

**ESTUDIO TERMOHIDRAULICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO
BOXCOOLER DEL SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE USADO EN
UN BUQUE NODRIZA FLUVIAL**

ANTONIO CARLOS AMADOR RIPOLL

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLVAR
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA DE INGENIERIA MECÁNICA Y MECATRONICA
CARTAGENA DE INDIAS**

2008

**ESTUDIO TERMOHIDRAULICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO
BOXCOOLER DEL SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE USADO EN
UN BUQUE NODRIZA FLUVIAL**

ANTONIO CARLOS AMADOR RIPOLL

Trabajo de grado presentado para optar el título de Ingeniero Mecánico

Director

M.Sc. JUAN GABRIEL FAJARDO CUADRO

Ingeniero Mecánico

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLVAR
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA DE INGENIERIA MECÁNICA Y MECATRONICA
CARTAGENA DE INDIAS**

2008

Cartagena de indias D.T. y C. 18 de Noviembre de 2008

Señores
COMITÉ CURRICULAR
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
Facultad de Ingenierías
Cartagena

Estimados Señores

Luego de revisar el trabajo de grado **“Estudio Termohidraulico Del Intercambiador De Calor Tipo Boxcooler Del Sistema De Acondicionamiento De Aire Usado En Un Buque Nodriza Fluvial”** del estudiante Antonio Carlos Amador Ripoll; considero que cumple ampliamente con los objetivos propuestos al inicio de la investigación, por lo que estoy de acuerdo en presentarlo formalmente para su calificación y así optar por el título de Ingeniero Mecánico.

Cordialmente,

JUAN GABRIEL FAJARDO CUADRO
Director de proyecto

Cartagena de indias D.T. y C. 18 de Noviembre de 2008

AUTORIZACIÓN

Yo, Antonio Carlos Amador Ripoll identificado con cedula de ciudadanía número 1.128.044.298 de Cartagena, autorizo a la UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR, para hacer uso de este trabajo de grado y publicarlo en el catalogo on-line de su biblioteca

Cordialmente,

Antonio Carlos Amador Ripoll
1.128.057.864 de Cartagena

Nota de aceptación

Firma de presidente del jurado

Firma del jurado

Firma del jurado

Cartagena de indias D.T. y C. 18 de Noviembre de 2008

Este trabajo lo dedico a todas aquellas personas que siempre me apoyaron y estuvieron al lado mío en aquellos momentos difíciles de mi vida, estas personas que siempre me animaron y nunca dejaron que callera frente a aquellos sobresaltos que da la vida, se lo dedico en especial a mi padre Libardo Antonio Amador Paternina el cual ha sido siempre un apoyo moral e intelectual debido a sus grandes conocimientos técnicos obtenidos en su larga experiencia de vida; a mi madre Anays Soledad Ripoll Alcazar –Madre discúlpame pero no puedo obviar tu segundo nombre- quien es una mujer emprendedora y siempre estuvo atenta en todo lo relacionado con mi “yo” como persona y mi “yo” como hijo, a los dos les agradezco por su apoyo económico, se que ustedes hubiesen querido tener más para darme pero quiero que sepan que nunca me faltó nada y estaré orgulloso en esta vida y si “Dios” me lo permite en las que vienen, haber sido el hijo que Uds. procrearon. A mis hermanos y hermanas, los cuales también estuvieron pendientes en mi avance de carrera y desarrollo personal, estos fueron una guía para entender hasta donde quería llegar en la vida, les agradezco infinitamente a todos mis familiares, profesores y amigos por el apoyo incondicional y desinteresado que me han brindado en esta escuela de vida.

Antonio Amador

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer primeramente a “Dios” por permitirme estar hoy recitando este escrito y por ser la luz y esperanza que cada mañana acompaña a mi familia en el diario vivir. A mis padres Libardo y Anays, por ser los tutores guías en mi desarrollo personal, les agradezco el haber tomado por mí la decisión de traerme a este mundo. A todos los profesores del programa de Ingeniería Mecánica y Mecatronica, en especial al M.Sc Juan Fajardo Cuadro, profesor que me brindo su colaboración y paciencia durante el estudio de la carrera y la realización de este trabajo de grado. Al Ing. Luis Majana Coneo, profesor que se encargo de sentar las bases en mí para la realización de este trabajo con su frase -“*sus hijos deben salir sabiendo transferencia de calor*”- frase con la cual nos motivaba a diario para que nos dedicáramos a estudiar transferencia de calor -“*como Dios manda*”-. Al PhD Bienvenido Sarria López, profesor de amplio conocimiento y experiencia quien con sus notas de clase me ayudo a explicar con bases y fundamentos, algunas de las recomendaciones descritas en este trabajo. Al M.Sc Justo Ramos Madrid, profesor que durante mi instancia en la universidad lo he considerado como mi tutor guía, gracias por haberme brindado la confianza de asesorarme con toda la paciencia del caso cuando tome la decisión de cambiarme al programa de Ingeniería Mecánica, decisión que hoy por hoy me siento completamente satisfecho de haberla tomado.

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCION	17
1 MARCO TEORICO	18
1.1 Estudio Y Generalidades Sobre Intercambiadores De Calor	18
2 ESTADO DEL ARTE BOXCOOLER	23
2.1 Características Técnicas Y Función Del Boxcooler	23
2.1.1 Boxcooler (Definición y uso)	23
2.1.2 Principio de funcionamiento del enfriador de caja	24
2.1.3 Aplicaciones	25
2.1.4 Formas de Instalación	25
2.1.5 Ventajas de los enfriadores de caja	27
2.1.5.1 Para el astillero	27
2.1.5.2 Para el propietario	27
2.1.6 Fabricación y materiales	28
2.1.6.1 Refrigeradores para barcos con y sin revestimiento	28
2.1.7 Control de las incrustaciones	30
2.1.7.1 Antiincrustacion por corriente impresa ICAF (Impressed Current Anti Fouling)	30
2.1.7.2 Funcionamiento del sistema ICAF	31
2.1.7.3 Montaje de los ánodos en el diseño del Boxcooler	32
2.1.7.4 Operación y mantenimiento ICAF	34
3 METODOLOGÍA DE DISEÑO PARA INTERCAMBIADORES	37
3.1 Metodologías Para Estudio térmico	40
3.1.1 Método de la diferencia de temperaturas media (MTD)	40
3.1.1.1 Uso y aplicación de la LMTD	40
3.1.1.2 Factor de corrección LMTD, F.	42
3.1.1.3 Correlaciones o expresiones para el cálculo de F	48
3.1.2 Método de la efectividad Del Intercambiador	52
3.1.2.1 Aplicaciones para mejorar la efectividad de un intercambiador de calor	56
3.1.3 Método de la efectividad de las temperaturas, P-NTU	58
3.2 Metodología Para Estudio hidráulico	63
3.2.1 Incrustaciones en Intercambiadores de Calor	65
3.2.2 Coeficientes Convectivos De Transferencia De Calor	71
3.2.2.1 Flujo Interno	71
3.2.2.2 Flujo Externo	80

4. CÁLCULO TERMOHIDRAULICO DEL BOXCOOLER	85
4.1 Especificaciones Teóricas Boxcooler	87
4.2 Cálculos Del Boxcooler	87
4.2.1 Cálculo propiedades del agua interna	88
4.2.1.1 Cálculo de la densidad	88
4.2.1.2 Cálculo de calor específico	89
4.2.1.3 Cálculo de conductividad térmica	89
4.2.1.4 Cálculo viscosidad dinámica	89
4.2.1.5 Cálculo número de prandtl	89
4.2.1.6 Cálculo viscosidad cinemática	89
4.2.1.7 Cálculo del flujo másico total	89
4.2.2 Cálculo comprobatorio del calor rechazado	90
4.2.3 Aplicación del método de la efectividad e-NTU	90
4.2.3.1 Cálculo de capacidad calórica mínima C_{min}	91
4.2.3.2 Cálculo efectividad del intercambiador	91
4.2.4 Aplicación método LMTD y e-NTU	91
4.2.4.1 Cálculo Número de unidades de transferencia	92
4.2.4.2 Cálculo capacidad calórica máxima C_{max}	93
4.2.4.3 Cálculo temperatura de salida agua de rio T_{co}	94
4.2.4.4 Cálculo factor de corrección F	94
4.2.4.5 Cálculo de la LMTD (ΔT_{log})	95
4.2.4.6 Cálculo calor total	95
4.2.4.7 Recálculo Número de unidades de transferencia NTU	97
4.2.4.8 Recálculo coeficiente global U	98
4.2.4.9 Recálculo capacidad calórica máxima C_{max}	98
4.2.4.10 Recálculo calor total	99
4.2.5 Caída de presión en el intercambiador	99
4.2.5.1 Cálculo flujo de agua en 1 tubo del Boxcooler	100
4.2.5.2 Cálculo velocidad de flujo por 1 tubo	100
4.2.5.3 Cálculo flujo másico por 1 tubo	101
4.2.5.4 Cálculo Número de Reynolds para 1 tubo	101
4.2.5.5 Cálculo longitud total de tubería	101
4.2.5.6 Cálculo área transversal externa de tubo	101
4.2.5.7 Cálculo caída de presión total	102
4.2.5.8 Cálculo caída de presión en 1 hilera de tubos (8 tubos)	102
4.2.5.9 Cálculo caída de presión en 1 haz de tubos (40 tubos)	102
4.2.5.10 Cálculo potencia de bombeo total	103
4.2.5.11 Cálculo potencia de bombeo en un haz de tubo (40 tubos)	103
5 CONCLUSIONES	104
6 RECOMENDACIÓN	106
BIBLIOGRAFIA	109
ANEXOS	111

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 3.1. Efectividad para Intercambiadores	55
Tabla 3.2. Número de unidades de transferencia de calor	55
Tabla 3.3. Efectividad de las temperaturas P-NTU	58
Tabla 3.4. Correlaciones para el metodo P-NTU	60
Tabla 3.5. Factores de incrustación en intercambiadores	67
Tabla 3.6. Coeficientes de transferencia de calor U	70
Tabla 3.7. Correlaciones empíricas para el número de nusselt promedio, para convección forzada sobre cilindros circulares y no circulares	75
Tabla 4.1. Especificaciones para el Boxcooler	85
Tabla 4.2. Recalculo variables NTU, U, C_{max} , R, P, F, ΔT_{log} y Q	96

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Fig. 1.1. Intercambiador de calor por contacto directo	18
Fig. 1.2. Intercambiadores de calor compacto	19
Fig. 1.3. Tres tipos comunes de intercambiadores de calor	20
Fig. 1.4. Intercambiadores de calor de tubo y coraza	21
Fig. 1.5. Intercambiador de calor de placas y armazón, de líquido hacia líquido	22
Fig. 2.1. Intercambiador de calor tipo Boxcooler	23
Fig. 2.2. Principio de funcionamiento del enfriador	24
Fig. 2.3. Boxcooler Montaje Proa a popa (longitudinal)	26
Fig. 2.4. Boxcooler Montaje Babor a estribor (transversal)	26
Fig. 2.5. Refrigerador para barcos con y sin revestimiento	29
Fig. 2.6. Desprendimiento de iones de cobre, sistema ICAF	31
Fig. 2.7. Montaje del sistema ICAF	32
Fig. 2.8. Montaje de los ánodos del sistema ICAF en el Boxcooler	34
Fig. 2.9. Ánodos montados separadamente debajo del enfriador de caja	35
Fig. 2.10. Ánodo separado con su sistema de fijación	35
Fig. 2.11. Funcionamiento del Boxcooler junto con el ICAF	36
Fig. 3.1. Metodología de diseño para intercambiadores	38
Fig. 3.2. Efectos de la variación de las temperaturas en intercambiadores	42
Fig. 3.3. variacion de las temperaturas en un condensador o eveporador	44
Fig. 3.4. Calculo del factor de corrección para intercambiadores	46
Fig. 3.5. Calculo de F para N pasos por la coraza y 2NM pasos por los tubos.	51
Fig. 3.6. Cálculo de la efectividad para un intercambiador	54
Fig. 3.7. Detalle de un deflector segmentado	56
Fig. 3.8. Arreglos comunes para tubos de intercambiador	57
Fig. 4.1. Plano general del Boxcooler	86
Fig. 6.1. Flujo de agua atreves de un arreglo en cuadro	106
Fig. 6.2. Flujo de agua atreves de un arreglo en triangulo	107
Fig. 6.3. Plano propuesta arreglo de tubos intercambiador de calor (Boxcooler)	108

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO A. Efectividad para intercambiadores de calor	111
ANEXO B. Diagrama de moody	112
ANEXO C. Propiedades del agua saturada	113

RESUMEN

Título del trabajo

Estudio Termohidraulico Del Intercambiador De Calor Tipo Boxcooler Del Sistema De Acondicionamiento De Aire Usado En Un Buque Nodrizo Fluvial.

Autor

Antonio Carlos Amador Ripoll

Objetivo general

Seleccionar la metodología de diseño Termohidraulico del intercambiador teniendo en cuenta dos aspectos importantes: diseño térmico el cual se basa en la selección de la metodología de cálculo más exacta en el diseño térmico del Boxcooler; diseño hidráulico con el cual buscaremos analizar las diferentes maneras por medio de la cual se da la caída de presión en el intercambiador y la potencia de bombeo necesaria en el mismo.

