V. Sengers y J. T. R. Watson, *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 15 (1986), págs. 291-1322. Los otros datos se obtuvieron de diversas fuentes o se calcularon.

ANEXO B

Tabla de Propiedades de Líquidos.

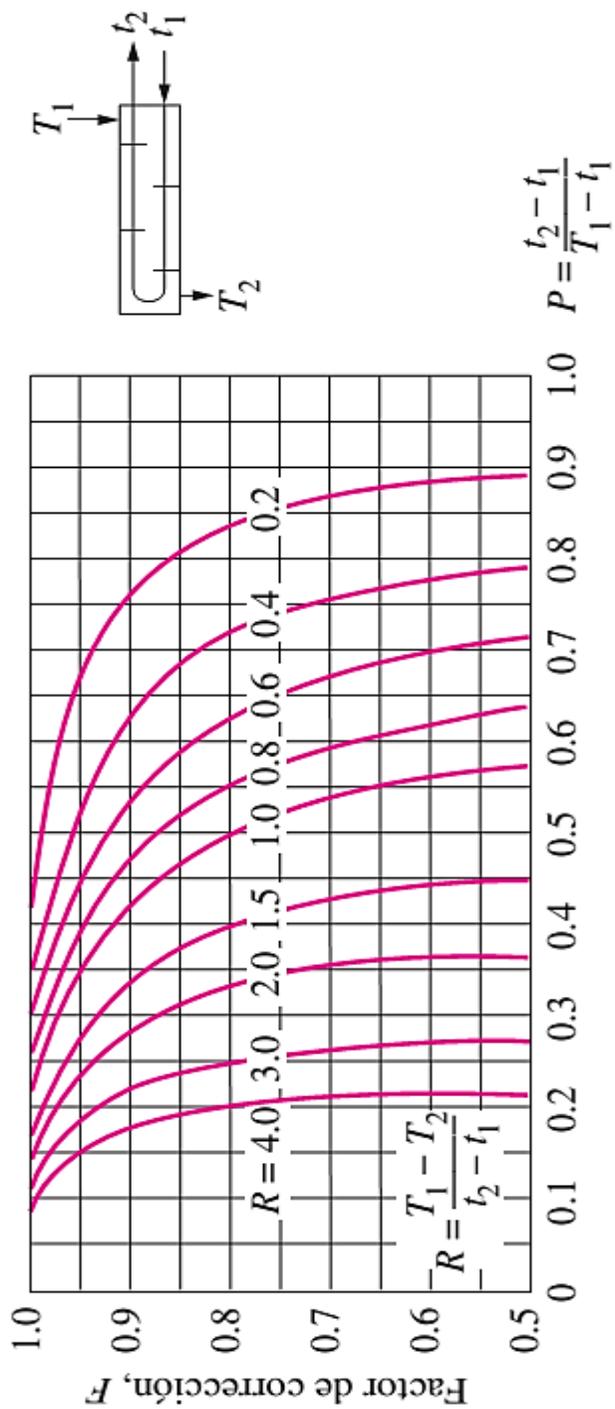
Propiedades de Líquidos

| Temp., $T, ^\circ\text{C}$ | Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$ | Calor específico, $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$ | Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$ | Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$ | Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$ | Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$ | Número de Prandtl, Pr | Coefficiente de expansión volumétrica, $\beta,$ 1/K |
|---|------------------------------------|--|---|--|--|---|-----------------------------|--|
| <i>Metano (CH₄)</i> | | | | | | | | |
| -160 | 420.2 | 3 492 | 0.1863 | 1.270×10^{-7} | 1.133×10^{-4} | 2.699×10^{-7} | 2.126 | 0.00352 |
| -150 | 405.0 | 3 580 | 0.1703 | 1.174×10^{-7} | 9.169×10^{-5} | 2.264×10^{-7} | 1.927 | 0.00391 |
| -140 | 388.8 | 3 700 | 0.1550 | 1.077×10^{-7} | 7.551×10^{-5} | 1.942×10^{-7} | 1.803 | 0.00444 |
| -130 | 371.1 | 3 875 | 0.1402 | 9.749×10^{-8} | 6.288×10^{-5} | 1.694×10^{-7} | 1.738 | 0.00520 |
| -120 | 351.4 | 4 146 | 0.1258 | 8.634×10^{-8} | 5.257×10^{-5} | 1.496×10^{-7} | 1.732 | 0.00637 |
| -110 | 328.8 | 4 611 | 0.1115 | 7.356×10^{-8} | 4.377×10^{-5} | 1.331×10^{-7} | 1.810 | 0.00841 |
| -100 | 301.0 | 5 578 | 0.0967 | 5.761×10^{-8} | 3.577×10^{-5} | 1.188×10^{-7} | 2.063 | 0.01282 |
| -90 | 261.7 | 8 902 | 0.0797 | 3.423×10^{-8} | 2.761×10^{-5} | 1.055×10^{-7} | 3.082 | 0.02922 |