Objetivos Específicos

- Investigar las diferentes metodologías de cálculos de intercambiadores para después aplicarlas al Boxcooler y conocer la metodología de diseño termohidraulico de estos intercambiadores.
- Calcular el coeficiente global de transferencia de calor.
- Determinar la caída de presión del lado interno de los tubos y para esta caída de presión cuanto debe ser la presión de bombeo.
- Comparar los cálculos efectuados con los datos reales y/o con los datos de tablas recomendados en las bibliografías.

Metodología e Investigación

Entre la evaluación científica y metodología investigativa a seguir para diseñar el Boxcooler se encuentra el diseño térmico, diseño hidráulico y el diseño mecánico.

En cuanto a los parámetros de investigación a seguir en el estudio térmico es necesario concretar y evaluar las diferentes metodologías de cálculo como la metodología de la efectividad del intercambiador, la efectividad de la temperatura y la diferencia de temperaturas media logarítmica con el fin de obtener en su caso áreas y coeficientes globales de transferencia de calor para así definir la metodología que mas asemeja sus datos obtenidos con los datos reales del intercambiador; para complementar el diseño térmico es necesario que tengamos presente el estudio hidráulico debido a los análisis de caída de presión en fluido y potencia de bombeo necesaria para cumplir con los requerimientos de presión y velocidad en el fluido interno de los tubos (agua), una ventaja que tienen los Boxcooler es la eliminación completa del bombeo de liquido externo ya que el flujo se presenta en forma natural debido a la diferencia de masas específicas o densidades; los diseños anteriormente mencionados se deben relacionar entre si con el estudio mecánico el cual se fundamenta en el análisis de resistencia de materiales del intercambiador, control de ensuciamientos y además basándose en las normas para diseño y construcción de intercambiadores entre las cuales encontraremos la TEMA.

Basándonos en las distintas metodologías de cálculo existentes para intercambiadores iremos probando a partir de datos calculados como el área de transferencia de calor y definir en su aplicación cual de las metodologías aplicadas es la que más se acerca al área de transferencia de calor real utilizada actualmente en los enfriadores de caja instalados. Luego de definir la metodología científica más exacta esta se utilizara para realizar el diseño de un intercambiador de calor a escala o en otras palabras un prototipo de un Boxcooler, el fin de llegar a diseñar un intercambiador de calor a escala es tener los parámetros para poder construir el prototipo logrando con esto los beneficios de poder interactuar directamente con el intercambiador logrando así realizar algunas pruebas como pueden ser variaciones de la dirección de los fluidos o variaciones en el esquema

utilizado en el montaje de tubos buscando con esto obtener una mejora en la transferencia de calor de dicho intercambiador.

Este trabajo de grado incluye exclusivamente la comprobación de los parámetros reales de funcionamiento del Boxcooler, para lo cual se hace necesaria la aplicación de las metodologías de diseño térmico e hidráulico que mejor se adapten al funcionamiento del intercambiador.

Resultados encontrados

- a) Para el cálculo comprobatorio del calor rechazado, en la sección 4.2.2, se pudo notar que los valores entregados por las especificaciones del Boxcooler: temperaturas, flujo volumétrico y calor rechazado correspondían con los cálculos realizados hasta el momento, ya que el resultado obtenido fue muy bueno, $Q = 109.798 \times 10^3 [w] \cong 110[kw]$.
- b) Se pudo apreciar en la subsección 4.2.3.1 Cálculo efectividad del intercambiador, un valor relativamente bajo en la efectividad del intercambiador 55%, para lo cual se efectúa en este trabajo una recomendación que mejorara la efectividad del intercambiador, tomando como base el arreglo de la disposición de los tubos. Ver recomendación (sección 6).
- c) En base a los cálculos de la Tabla 9, se confirmó el supuesto inicial, $C_{max} \gg \gg C_{min}$, la capacidad calórica del agua de río, es mucho mayor que la capacidad calórica agua interna o de enfriamiento sistema AA; esto debido al gran volumen de agua de río existente.
- d) Para la realización de un cálculo puntual de U, teniendo en cuenta las resistencias por incrustaciones, convección a través de los fluidos y conducción a través de la pared del tubo; es necesario contar con la tabla de propiedades para el agua y el agua de río, además de un programa computacional que ayude a modelar el flujo de agua de río debido a la diferencia de densidades.
- e) La temperatura de salida del agua de río $T_{co} = 29,0056 [^{\circ}C]$, para $c=0,00005$, posee una variación muy pequeña, para lo cual se puede tomar

como constante, esto se puede entender debido el gran volumen de agua de río que existe en el medio

- f) Se determino para la relación de las capacidades calóricas c , que a medida que este valor tiende a cero el calor calculado por la ecuación general de la transferencia de calor, era más cercano al calor real transferido por el intercambiador.
- g) El cálculo realizado en la subsección 4.2.5.9, con respecto a la caída de presión para un haz de tubos o un paso por los tubos arrojó un diferencia de 4.3% con respecto a la caída de presión real dada para el Boxcooler.

INTRODUCCION

Actualmente los buques tipo nodriza fluvial construidos por COTECMAR utilizan intercambiadores de calor tipo Boxcooler los cuales disponen de una configuración de fluidos liquido-liquido y cumplen la función de transferir el calor del agua caliente que trae el calor extraído por el sistema de acondicionamiento de aire en el buque nodriza; Por principios de transferencia de calor como existe una diferencia de temperatura entre el agua caliente del sistema AA que circula por dentro de los tubos del enfriador y el agua de mar o rio que circula por fuera del intercambiador, se da un intercambio de calor entre los dos fluidos logrando cumplir el enfriador con su función de disminuir la temperatura de retorno del agua hacia el sistema A.A. de la nodriza.

Los Boxcooler utilizados por COTECMAR para suplir la necesidad de intercambio de calor no son diseñados ni construidos actualmente en nuestro país es decir que la empresa (COTECMAR) importa dichos enfriadores, con el desarrollo de esta investigación se pretende evaluar la metodología de cálculo para este tipo de intercambiador, en este trabajo de grado únicamente se determinan cuales son las ecuaciones termohidraulicas que rigen los parámetros de funcionamiento del enfriador de caja, al finalizar la investigación se deberá cumplir el objetivo de poder construirlos con materiales y mano de obra nacional.

1 MARCO TEORICO

1.1 Estudio Y Generalidades Sobre Intercambiadores De Calor

La función principal de un intercambiador es transferir la energía en forma térmica de un fluido a otro, dicha transferencia de calor puede ocurrir por contacto directo entre los fluidos como es el caso de un condensador de vapor por contacto directo entre fluidos o a través de la pared de un tubo como en el caso de los intercambiadores de tubo y coraza.

Hoy día podemos encontrar una gran variedad de intercambiadores, pero los mas comunes que encontramos en la aplicación son:

- Intercambiadores de flujo paralelo y contraflujo
- Intercambiadores de tubo y coraza
- Intercambiadores de flujo cruzado

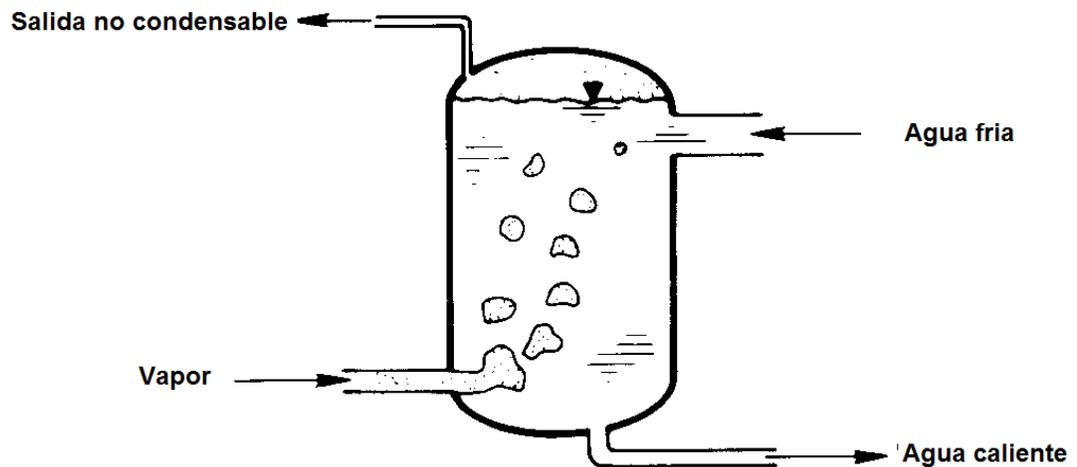


Fig. 1.1. Intercambiador de calor por contacto directo

Existen algunos tipos de intercambiadores de calor diseñados específicamente para lograr una gran área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen del mismo, como es el intercambiador compacto. Este relaciona una gran densidad de área la cual se identifica como el área superficial de transferencia de calor sobre el volumen ocupado por el mismo. Un intercambiador de calor con densidad de área mayor de $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ se clasifica como compacto. Este tipo de intercambiadores de calor normalmente es del tipo líquido-gas, donde el líquido va por dentro de los tubos y el gas por fuera como en el caso de un condensador para un sistema de acondicionamiento de aire o un radiador para un automóvil, la gran área de superficial es posible debido a la sujeción de placas delgadas o corrugadas con pequeños espacios entre estas, logrando con esto mejorar la transferencia de calor por convección externamente; con valores altos de densidad de área se busca igualar lo máximo posible el coeficiente de transferencia de calor global interno del intercambiador con el coeficiente de transferencia de calor global externo.¹

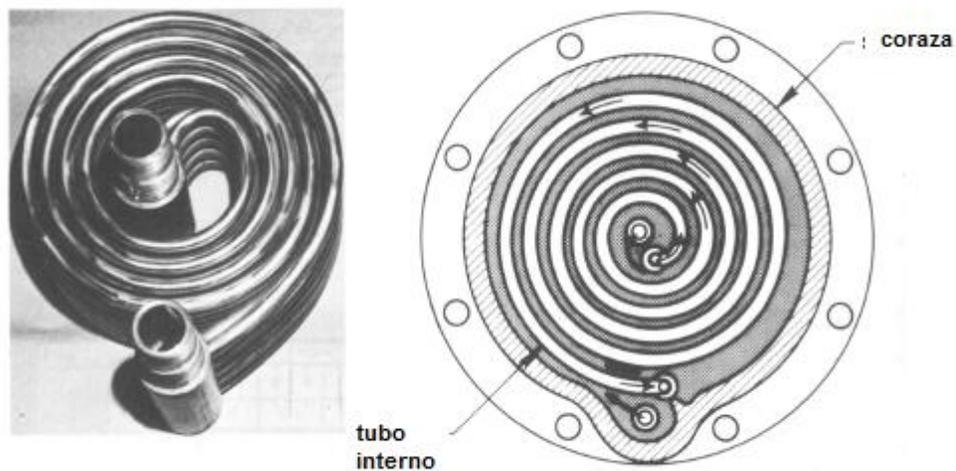


Fig. 1.2. Intercambiadores de calor compacto

¹ CENGEL, YUNUS A. Transferencia de Calor. Editorial McGraw-Hill Interamericana, S.A. 3ra edición. 2007. P 610-611.

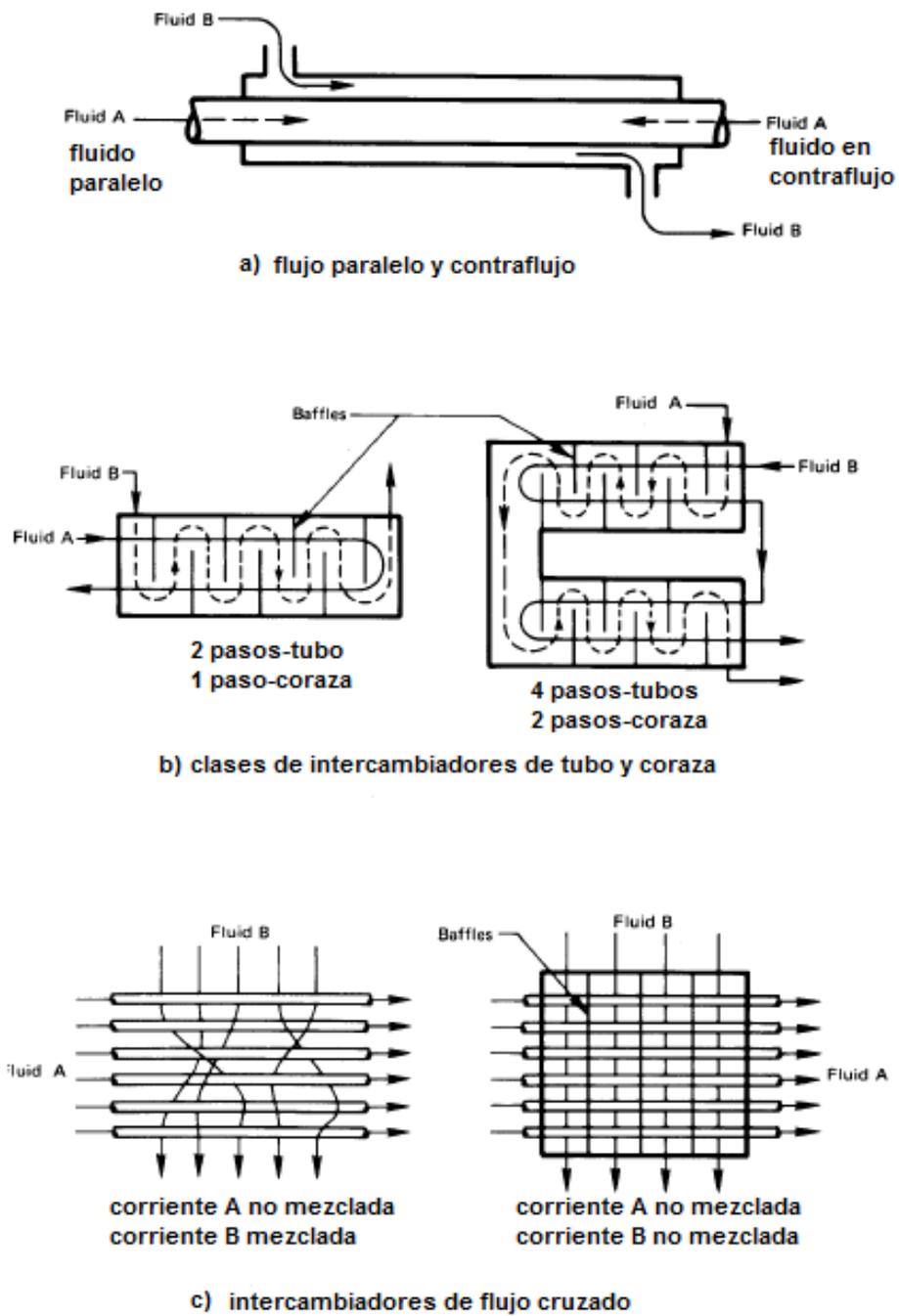
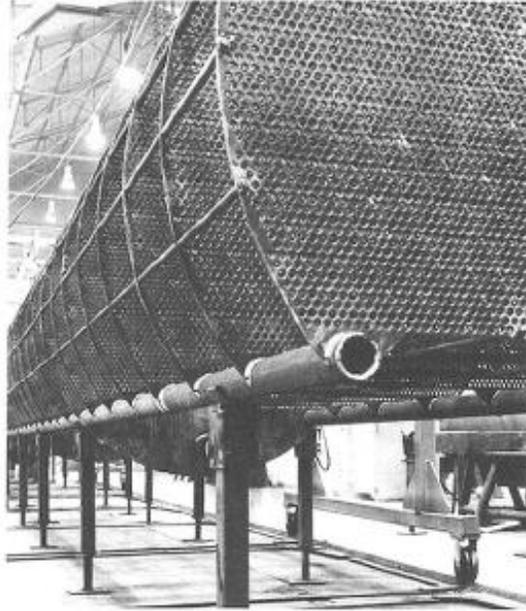
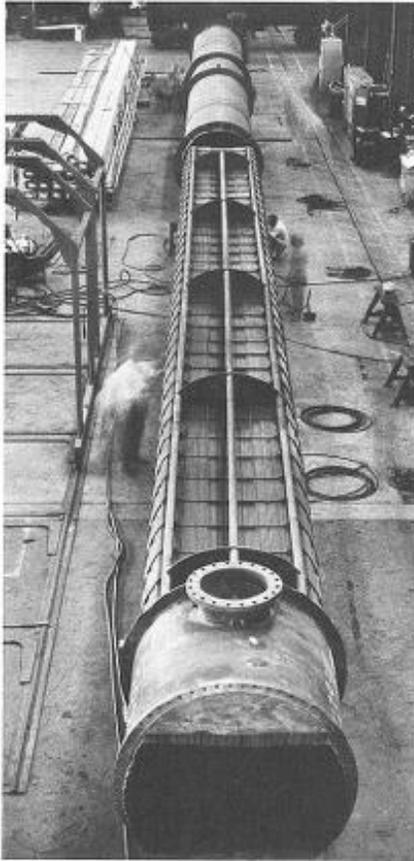


Fig. 1.3. Tres tipos comunes de intercambiadores de calor



Intercambiadores de calor para un paso por la coraza y dos pasos por los tubos

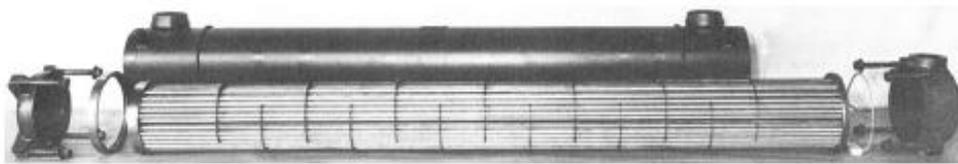


Fig. 1.4. Intercambiadores de calor de tubo y coraza

Un tipo innovador de intercambiador de calor que ha encontrado un amplio uso es el de placas y armazón (o solo placas), el cual consta de una serie de placas con pasos corrugados y aplastados para el flujo. Los fluidos caliente y frío fluyen en pasos alternados, de este modo cada corriente de fluido frío queda rodeada por dos corrientes de fluido caliente, lo que da por resultado una transferencia una transferencia muy eficaz de calor.¹

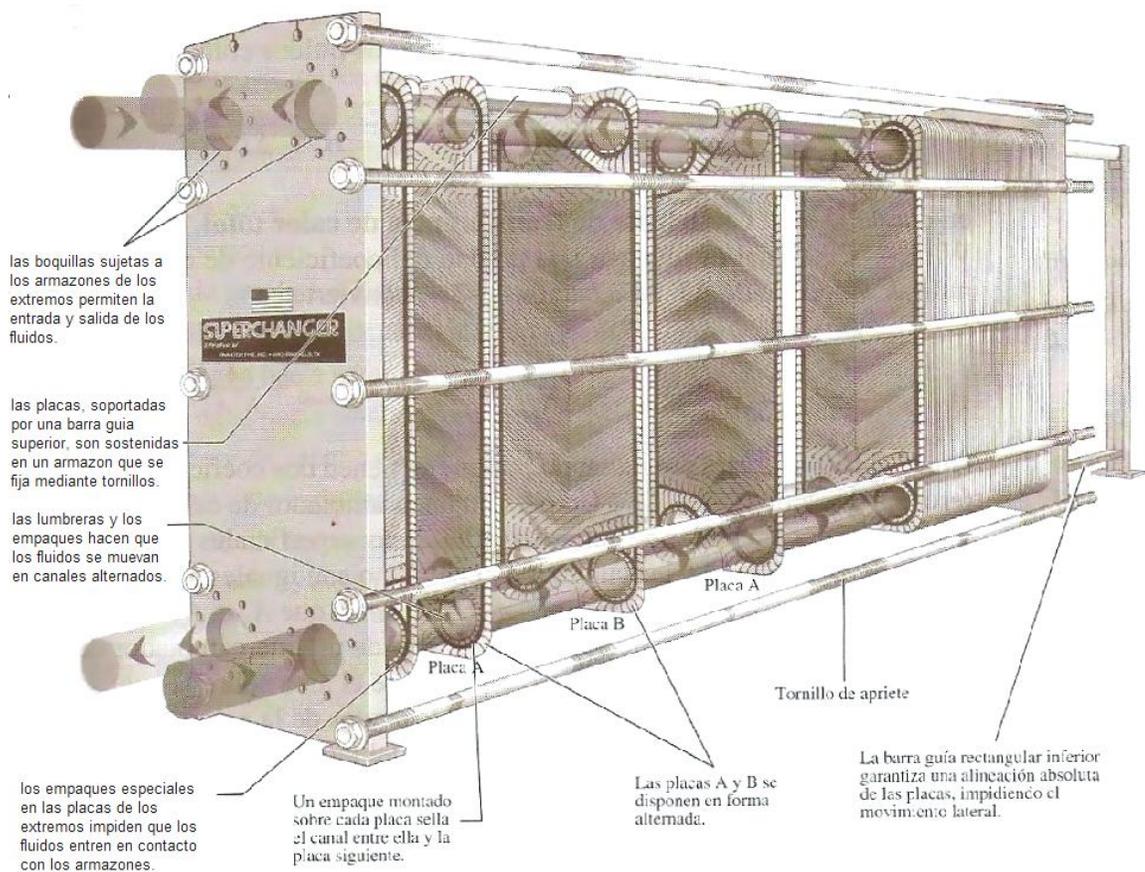


Fig. 1.5. Intercambiador de calor de placas y armazón, de líquido hacia líquido.

¹ CENGEL, YUNUS A. Transferencia de Calor. Editorial McGraw-Hill Interamericana, S.A. 3ra edición. 2007. P 612-613.

2 ESTADO DEL ARTE BOXCOOLER

2.1 Características Técnicas Y Función Del Boxcooler

2.1.1 Boxcooler (Definición y uso)

Es un intercambiador de calor que cumple la función de transferir el calor de sistemas tales como acondicionadores de aire, motores principales y auxiliares, sistemas hidráulicos, entre otros, basándose en los principios físicos de transferencia de calor entre dos líquidos agua-agua.

El uso de los enfriadores de caja en sistema de enfriamiento encuentra crecientes aplicaciones para barcos en navegación fluvial y por mar.



Fig. 2.1. Intercambiador de calor tipo Boxcooler

2.1.2 Principio de funcionamiento del enfriador de caja

Este se basa en un principio físico “Tiro de agua caliente”. El principio es basado en la diferencia de masas debido a la diferencia de temperaturas circulación del agua caliente.

El agua caliente tiene una menor masa específica que el agua fría, en otras palabras el agua caliente tiene una menor densidad que el agua fría, esto causa un tiro natural de agua de abajo hacia arriba en el intercambiador, en la figura siguiente se puede apreciar:



Fig. 2.2. Principio de funcionamiento del enfriador

El agua externa o agua enfriadora la cual puede ser de río o de mar se calienta causando el principio físico explicado anteriormente y de esta manera enfría el agua que pasa por dentro de los tubos, la cual puede ser el agua de enfriamiento del motor, sistema de acondicionador de aire, u otro.

2.1.3 Aplicaciones

De acuerdo con la NRF¹², el intercambiador de calor Boxcooler se aplica para toda clase de naves o embarcaciones y el calor disipado no tiene límites solamente depende del espacio o área que se tenga en la nave para instalar el intercambiador.

Se utiliza en las siguientes Naves

- Barcos pesqueros
- Barcos de Carga
- Barcazas
- Transbordadores
- Barcos de suministro
- Rompehielos
- Dragas
- Remolcadores
- Buques

2.1.4 Formas de Instalación

Se encuentran dos formas de instalar el Boxcooler las cuales son de proa a popa (longitudinal) y de babor a estribor (transversal):

- Proa a popa (longitudinal)

Esta forma de instalación es menos usada debido a que los marcos deben tener un corte abierto para poder instalar la caja de mar especial. En esta forma de instalación la caja de mar no esta tan cerca de la línea central del barco y parece ocupar menos espacio.

¹² <http://www.nrf.es/marine/index.html>

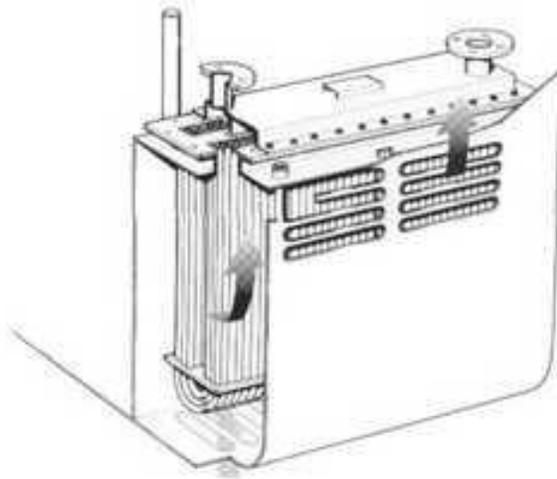


Fig. 2.3. Boxcooler Montaje Proa a popa (longitudinal)

- Babor a estribor (transversal)

Esta es la forma de instalación más usada debido a que el Boxcooler puede ser instalado entre los marcos existentes de la nave.

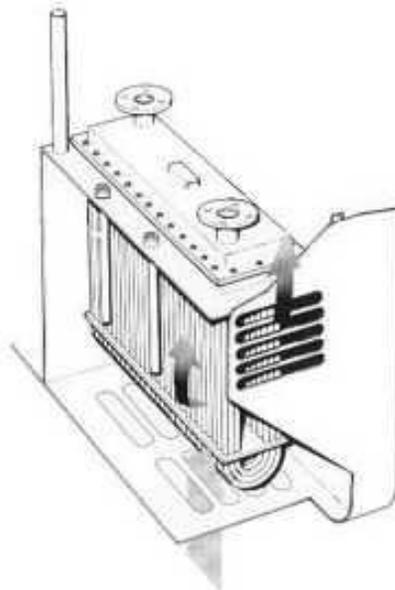


Fig. 2.4. Boxcooler Montaje Babor a estribor (transversal)

2.1.5 Ventajas de los enfriadores de caja

2.1.5.1 Para el astillero

- Menos gastos de instalación.
- Sin bombas de agua sucia.
- Sin conductos resistentes a aguas sucias.
- Sin filtros de entrada.
- Sin válvulas resistentes a aguas sucias.
- Sin equipos eléctricos para aguas sucias.

2.1.5.2 Para el propietario

- Fácil de limpiar.
- No entra agua sucia en la sala de maquinaria.
- Menor consumo de combustible de los dispositivos auxiliares.
- Menor mantenimiento.
- Menor número de averías.
- Menor número de elementos para clasificar.
- No es necesario cambiar el equipo en el lado de las aguas sucias tras varios años.