| <i>Metanol [C₂H₅(OH)]</i> | | | | | | | | |
| 20 | 788.4 | 2 515 | 0.1987 | 1.002×10^{-7} | 5.857×10^{-4} | 7.429×10^{-7} | 7.414 | 0.00118 |
| 30 | 779.1 | 2 577 | 0.1980 | 9.862×10^{-8} | 5.088×10^{-4} | 6.531×10^{-7} | 6.622 | 0.00120 |
| 40 | 769.6 | 2 644 | 0.1972 | 9.690×10^{-8} | 4.460×10^{-4} | 5.795×10^{-7} | 5.980 | 0.00123 |
| 50 | 760.1 | 2 718 | 0.1965 | 9.509×10^{-8} | 3.942×10^{-4} | 5.185×10^{-7} | 5.453 | 0.00127 |
| 60 | 750.4 | 2 798 | 0.1957 | 9.320×10^{-8} | 3.510×10^{-4} | 4.677×10^{-7} | 5.018 | 0.00132 |
| 70 | 740.4 | 2 885 | 0.1950 | 9.128×10^{-8} | 3.146×10^{-4} | 4.250×10^{-7} | 4.655 | 0.00137 |
| <i>Isobutano (R600a)</i> | | | | | | | | |
| -100 | 683.8 | 1 881 | 0.1383 | 1.075×10^{-7} | 9.305×10^{-4} | 1.360×10^{-6} | 12.65 | 0.00142 |
| -75 | 659.3 | 1 970 | 0.1357 | 1.044×10^{-7} | 5.624×10^{-4} | 8.531×10^{-7} | 8.167 | 0.00150 |
| -50 | 634.3 | 2 069 | 0.1283 | 9.773×10^{-8} | 3.769×10^{-4} | 5.942×10^{-7} | 6.079 | 0.00161 |
| -25 | 608.2 | 2 180 | 0.1181 | 8.906×10^{-8} | 2.688×10^{-4} | 4.420×10^{-7} | 4.963 | 0.00177 |
| 0 | 580.6 | 2 306 | 0.1068 | 7.974×10^{-8} | 1.993×10^{-4} | 3.432×10^{-7} | 4.304 | 0.00199 |
| 25 | 550.7 | 2 455 | 0.0956 | 7.069×10^{-8} | 1.510×10^{-4} | 2.743×10^{-7} | 3.880 | 0.00232 |
| 50 | 517.3 | 2 640 | 0.0851 | 6.233×10^{-8} | 1.155×10^{-4} | 2.233×10^{-7} | 3.582 | 0.00286 |
| 75 | 478.5 | 2 896 | 0.0757 | 5.460×10^{-8} | 8.785×10^{-5} | 1.836×10^{-7} | 3.363 | 0.00385 |
| 100 | 429.6 | 3 361 | 0.0669 | 4.634×10^{-8} | 6.483×10^{-5} | 1.509×10^{-7} | 3.256 | 0.00628 |
| <i>Glicerina</i> | | | | | | | | |