Los enfriadores de caja comparados con otros sistemas de refrigeración como intercambiadores de placas o enfriadores multitubulares convencionales proporcionan las siguientes ventajas:

- Eliminación completa del circuito de agua de enfriamiento secundario por fuera del buque. No se requiere bomba para el agua de mar sin tratar; es decir que el agua sin tratar no es bombeada al interior del buque.
- Los enfriadores de caja son menos susceptibles a la corrosión y a la incrustación comparada con cualquier otra solución.

- Ahorro energético (bomba secundaria). En un sistema de refrigeración convencional la bomba secundaria es de aproximadamente 15 Kw, consume aproximadamente 3 litros de combustible por hora. En un año de operación de 5.000 horas esto representa el ahorro de 15.000 litros.
- Se elimina la necesidad de filtros o coladores (strainers) para el agua de mar.¹¹

2.1.6 Fabricación y materiales

2.1.6.1 Refrigeradores para barcos con y sin revestimiento

Los refrigeradores para barcos de NRF¹², con revestimiento se fabrican en CuZn20Al y se bañan con un revestimiento recocido por el lado en contacto con las aguas sucias. Este revestimiento es resistente al agua salada, a agentes químicos y a aguas contaminadas. Las ventajas de este tipo de refrigeradores para barcos es su insensibilidad a las corrientes de fuga y sus propiedades antiincrustantes (sistema antiincrustante). Pueden construirse en cajas de marino relativamente pequeñas (entre los marcos). La vida útil de este tipo de refrigeradores para barcos es muy prolongada y pueden usarse en combinación, con o sin un sistema de corriente aplicada.

Los refrigeradores para barcos sin revestimiento de NRF¹², se fabrican con tubos de CuZn20Al o CuNi10.

A: Los refrigeradores para barcos de CuZn20Al sin revestimiento se utilizan principalmente para navegación tierra adentro.

B: Los refrigeradores para barcos de CuNi10 sin revestimiento tienen la misma aplicación que los revestidos. La ventaja de este tipo de refrigeradores es que el material posee una capa de protección incrustante que hace innecesario el uso de

¹¹ www.bloksma.net

sistemas incrustantes. Si se utilizan este tipo de refrigeradores debe prestarse especial atención a la sensibilidad a las corrientes de fuga. Para reducirlas, se recomienda utilizar una caja de marino relativamente grande e instalar la unidad "ECC®" (Electronic Current Control) de NRF¹². Este tipo de refrigerador tiene una vida útil un poco más corta debido a la corrosión por contacto.

Nota: los refrigeradores de CuZn20Al revestidos y de CuNi10 sin revestir tienen el mismo precio.



Fig. 2.5. Refrigerador para barcos con y sin revestimiento.

Duramax marine también es otra empresa fabricante de intercambiadores de calor tipo Boxcooler para embarcaciones, los *Duramax Boxcoolers*¹³, son construidos de forma estándar en una aleación de cobre/zinc/aluminio (CuZn20Al), mientras que las partes expuestas al agua sucia son protegidos con un

¹³ www.duramax-marine.com
<http://www.duramax-international.com/Recent.asp>

revestimiento sintético secado al calor (heat-cured). El revestimiento es más resistente a los químicos, al agua salada y al agua contaminada.

También son fabricados con una aleación de cobre níquel 90/10 para los tubos lo cual lo hace resistente a la erosión y posee muy buenas propiedades para las incrustaciones.

2.1.7 Control de las incrustaciones

2.1.7.1 Antiincrustacion por corriente impresa ICAF (Impressed Current Anti Fouling)

Como cualquier otro sistema de refrigeración para barcos expuesto a las aguas marinas, los refrigeradores para barcos son víctimas potenciales de la suciedad del casco. Aunque en el tamaño de cada refrigerador se incluye un margen de seguridad del 20% aproximadamente, el excesivo crecimiento de elementos biológicos marinos como percebes, mejillones, algas y otro tipo de moluscos puede afectar a la transferencia de calor. Los barcos que navegan en aguas litorales corren el mayor riesgo de un excesivo crecimiento de estos elementos. En consecuencia, es necesario proteger los refrigeradores.

El sistema antiincrustante de corriente aplicada (Impressed Current Antifouling System, ICAF) es una opción muy ecológica y efectiva para evitar la incrustación.

Para evitar la incrustación por medio de este sistema se coloca una corriente eléctrica de una fuente de alimentación en un conjunto de ánodos de cobre y se monta debajo del refrigerador del barco. Estos ánodos de cobre se disuelven y desprenden iones de cobre (Cu^{++}) en la caja de marino. El agua del mar de la caja de marino, desplaza los iones de cobre a través de los tubos del refrigerador creando un ambiente tóxico que evita la afloración de elementos biológicos

marinos. El tamaño de los ánodos de cobre se diseña para ajustarse al intervalo de entrada en dique seco del barco.¹²

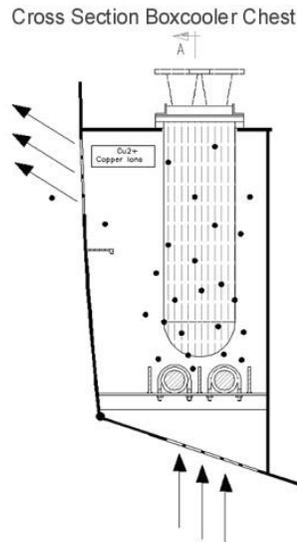


Fig. 2.6. Desprendimiento de iones de cobre, sistema ICAF

2.1.7.2 Funcionamiento del sistema ICAF

El principio de funcionamiento es basado en un diferencial de potencial artificial entre las barras de cobres (ánodos) y las placas de acero instaladas (cátodos). Esto causa una corriente eléctrica menor que fluye desde los ánodos de cobre y produce la disolución controlada de los ánodos. Los iones de cobre (Cu^{++}) serán bien mezclados con el agua de mar en la caja de mar previniendo el crecimiento de organismos marinos que atacan el Boxcooler. Por supuesto que la cantidad de cobre que se disuelve es proporcional a la corriente aplicada.¹²

¹² <http://www.nrf.es/marine/index.html>

Cada Boxcooler requiere los ánodos de cobre debajo del refrigerador para prevenir el crecimiento marino. Los cátodos de placas de acero y el marco se sueldan a la estructura del barco dentro de la caja de mar y debajo del Boxcooler. El peso del sistema de ánodos de cobre puede ser más de 100kg. El Montaje de los ánodos de cobre al Boxcooler como un sistema integrado puede dañar las conexiones expandidas de tubo y hoja de tubos.¹²

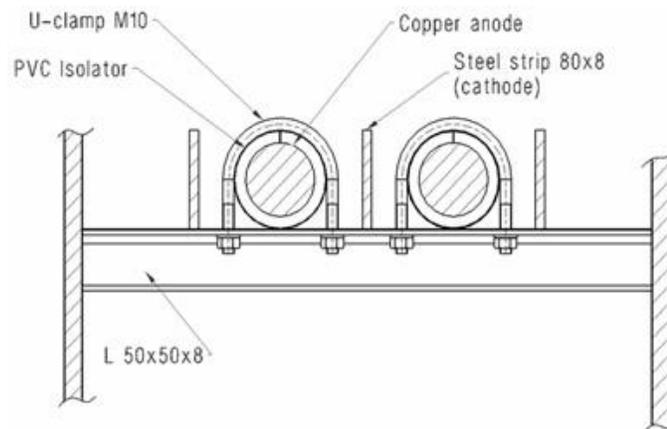


Fig. 2.7. Montaje del sistema ICAF

Nota: Los tubos de aleación de cobre no revestidos tales como el cobre-níquel inicialmente crean un ambiente tóxico para evitar el crecimiento de organismos marinos. Sin embargo, una vez se forma una capa de óxido en la superficie de los tubos, el cobre dejará de disolverse. Un problema aun más serio asociado con los Boxcooler de cobre-níquel es una corrosión galvánica muy agresiva.¹²

2.1.7.3 Montaje de los ánodos en el diseño del Boxcooler

Dos ánodos son colocados dentro del montaje, el cual es sujetado por barras de anclaje a la parte inferior del enfriador de caja. El ensamble de ánodos es una parte integral del Boxcooler.

¹² <http://www.nrf.es/marine/index.html>

Entre ánodos se sueldan barras de acero las cuales funcionan como cátodos. Se asegura que una razonable corriente de retorno circule a través de estos cátodos. Los cables de ánodos son suministrados con conectores estancos los cuales están unidos a una caja de conexión. Dada esta caja de conexión un cable es fijado a través del haz tubular terminado en una pequeña caja de conexión la cual ha de ser fijada a lo largo del enfriador de caja, desde esta caja de conexión un cable desnudo transmite la corriente al sistema.

Antes de llegar a la vida útil de los ánodos, los ánodos deben de ser sustituidos individualmente ya que el paquete completo de ánodos podría ser demasiado pesado. Para facilitar el fácil intercambio de ánodos, los cables que conectan los ánodos son suministrados con conectores estancos por lo que el cable conector de la caja de mar no tiene porque ser sustituido. También para mejorar el acceso a los ánodos, los cátodos de acero montados próximos a los ánodos, pueden ser girados en casi todas direcciones para crear el espacio necesario para el cambio.

La construcción con ánodos integrados tiene muchas ventajas.¹¹

No se requiere instalación para el montaje de ánodos. Cableado y los cables son alimentados a través de la cubierta de la caja de mar. También el espacio requerido para los ánodos es muy limitado.¹¹

La construcción integrada enfriador de caja con ICAF está pendiente de patente por parte de *Bloksma Heat Exchangers*¹¹. El peso extra del paquete de ánodos no tiene ninguna influencia en la estabilidad mecánica del enfriador e incluso en situaciones de fuerte oleaje.

¹¹ www.bloksma.net

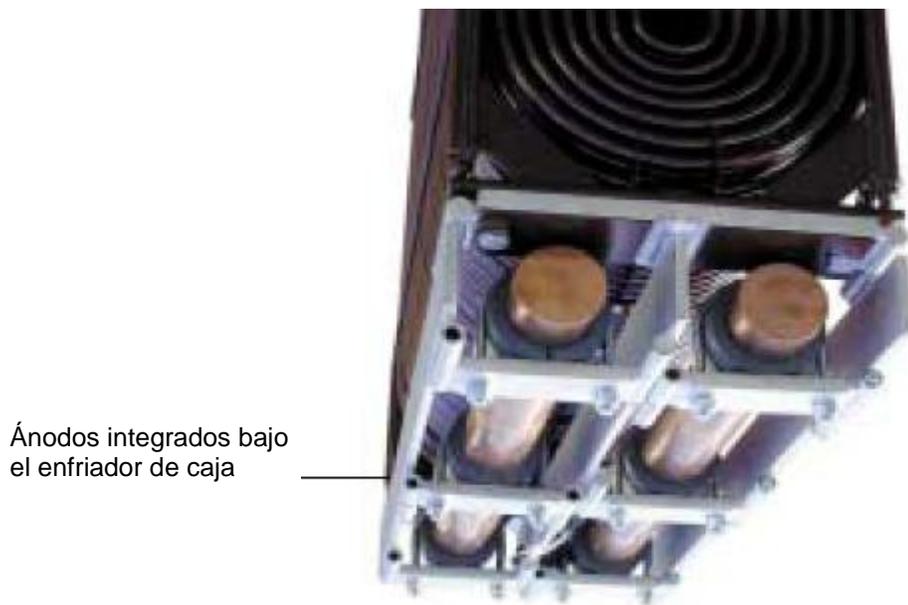


Fig. 2.8. Montaje de los ánodos del sistema ICAF en el Boxcooler

El material para fijar los ánodos son perfiles angulares. Abrazaderas en U y anillos de aislamiento son suministrados por el respectivo fabricante¹¹. En este caso el cable es modelado al ánodo para garantizar una conexión estanca.

El cable es fijado a través de la caja de agua a la cubierta de la misma por medio de un pasacables (prensas) estanco. En este caso se requiere un acceso a la caja de mar para poder intercambiar los ánodos.

Los cátodos pueden ser montados en paralelo a los ánodos para asegurar una igual disolución del cobre a lo largo de los ánodos y garantizar una adecuada corriente de retorno. Los cátodos son simples barras de acero no pintadas montadas paralelas a los ánodos.

Los ánodos deben sujetarse firmemente al casco por soldadura o tornillería. El cable desde los ánodos al techo ha de ser conducido en tubo de acero para proteger el cable.

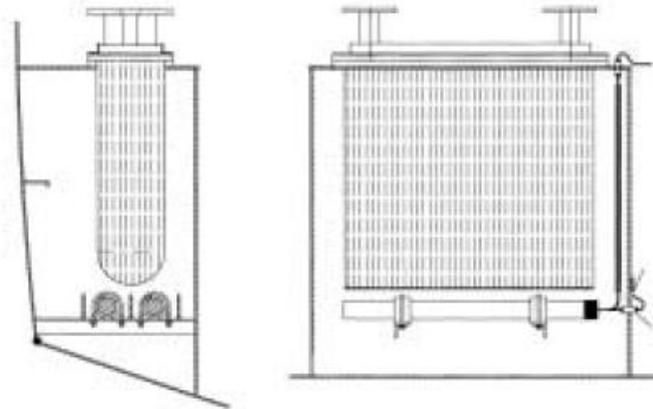


Fig. 2.9. Ánodos montados separadamente debajo del enfriador de caja

Ánodo separado con su sistema de fijación



Fig. 2.10. Ánodo separado con su sistema de fijación

2.1.7.4 Operación y mantenimiento ICAF

El control del sistema ICAF es simple y directo. El funcionamiento es básicamente automático y requiere una mínima supervisión. Se recomienda chequeos diarios para asegurarse de que el nivel de corriente continúa al nivel correcto y no hay alarmas.

Cuando el suministro de corriente se conecta a un sistema de vigilancia remota todos los parámetros pueden ser vigilados centralizados.

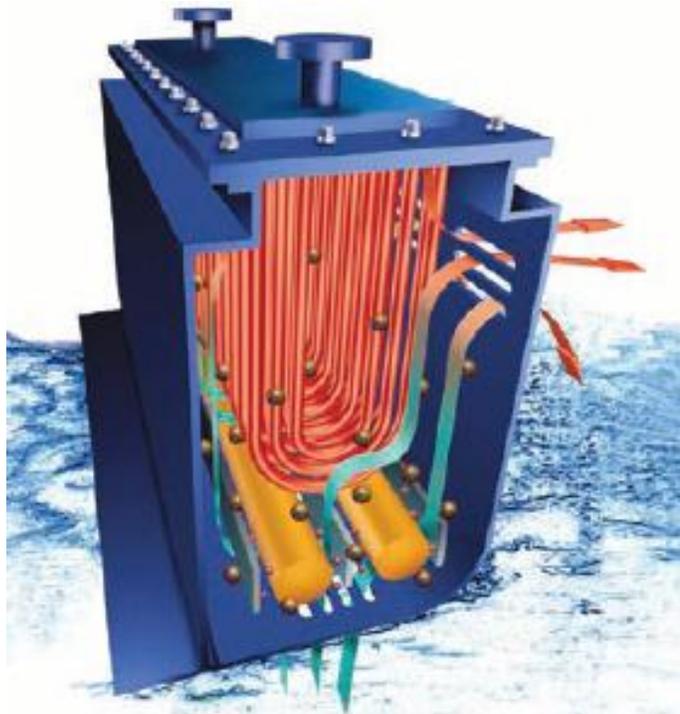


Fig. 2.11. Funcionamiento del Boxcooler junto con el ICAF

3 METODOLOGÍA DE DISEÑO PARA INTERCAMBIADORES

Para el diseño de intercambiadores calor se debe tener en cuenta las diferentes metodologías de cálculo existentes, teniendo siempre presente que no existe única solución para una especificación requerida en un proceso de transferencia de calor.

Para aplicar la metodología más adecuada y cumplir con los requerimientos en el proceso de diseño, diseño térmico e hidráulico, consideraciones de fabricación y costo, y concesiones recíprocas y optimización basada en el sistema, se podrá ayudar con algunos pasos ya establecidos de acuerdo con el transcurrir del tiempo y las necesidades a suplir.

Entre el método de diseño se encuentra como primer paso tener claro las consideraciones de diseño del proceso entre las cuales se a encontraran arreglos de fluidos, materiales y selección de la superficie, selección del paso del fluido, entre otras; para iniciar el diseño se debe tener presente que el diseño térmico e hidráulico son principalmente analíticos, y el diseño estructural es analítico con alguna ampliación. La mayoría de las demás consideraciones principales de diseño implican criterios cualitativos y basados en la experiencia, consideraciones recíprocas y compromisos.

Luego de aplicar el diseño térmico, hidráulico y mecánico se evaluara si nuestra solución es opcional ante las condiciones de costo, proceso y dimensiones requeridas, en caso de no cumplir con lo anterior entonces surge la necesidad de rediseñar nuevamente el intercambiador con el fin de encontrar la solución más óptima.

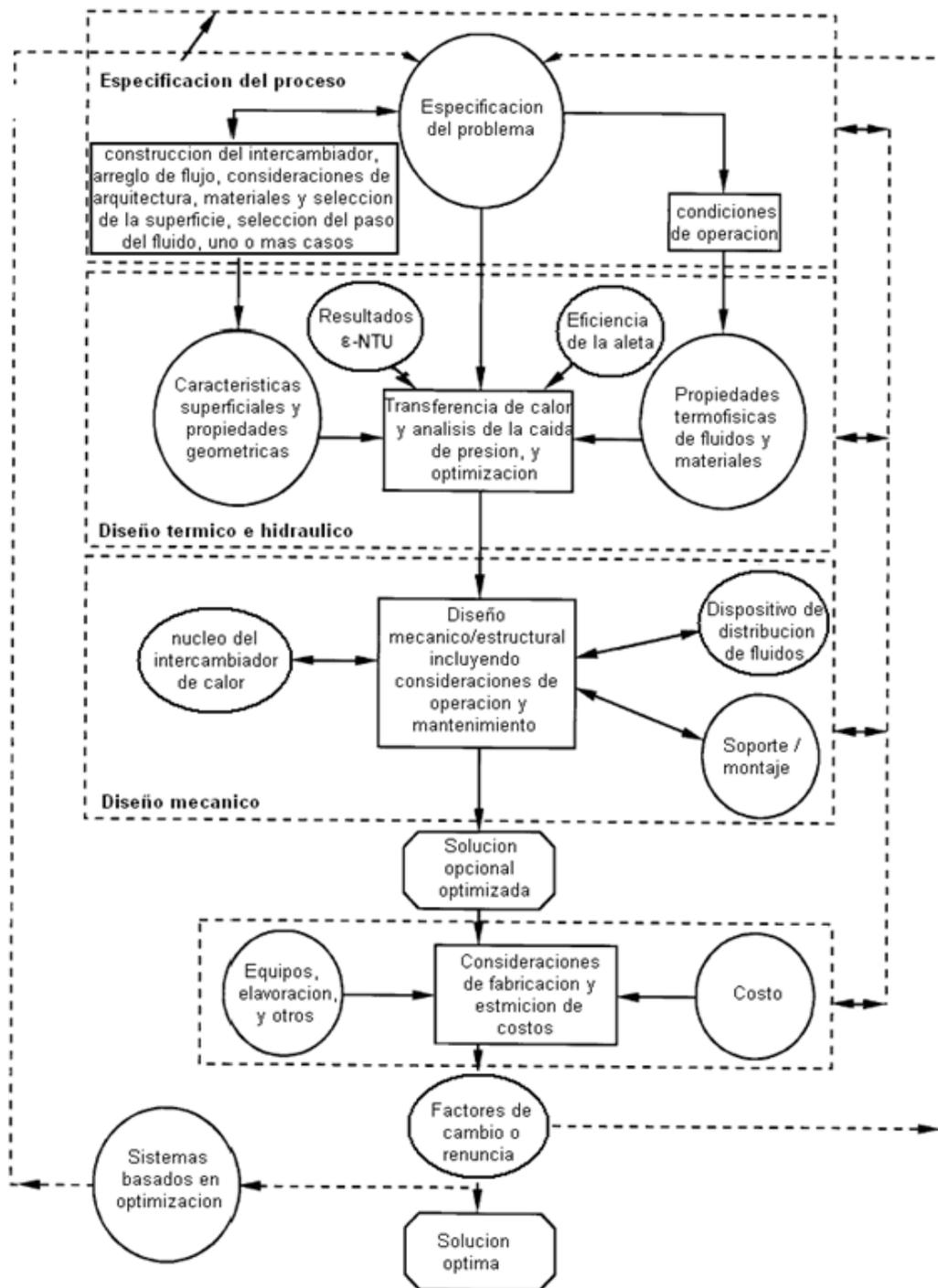


Fig. 3.1. Metodología de diseño para intercambiadores

Tomado de ED. FRANK KREITH. The CRC Handbook of Thermal Engineering. CRC Press LLC, 2000. P 4-80.

De acuerdo con lo enunciado sobre requerimientos y pasos a seguir en diseño de intercambiadores, según Frank Kreith:

El objetivo aquí es verificar las especificaciones del vendedor o determinar el funcionamiento de las condiciones fuera del diseño. La clasificación del problema es también algunas veces referido como el problema de funcionamiento. En contraste, el diseño de un tipo nuevo o existente de intercambiador es referido como el problema de dimensionamiento. En un amplio sentido, esto significa la determinación del tipo de construcción del intercambiador, arreglo de flujo, geometría y materiales de la superficie de transferencia de calor, y tamaño físico del intercambiador, conocer la especificada transferencia de calor y caída de presión. Sin embargo, desde el punto de vista cuantitativo del análisis termohidraulico, se debe considerar que la selección del tipo de construcción del intercambiador, arreglo de flujo, y materiales ya han sido realizados. Así, en el problema de dimensionamiento, nosotros determinaremos el tamaño físico (longitud, anchura, peso) y áreas superficiales en cada lado del intercambiador. El problema de dimensionamiento es también algunas veces referido como el problema de diseño.⁷

⁷ ED. FRANK KREITH. The CRC Handbook of Thermal Engineering. CRC Press LLC, 2000. P 4-80

3.1 Metodologías Para Estudio térmico

3.1.1 Método de la diferencia de temperaturas media (MTD)

Se podría asumir inicialmente U como un valor constante en un intercambiador de calor compacto de fase única. Lo cual es lo suficientemente razonable en intercambiadores un tanto más largos o extensos, para lo cual no aplican perfectamente los de coraza y tubo y los condensadores en los cuales U tiende a variar muy fácilmente con la temperatura local y posición del intercambiador.

Según lo anunciado por, John H. Lienhard , “en aquellas situaciones en las cuales U es bastante constante, podemos tratar la variación de las temperaturas de las corrientes de fluidos escribiendo la transferencia de calor global en términos de una diferencia de temperaturas media entre las dos corrientes de fluidos”:⁶

$$Q = UA\Delta T_{\text{mean}} \quad (3-1)$$

3.1.1.1 Uso y aplicación de la LMTD

La diferencia de temperaturas media logarítmica empleada en la ecuación general de la transferencia de calor presenta dos limitaciones de uso las cuales son:

1) Se encuentra restringida a las configuraciones de paso simple en flujos de fluido en paralelo y contraflujo. Dicha restricción se puede superar con un factor de corrección que varía de cero a la unidad, conocido con el nombre de factor de corrección de LMTD.

⁶ JOHN H. LIENHARD IV / JOHN H. LIENHARD V. A heat transfer textbook third edition, 2003. P 103.

2) El valor constante de U debe ser insignificamente dependiente de T . incluso si $U \neq \text{fn}(T)$, el cambio en la configuración de flujo y la variación de temperatura puede aun dar lugar a serias variaciones de U dentro de un dado intercambiador de calor.

La diferencia de temperaturas media logarítmica es aplicada en la ecuación general de la transferencia de calor para el análisis de intercambiadores y esta representa la forma apropiada de la diferencia de temperaturas media; la cual se expresa como sigue:

$$\text{LMTD} = \Delta T_{\text{lm}} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (3-2)$$

Aquí ΔT_1 y ΔT_2 son definidos como

- $\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o}$ $\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i}$ Para todo arreglo de flujo excepto para flujo paralelo.
- $\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,i}$ $\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,o}$ Flujo paralelo

En dependencia de las temperaturas de entrada y de salida de la corriente de fluido en intercambiadores de calor de un paso por la coraza y dos por los tubos, podemos encontrar tres situaciones; según Raquel D. Monita, Cristina Fernandes, Henrique A. Matos y Clemente P. Nunes:

- (1) La temperatura final de la corriente caliente es más alta que la temperatura final de la corriente fría. Esta situación es llamada temperatura aproximada y es correcto diseñar para un paso simple por la coraza.

- (2) La temperatura final de la corriente caliente es ligeramente menor que la temperatura final de la corriente fría. Esta situación es llamada temperatura cruzada, es usualmente correcto diseñar para un paso único por la coraza 1-2. Posee un cruce de temperaturas reducido.
- (3) La diferencia entre las temperaturas de las corrientes incrementa excesivamente y hay un cruce largo de temperaturas. Flujo de calor en reversa puede ser encontrado, lo cual es derrochador en el área de transferencia de calor. El diseño puede incluso ser no factible.⁸

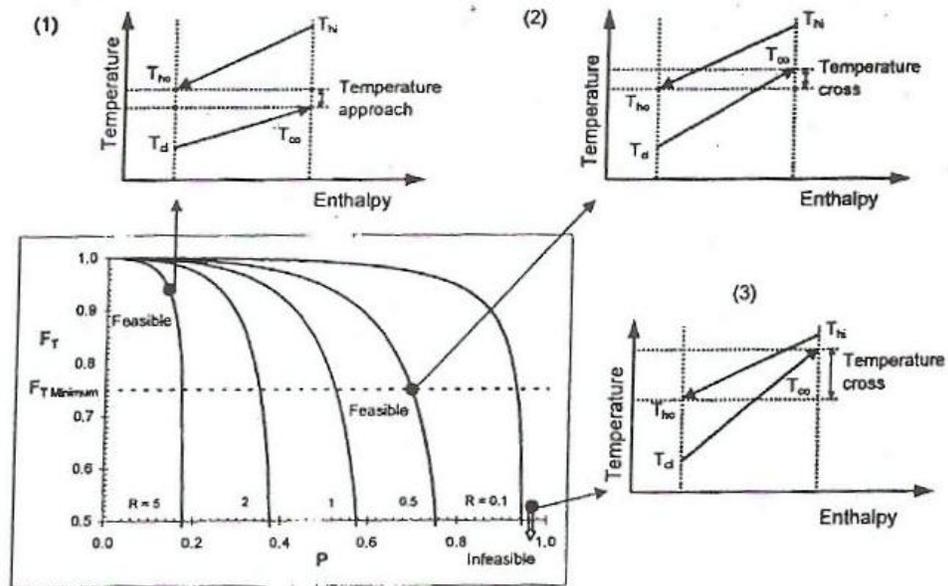


Fig. 3.2. Efectos de la variación de las temperaturas en intercambiadores

3.1.1.2 Factor de corrección LMTD, F .

Mediante la aplicación de un conjunto de derivadas y asumiendo se tiene un intercambiador de calor, en el cual U podría ser tomado como valor constante, uno

⁸ RAQUEL D. MOITA, CRISTINA FERNANDES, HENRIQUE A. MATOS, CLEMENTE P. NUNES. Journal of Heat Transfer, A Cost-Based Strategy to Design Multiple Shell and Tube Heat Exchangers. February 2004, Vol 126. P120

que implique complicaciones configuracionales como pasos múltiples y/o flujos cruzados. En tales casos es necesario rederivar la diferencia de temperaturas media apropiada en el mismo camino como se derivó la LMTD.