| 0 | 1 276 | 2 262 | 0.2820 | 9.773×10^{-8} | 10.49 | 8.219×10^{-3} | 84 101 | |
| 5 | 1 273 | 2 288 | 0.2835 | 9.732×10^{-8} | 6.730 | 5.287×10^{-3} | 54 327 | |
| 10 | 1 270 | 2 320 | 0.2846 | 9.662×10^{-8} | 4.241 | 3.339×10^{-3} | 34 561 | |
| 15 | 1 267 | 2 354 | 0.2856 | 9.576×10^{-8} | 2.496 | 1.970×10^{-3} | 20 570 | |
| 20 | 1 264 | 2 386 | 0.2860 | 9.484×10^{-8} | 1.519 | 1.201×10^{-3} | 12 671 | |
| 25 | 1 261 | 2 416 | 0.2860 | 9.388×10^{-8} | 0.9934 | 7.878×10^{-4} | 8 392 | |
| 30 | 1 258 | 2 447 | 0.2860 | 9.291×10^{-8} | 0.6582 | 5.232×10^{-4} | 5 631 | |
| 35 | 1 255 | 2 478 | 0.2860 | 9.195×10^{-8} | 0.4347 | 3.464×10^{-4} | 3 767 | |
| 40 | 1 252 | 2 513 | 0.2863 | 9.101×10^{-8} | 0.3073 | 2.455×10^{-4} | 2 697 | |
| <i>Aceite para motor (no usado)</i> | | | | | | | | |
| 0 | 899.0 | 1 797 | 0.1469 | 9.097×10^{-8} | 3.814 | 4.242×10^{-3} | 46 636 | 0.00070 |
| 20 | 888.1 | 1 881 | 0.1450 | 8.680×10^{-8} | 0.8374 | 9.429×10^{-4} | 10 863 | 0.00070 |
| 40 | 876.0 | 1 964 | 0.1444 | 8.391×10^{-8} | 0.2177 | 2.485×10^{-4} | 2 962 | 0.00070 |
| 60 | 863.9 | 2 048 | 0.1404 | 7.934×10^{-8} | 0.07399 | 8.565×10^{-5} | 1 080 | 0.00070 |
| 80 | 852.0 | 2 132 | 0.1380 | 7.599×10^{-8} | 0.03232 | 3.794×10^{-5} | 499.3 | 0.00070 |
| 100 | 840.0 | 2 220 | 0.1367 | 7.330×10^{-8} | 0.01718 | 2.046×10^{-5} | 279.1 | 0.00070 |
| 120 | 828.9 | 2 308 | 0.1347 | 7.042×10^{-8} | 0.01029 | 1.241×10^{-5} | 176.3 | 0.00070 |
| 140 | 816.8 | 2 395 | 0.1330 | 6.798×10^{-8} | 0.006558 | 8.029×10^{-6} | 118.1 | 0.00070 |
| 150 | 810.3 | 2 441 | 0.1327 | 6.708×10^{-8} | 0.005344 | 6.595×10^{-6} | 98.31 | 0.00070 |