La ecuación encontrada que relaciona el factor de corrección de la diferencia de temperaturas media logarítmica según, John H. Lienhard ⁶, es la siguiente:

$$Q = UA(LMTD) \cdot F \left(\underbrace{\frac{T_{t_{out}} - T_{t_{in}}}{T_{s_{in}} - T_{t_{in}}}}_P, \underbrace{\frac{T_{s_{in}} - T_{s_{out}}}{T_{t_{out}} - T_{t_{in}}}}_R \right) \quad (3-3)$$

Donde T_t y T_s son las temperaturas de los flujos del tubo y la coraza, respectivamente.

F es el factor de corrección de la LMTD como ya habíamos mencionado anteriormente el cual varía entre los valores de 0 a 1, dependiendo de las condiciones.

Los grupos adimensionales P y R se identifican según lo que a continuación se describe:

- P es la influencia relativa de la diferencia de temperaturas general ($T_{s_{in}} - T_{t_{in}}$) sobre la temperatura de flujo por el tubo. Esto debe ser obviamente menor que la unidad.
- R, es igual a la relación de capacidad calorífica C_t/C_s .

$$\frac{C_c}{C_h} = - \frac{T_{h_{out}} - T_{h_{in}}}{T_{c_{out}} - T_{c_{in}}} \quad (3-4)$$

⁶ JOHN H. LIENHARD IV / JOHN H. LIENHARD V. A heat transfer textbook third edition, 2003. P 116.

- Se encuentran casos en los cuales uno de los dos fluidos permanece con la temperatura constante (como, por ejemplo, en la figura 19), entonces uno de los dos P o R se igualara a cero. En este caso F tomara el valor de la unidad y simplemente LMTD será la correcta ΔT_{mean} .

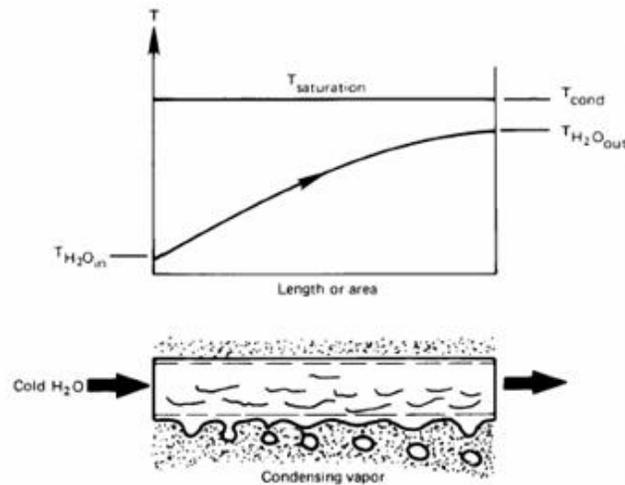


Fig. 3.3. variacion de las temperaturas en un condensador o eveporador

Como ya se ha mostrado anteriormente el producto del flujo másico por su calor específico, será igual a la capacidad calorífica del fluido, de lo anterior se desprende el siguiente enunciado según, Yunus A Cengel:

En un intercambiador a contraflujo la diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frio permanecerá constante a lo largo del mismo cuando las razones de capacidad calorífica de los dos fluidos sean iguales (es decir, $\Delta T = \text{constante}$ cuando $C_h = C_c$, o bien, $\dot{m}_h C_{p_h} = \dot{m}_c C_{p_c}$). Entonces, se tiene $\Delta T_1 = \Delta T_2$ y la ultima relación para la diferencia de temperatura media logarítmica da $\Delta T_{ml} = \frac{0}{0}$ la cual es una forma indeterminada. Mediante la aplicación de la regla de l'Hôpital, se puede demostrar que, en este caso, se tiene $\Delta T_{ml} = \Delta T_1 = \Delta T_2$, como era de esperarse.¹

Otra información de valiosa importancia mencionada por, Yunus A Cengel, es la que se presenta a continuación:

“Para un intercambiador de flujo cruzado y uno de casco y tubos de pasos múltiples, el factor de corrección es menor que la unidad; es decir, $F \leq 1$. El valor limite de $F=1$ corresponde al intercambiador a contraflujo. Por 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 correspondiente para el caso de contraflujo”.¹

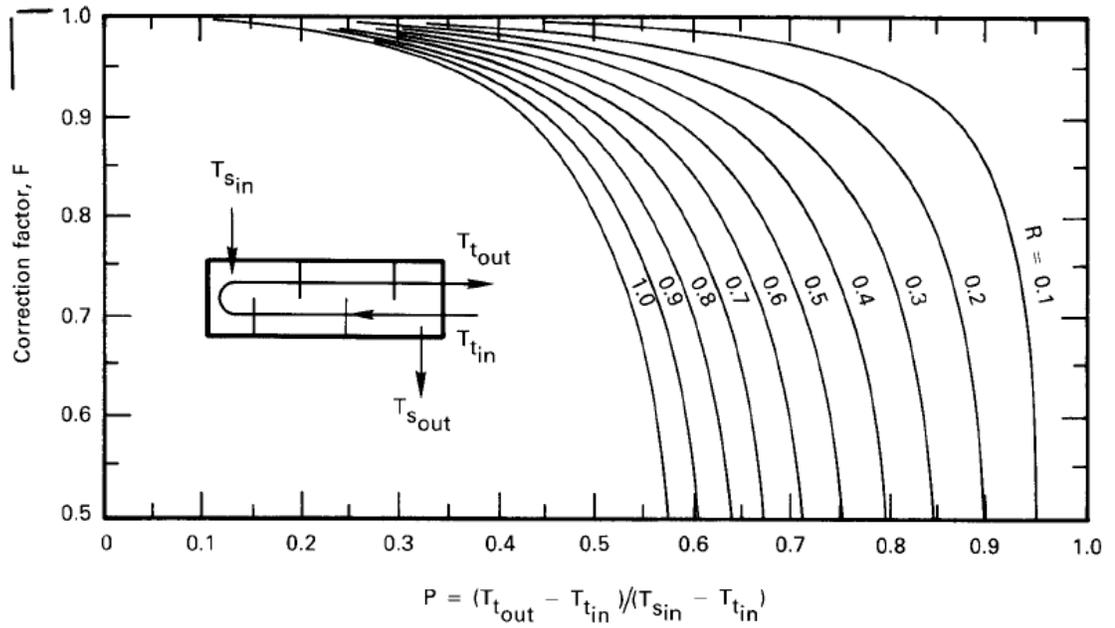
Actualmente se cuenta con gráficas no muy exactas las cuales han sido ampliamente copiadas. La versión TEMA de estas curvas han sido recalculadas para intercambiadores de calor de tubo y coraza, y estas son más exactas. Aquí incluiremos cuatro, las cuales son mostradas a continuación. La TEMA presenta otras graficas de configuraciones más complejas de tubo y coraza.

Estas son graficas que están simplificadas para encontrar el valor de F cuando $R \leq 1$. Para $R > 1$, se puede obtener F usando una regla reciproca simple.

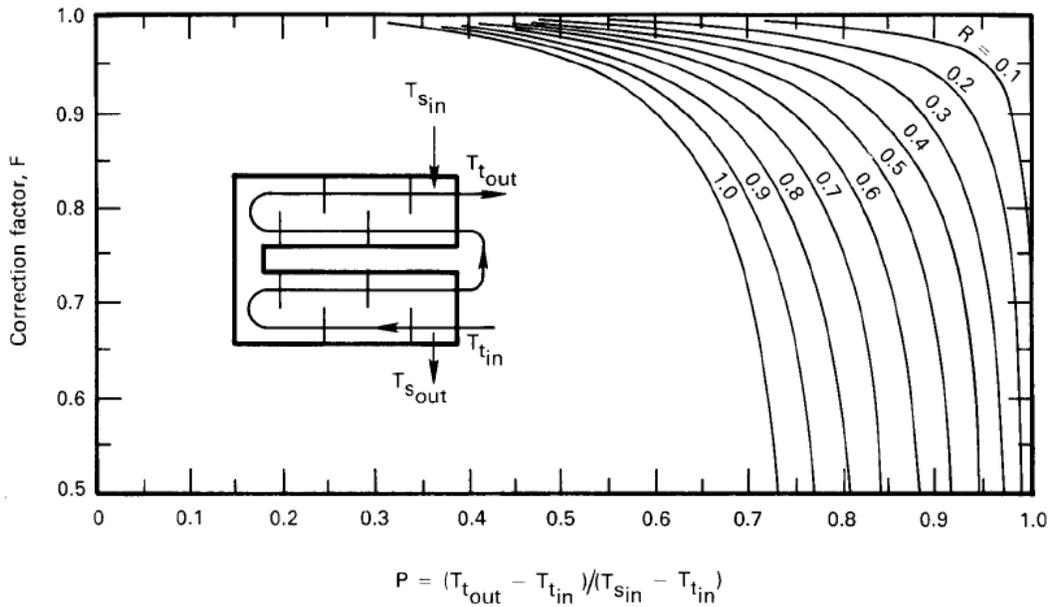
$$F(P,R) = F(PR, 1/R) \quad (3-5)$$

Así, si R es tan grande como la unidad, uno necesita solamente evaluar F usando PR en lugar de P y $1/R$ en lugar de R .

¹ CENGEL, YUNUS A. Transferencia de Calor. Editorial McGraw-Hill Interamericana, S.A. 3ra edición. 2007. P 624-625.



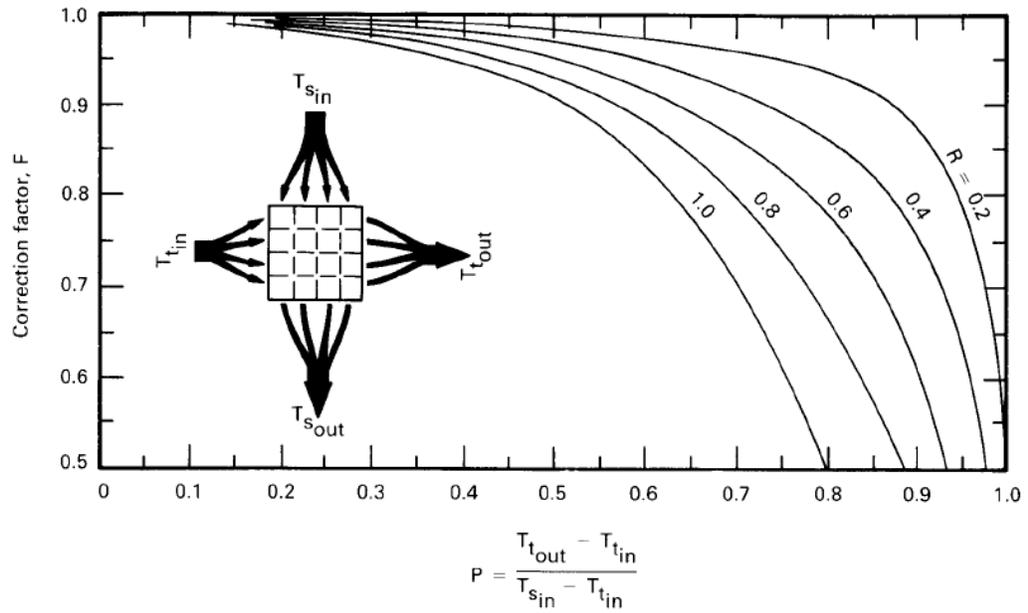
⁶F para un paso por la coraza y dos, cuatro, seis.... Pasos por los tubos



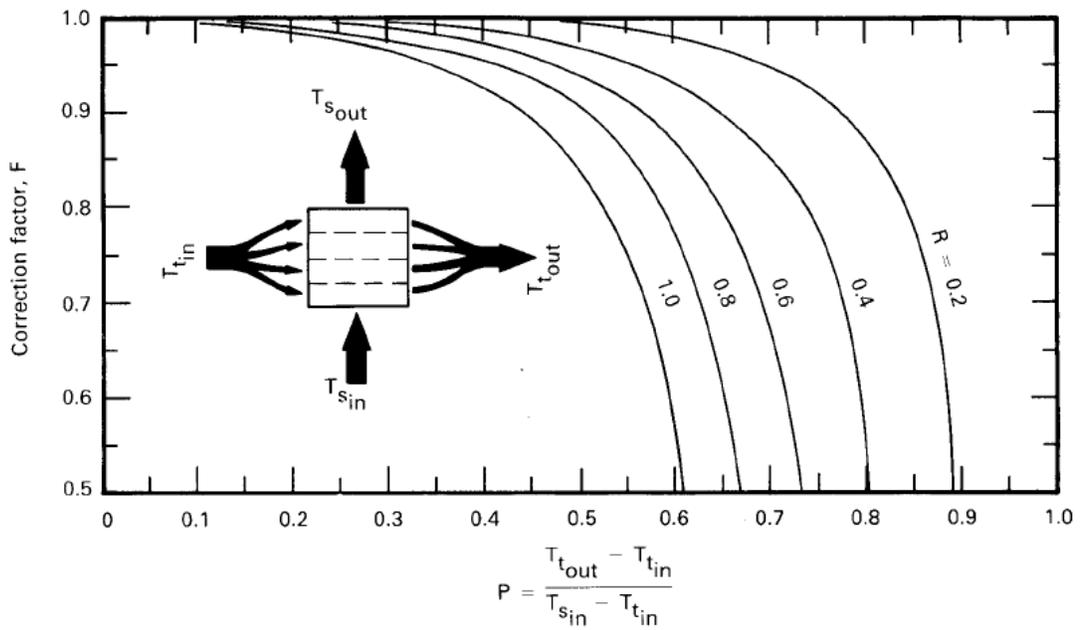
⁶F para intercambiador de dos pasos por la coraza y cuatro o más pasos por los tubos

Fig. 3.4. Calculo del factor de corrección para intercambiadores

⁶ JOHN H. LIENHARD IV / JOHN H. LIENHARD V. A heat transfer textbook third edition, 2003. P 118.



⁶F para intercambiadores de flujo cruzado de un paso, con ningún paso mezclado.



⁶F para intercambiadores de flujo cruzado de un paso, con un paso mezclado.

Fig. 3.4. Cálculo del factor de corrección para intercambiadores

⁶ JOHN H. LIENHARD IV / JOHN H. LIENHARD V. A heat transfer textbook third edition, 2003. P 119

3.1.1.3 Correlaciones o expresiones para el cálculo de F

Como se ha podido notar hasta el momento el factor de corrección depende únicamente de las temperaturas de entrada y salida en los intercambiadores, esto es correlacionado en término de dos relaciones adimensionales las cuales se fundamentan en las temperaturas de los fluidos frío y caliente.

Estas relaciones son las que llamamos P y R, en dicho caso existen algunas ecuaciones que encuentran su fundamento en la relación de dichas variables como lo muestra, Ahmad Fakheri⁴ :

$$F = \frac{\sqrt{R^2+1}}{R-1} \frac{\ln \frac{1-P}{1-PR}}{\left(\frac{2}{P}\right) - 1 - R + \sqrt{R^2+1}} \frac{\ln \frac{2}{\left(\frac{2}{P}\right) - 1 - R - \sqrt{R^2+1}}}{\left(\frac{2}{P}\right) - 1 - R - \sqrt{R^2+1}} \quad (3-6)$$

Según el artículo propuesto por, Ahmad Fakheri⁴, la expresión mostrada con anterioridad fue deducida para determinar el valor de F, en un intercambiador de contraflujo un paso por la coraza y dos pasos por los tubos.

Ahora también se anoto que la misma expresión puede ser utilizada para determinar el factor de corrección para un intercambiador de calor de un paso por la coraza y cualquier número de paso por los tubos.

En las últimas décadas se han utilizado las cartas o graficas para el diseño de intercambiadores de calor, estas correlaciones han sido ampliamente utilizadas y reproducidas por los libros de transferencia de calor. Según, Ahmad Fakheri⁴, recientemente fue descubierto un error en una de las cartas para el factor de

⁴ AHMAD FAKHERI. A general Expression for the Determination of the Log Mean Temperature Correction Factor for Shell and Tube Heat Exchangers, Citado por Crank, J., 1984, Free and Moving Boundary Problems. P 528.

corrección de intercambiadores de flujo cruzado que aparentemente no ha sido notado por lo menos hace 65 años atrás.

Una correlación más generalizada para obtener el valor de F que se dedujo es la siguiente, Ahmad Fakheri⁴:

$$F_{N,2NM} = \frac{\sqrt{R^2+1}}{R-1} \frac{\ln \left[\frac{1-P}{1-PR} \right]^{1/N}}{R - \left[\frac{1-PR}{1-P} \right]^{1/N}} \frac{2 \frac{\left[\frac{1-PR}{1-P} \right]^{1/N} - 1 - R + \sqrt{R^2+1}}{\ln \left[\frac{1-PR}{1-P} \right]^{1/N}}}{1 - \left[\frac{1-PR}{1-P} \right]^{1/N}} \frac{\ln \left[\frac{1-PR}{1-P} \right]^{1/N}}{R - \left[\frac{1-PR}{1-P} \right]^{1/N}} \frac{2 \frac{\left[\frac{1-PR}{1-P} \right]^{1/N} - 1 - R - \sqrt{R^2+1}}{\ln \left[\frac{1-PR}{1-P} \right]^{1/N}}}{1 - \left[\frac{1-PR}{1-P} \right]^{1/N}} \quad (3-7)$$

La cual aplica para intercambiadores de calor de tubo y coraza, para cualquier número de pasos por la coraza y por los tubos, en la ecuación (3-7), N es igual al número de pasos por la coraza. Es fácil demostrar de la ecuación anterior que para un paso por la coraza, es decir N=1, la ecuación (3-7), se hace igual a la ecuación (3-6).

El factor de corrección F de LMTD, puede ser calculado por medio de algunas correlaciones como se ha podido apreciar hasta el momento, una expresión abreviada para el cálculo de F con cualquier número de pasos por la coraza y por los tubos es la que sigue:

⁴ AHMAD FAKHERI. Journal of Heat Transfer, A general Expression for the Determination of the Log Mean Temperature Correction Factor for Shell and Tube Heat Exchangers. June 2003, Vol 125. P 528.

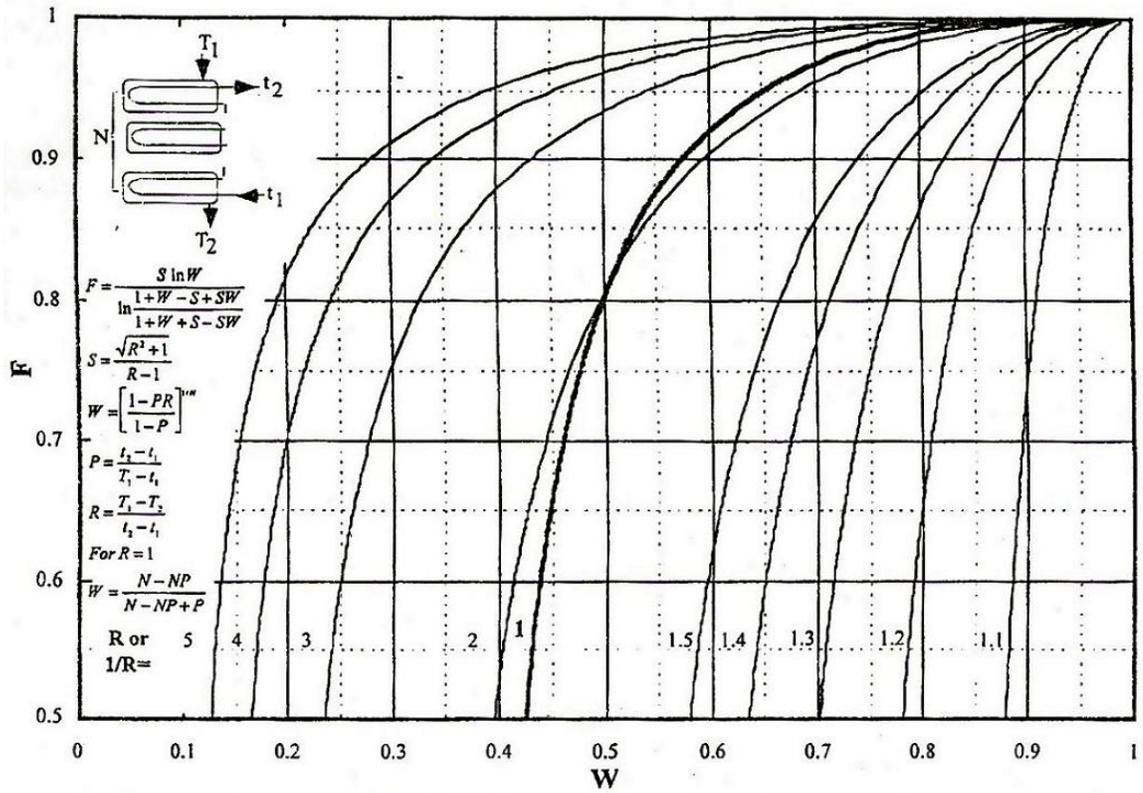
$$F_{N,2NM} = \frac{\frac{\sqrt{R^2+1}}{R-1} \ln \left[\frac{1-PR}{1-P} \right]^{1/N}}{\ln \frac{1 + \left[\frac{1-PR}{1-P} \right]^{1/N} - \frac{\sqrt{R^2+1}}{R-1} + \frac{\sqrt{R^2+1}}{R-1} \left[\frac{1-PR}{1-P} \right]^{1/N}}{1 + \left[\frac{1-PR}{1-P} \right]^{1/N} + \frac{\sqrt{R^2+1}}{R-1} - \frac{\sqrt{R^2+1}}{R-1} \left[\frac{1-PR}{1-P} \right]^{1/N}}} \quad (3-8)$$

De esta expresión la cual es igual a la ecuación 2 se obtiene la siguiente expresión abreviada para el cálculo de F:

$$F_{N,2NM} = \frac{S \ln W}{\ln \frac{1+W-S+SW}{1+W+S-SW}} \quad (3-9)$$

Donde $W = [(1-PR)/(1-P)]^{1/N}$ y $S = \sqrt{R^2+1}/(R-1)$.

La siguiente figura muestra a F para diferentes valores de R. hay que recordar que los valores de R pueden ser $R < 1$, $R > 1$; ó $R = 1$.



⁴ F para intercambiadores de calor con N pasos por la coraza y 2NM pasos por los tubos.

Fig. 3.5. Calculo de F para N pasos por la coraza y 2NM pasos por los tubos.

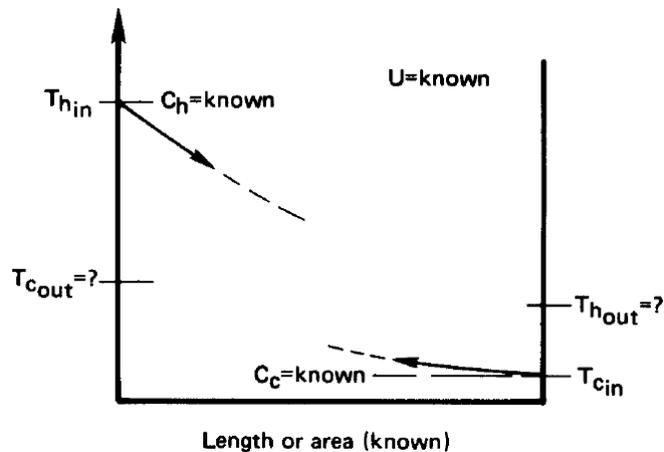
⁴ AHMAD FAKHERI. Journal of Heat Transfer, A general Expression for the Determination of the Log Mean Temperature Correction Factor for Shell and Tube Heat Exchangers. June 2003, Vol 125. P 529.

3.1.2 Método de la efectividad Del Intercambiador

Este método es utilizado en el caso en que se desee diseñar un intercambiador de calor y todos los parámetros de entrada no se conocen, en el caso de no conocer las temperaturas de salida de los fluidos la aplicación del método de la LMTD sería bastante tedioso debido a la continua iteración que es necesario aplicar para conocer dichos valores de temperatura, el método iterativo se explica cómo sigue, John H. Lienhard:

“Si nosotros buscamos calcular Q en tal caso, tendríamos que hacer algunas adivinaciones como la temperatura de salida lo cual lo podemos hacer mediante $Q_h = Q_c = C_h \Delta T_h = C_c \Delta T_c$. Entonces podríamos calcular Q de UA (LMTD) o UAF (LMTD) y verificar contra Q_h . La respuesta podría diferir, entontes tendríamos que adivinar una nueva temperatura de salida y probar otra vez”.⁶

El caso anterior demuestra que no podemos apresurarnos a analizar el intercambiador por el método LMTD.



⁶ JOHN H. LIENHARD IV / JOHN H. LIENHARD V. A heat transfer textbook third edition, 2003. P 120.