Fuente: Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Originalmente basados en varias fuentes.

ANEXO C

Gráfica para encontrar el factor F para el método de LMTD.



a) Un paso por la coraza y 2, 4, 6, etc. (cualquier múltiplo de 2) pasos por los tubos

ANEXO D

Tabla de relaciones en convección forzada.

Resumen de relaciones en convección forzada (véase texto para el cálculo adecuado).

| Geometría | Ecuación | Restricciones | Número de ecuación |
|--|---|---|------------------------------------|
| Corriente en un tubo | $Nu_d = 0,023 Re_d^{0,8} Pr^n$ | Flujo turbulento completamente desarrollado $n = 0,4$ para calentamiento, $n = 0,3$ para enfriamiento, $0,6 < Pr < 100, 2.500 < Re < 1,25 \times 10^6$ | (6.4a) |
| Corriente en un tubo | $Nu = 0,021(Re^{0,8} - 100)Pr^{0,4}$ | $0,5 < Pr < 1,5, 10^4 < Re < 5 \times 10^6$ | (6.4b) |
| Corriente en un tubo | $Nu = 0,012(Re^{0,87} - 280)Pr^{0,4}$ | $1,5 < Pr < 500, 3.000 < Re < 10^6$ | (6.4c) |
| Corriente en un tubo | $Nu_d = 0,027 Re_d^{0,8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14}$ | Flujo turbulento completamente desarrollado | (6.5) |
| Corriente en un tubo, región de entrada | $Nu_d = 0,036 Re_d^{0,8} Pr^{1/3} \left(\frac{d}{L}\right)^{0,055}$ Véase también Figuras 6.5 y 6.6 | Flujo turbulento $10 < \frac{L}{d} < 400$ | (6.6) |
| Corriente en un tubo | Relación de Petukov | Flujo turbulento completamente desarrollado, $0,5 < Pr < 2.000, 10^4 < Re_d < 5 \times 10^6,$ $0 < \frac{t_b}{\mu_p} < 40$ | (6.7) |
| Corriente en un tubo | $Nu_d = 3,66 + \frac{0,0668(d/L)Re_d Pr}{1 + 0,04[(d/L)Re_d Pr]^{2/3}}$ | Laminar | (6.9) |
| Corriente en un tubo | $Nu_d = 1,86(Re_d Pr)^{1/3} \left(\frac{d}{L}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14}$ | Flujo laminar completamente desarrollado, $Re_d Pr \frac{d}{L} > 10$ | (6.10) |
| Tubos rugosos | $St_p Pr^{2/3} = \frac{f}{8}$ o Ec. (6.7) | Flujo turbulento completamente desarrollado | (6.12) |
| Conductos no circulares | Número de Reynolds evaluado con el diámetro hidráulico $D_h = \frac{4A}{P}$ A = área de la sección transversal de la corriente P = perímetro mojado | Igual a la ecuación particular para el flujo en un conducto | (6.14) |
| Corriente transversal a cilindros | $Nu_f = C Re_d^n Pr^{1/3}$ C y n de la Tabla 6.2 | $0,4 < Re_{d,f} < 400.000$ | (6.17) |
| Corriente transversal a cilindros | $Nu_{d,f} = 0,3 + \frac{0,62 Re_d^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_d}{282.000}\right)^{5/8}\right]^{4/5}$ | $10^2 < Re_f < 10^7, Pe > 0,2$ | (6.21) |
| Corriente transversal a cilindros | | Véase texto | (6.18) a (6.20) (6.22) a (6.24) |
| Corriente transversal a cilindros no circulares | $Nu = C Re_{d,f}^n Pr^{1/3}$ Véase Tabla 6.3 para valores de C y n | | (6.17) |
| Corriente alrededor de esferas | $Nu_{d,f} = 0,037 Re_d^{0,8}$ $Nu Pr^{-0,3} (\mu_p/\mu)^{0,25} = 1,2 + 0,53 Re_d^{0,54}$ $Nu = 2 + (0,4 Re_d^{1/2} + 0,06 Re_d^{2/3}) Pr^{0,4} (\mu_p/\mu_p)^{1/4}$ | $Pr \sim 0,7$ (gases), $17 < Re < 70.000$ Agua y aceites, $1 < Re < 200.000$, propiedades a T_x $47 < Pr < 380, 3,5 < Re < 80.000$, propiedades a T_w | (6.25) (6.29) (6.30) |
| Corriente a través de haces de tubos | $Nu_f = C Re_{f,max}^n Pr_f^{1/3}$ C y n de la Tabla 6.4 | Véase texto | (6.17) |
| Corriente a través de haces de tubos | $Nu = C Re_{d,max}^n Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_p}\right)^{1/4}$ | $0,7 < Pr < 500, 10 < Re_{d,max} < 10^6$ | (6.34) |
| Metales líquidos | | Véase texto | (6.37) a (6.48) |
| Factor de fricción $\Delta_p = f(L/d)\rho u_m^2/2g_c$ $u_m = \dot{m}/\rho A_c$ | | | (6.13) |

ANEXO E

Esquema de circulación de aceite de chumaceras de la Central Hidroeléctrica Belisario Domínguez.