La efectividad del intercambiador es un parámetro adimensional que se encuentra relacionado por la razón de transferencia de calor real sobre la razón máxima posible de transferencia de calor en el intercambiador, visto de otra manera lo podemos apreciar como sigue:

$$\varepsilon \equiv \frac{C_h(T_{h_{in}} - T_{h_{out}})}{C_{\min}(T_{h_{in}} - T_{c_{in}})} = \frac{C_c(T_{c_{out}} - T_{c_{in}})}{C_{\min}(T_{h_{in}} - T_{c_{in}})} \quad (3-10)$$

Donde C_{\min} es la más pequeña de C_c y C_h . la efectividad puede ser interpretada como:

$$\varepsilon = \frac{\text{calor actual transferido}}{\text{calor máximo que podría posiblemente ser transferido de una corriente a la otra}} \quad (3-11)$$

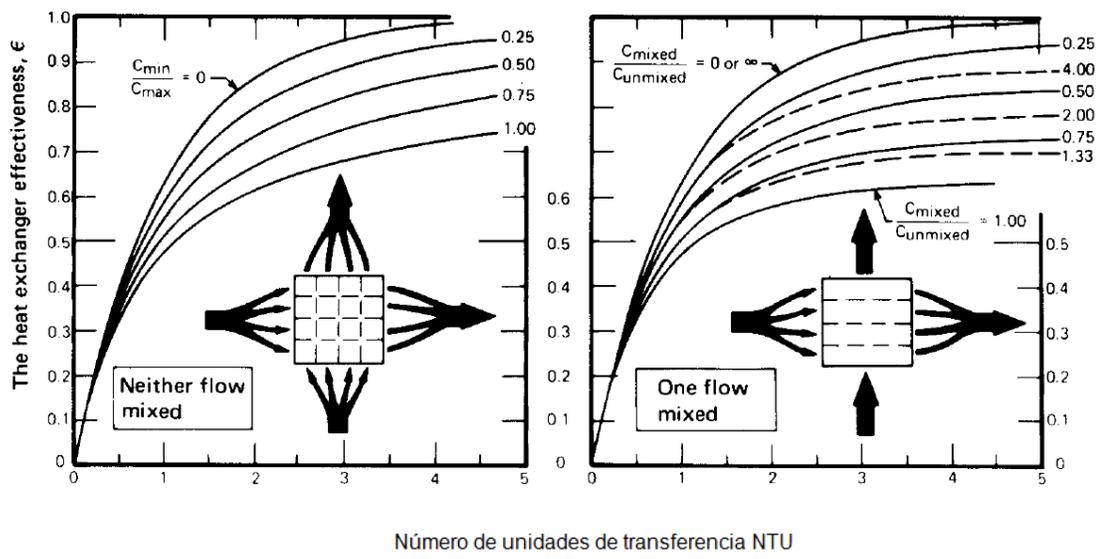
Esto sigue que

$$Q = \varepsilon C_{\min}(T_{h_{in}} - T_{c_{in}}) \quad (3-12)$$

Un segundo concepto a conocer fue el originalmente hecho E.K.W. Nusselt. Esta es el número de unidades de transferencia (NTU), el cual es una medida del área de transferencia de calor superficial del intercambiador, de lo cual se puede notar que si aumenta el valor de NTU también aumentara el tamaño del intercambiador:

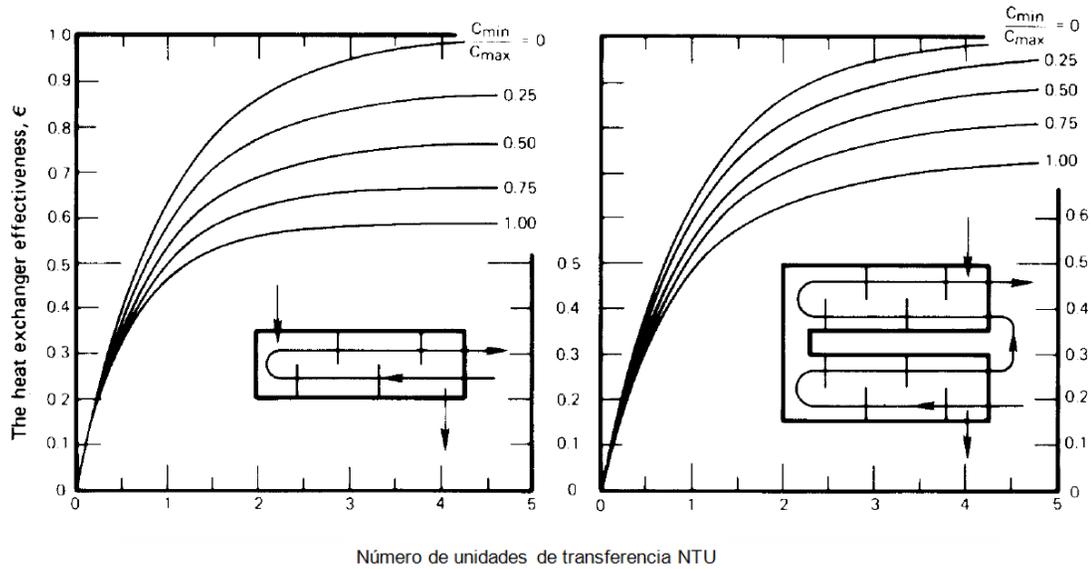
$$NTU \equiv \frac{UA}{C_{\min}} \quad (3-13)$$

En las siguientes graficas y ecuaciones se muestran las diferentes relaciones de la efectividad que se han desarrollado, estas aplican para un gran número de intercambiadores de calor como se podrá apreciar:



(a) Ningún flujo mezclado

(b) Un flujo mezclado



(c) Un paso por la coraza y dos pasos por los tubos (también puede ser usada para 4, 6, 8, 10 pasos por los tubos con un máximo de error de $E=0.04$, $C_{min}/C_{max}=1$ en largos NTU.)

(d) Dos pasos por la coraza y cuatro pasos por los tubos (también puede ser usada para 4, 6, 8, 10 pasos por los tubos)

Fig. 3.6. Cálculo de la efectividad para un intercambiador

Tabla 3.1. Efectividad para Intercambiadores

Tipo de intercambiador de calor	Relación de la efectividad
1 <i>Tubo doble:</i> Flujo paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + c)]}{1 + c}$
Contraflujo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - c)]}{1 - c \exp[-NTU(1 - c)]}$
2 <i>Tubos y coraza</i> Un paso por la coraza y 2, 4, . . . pasos por los tubos	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]} \right\}^{-1}$
3 <i>Flujo cruzado (un solo paso)</i> Los dos fluidos en flujo no mezclado	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0.22}}{c} [\exp(-c NTU^{0.78}) - 1] \right\}$
$C_{m\acute{a}x}$ mezclado, $C_{m\acute{i}n}$ no mezclado	$\varepsilon = \frac{1}{c} (1 - \exp \{1 - c[1 - \exp(-NTU)]\})$
$C_{m\acute{i}n}$ mezclado, $C_{m\acute{a}x}$ no mezclado	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{c} [1 - \exp(-c NTU)] \right\}$
4 <i>Todos los intercambiadores con $c = 0$</i>	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$

¹Relaciones de la efectividad para los intercambiadores de calor:
 $NTU = UA_s / C_{min}$ y $c = C_{min} / C_{max} = (\dot{m} C_p)_{min} / (\dot{m} C_p)_{max}$

Tabla 3.2. Número de unidades de transferencia de calor

Tipo de intercambiador de calor	Relación del NTU
1 <i>Tubo doble:</i> Flujo paralelo	$NTU = -\frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + c)]}{1 + c}$
Contraflujo	$NTU = \frac{1}{c - 1} \ln \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon c - 1} \right)$
2 <i>Tubos y coraza:</i> Un paso por la coraza y 2, 4, . . . pasos por los tubos	$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1 + c^2}} \ln \left(\frac{2/\varepsilon - 1 - c - \sqrt{1 + c^2}}{2/\varepsilon - 1 - c + \sqrt{1 + c^2}} \right)$
3 <i>Flujo cruzado (un solo paso)</i> $C_{m\acute{a}x}$ mezclado, $C_{m\acute{i}n}$ no mezclado	$NTU = -\ln \left[1 + \frac{\ln(1 - \varepsilon c)}{c} \right]$
$C_{m\acute{i}n}$ mezclado, $C_{m\acute{a}x}$ no mezclado	$NTU = -\frac{\ln[c \ln(1 - \varepsilon) + 1]}{c}$
4 <i>Todos los intercambiadores con $c = 0$</i>	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$

¹Relaciones del número de unidades de transferencia de calor:
 $NTU = UA_s / C_{min}$ y $c = C_{min} / C_{max} = (\dot{m} C_p)_{min} / (\dot{m} C_p)_{max}$

¹ CENGEL, YUNUS A. Transferencia de Calor. Editorial McGraw-Hill Interamericana, S.A. Citado por W.M. Kays y A. L. London. Compact Heat Exchangers. P636, 639.

3.1.2.1 Aplicaciones para mejorar la efectividad de un intercambiador de calor

Los procesos de transferencias de calor que comúnmente ocurren en intercambiadores de calor a menudo son mejorados con la instalación de deflectores y/o variación de los arreglos para los tubos.

Con la instalación de deflectores en intercambiadores de tubo y coraza se logran coeficientes de transferencia de calor más altos, esto debido a la turbulencia creada y mantenida en el mismo líquido, los deflectores más comúnmente usado son los que se cortan a un 25% del diámetro interno de la coraza del intercambiador como se puede apreciar en la siguiente figura extraída de Kern²:

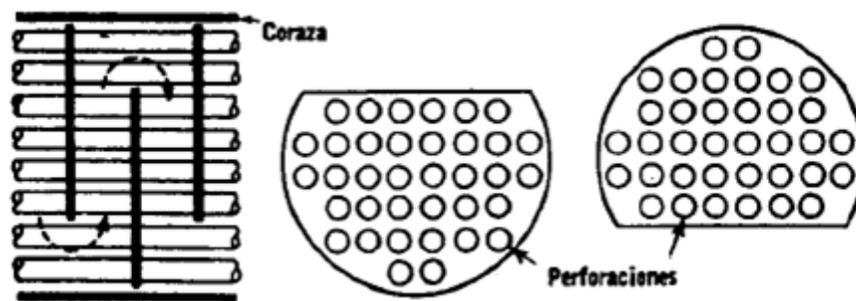


Fig. 3.7. Detalle de un deflector segmentado

Como ya se había mencionado estos componentes de intercambiadores mejoran la transferencia de calor en el intercambiador y por tanto su eficiencia, el flujo del lado de la coraza con la utilización de deflectores logran cruzar del lado de la coraza en forma cruzada con el líquido interno de los tubos, lo cual también mantiene y crea cierta turbulencia en el fluido externo y mejora los coeficientes convectivos del lado de la coraza, esto a su vez mejora el coeficiente total de transferencia de calor y por tanto aumenta la transferencia de calor en el intercambiador.

El otro método usado comúnmente para mejorar los coeficientes convectivos es el de variar los arreglos para los tubos del intercambiador, normalmente los tubos se colocan en un arreglo en cuadro o en triangulo, para lo cual es recomendado dejar un espaciado para facilitar la limpieza de los haces de tubos; a continuación se muestran los arreglos comunes, según Kern:

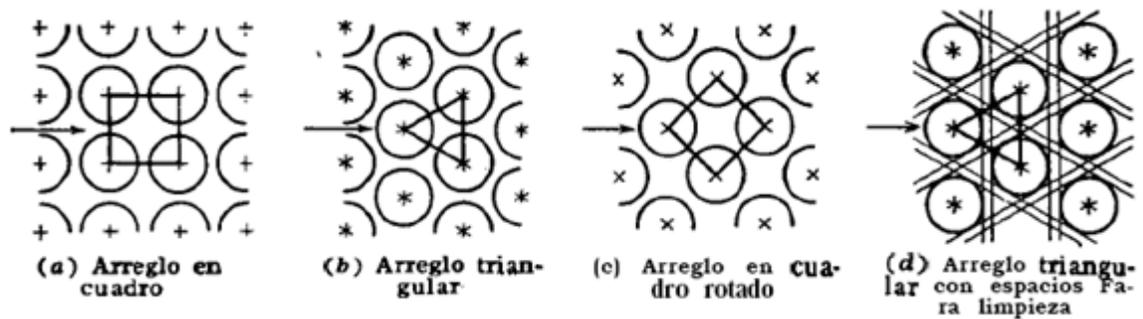


Fig. 3.8. Arreglos comunes para tubos de intercambiador

Una mejora que se detecto en el Boxcooler fue la variar el arreglo de los tubos para garantizar con esto un mayor coeficiente convectivo del lado de la caja y aumentar la transferencia de calor en el intercambiador. Actualmente el arreglo que se puede apreciar en estos intercambiadores es del tipo cuadro, este tipo de arreglos son menos eficientes que los triangulares, debido a las áreas de paso libre que quedan entre los tubos, esto se enuncia de la siguiente forma en Kern:

Los mayores coeficientes de transferencia se originan por un aumento en la turbulencia. En un arreglo cuadrado la velocidad del fluido está sometida a continuas fluctuaciones debido a la reducción del área entre los tubos adyacentes comparada con el área de flujo entre las hileras sucesivas. En los arreglos triangulares hay todavía mayor turbulencia debido a que el fluido que fluye entre los tubos adyacentes a alta velocidad golpea directamente en la hilera siguiente.²

“Los arreglos triangulares dan coeficientes cercanos al 25% mayores que los arreglos en cuadro.”²

² KERN, DONALD Q. Procesos de Transferencia de Calor. Compañía Editorial Continental S.A. de C.V. 1ra edición. 1965. P. 169

3.1.3 Método de la efectividad de las temperaturas, P-NTU

Un tercer método P-NTU es utilizado para el análisis de intercambiadores de calor además de los explicados anteriormente, método LMTD y Método de la efectividad del intercambiador e-NTU, este método asume que P es una función de NTU y R, donde P, NTU y R están definidos consistentemente por lado de fluido 1 o lado de fluido 2; de lo anterior cabe anotar que existe en este método una tabla la cual identifica claramente el lado que corresponde a cada fluido, lado 1 y lado 2.

El método P-NTU se basa en un conjunto de ecuaciones las cuales se pueden apreciar como sigue, Ed. Frank Kreith⁷:

Tabla 3.3. Efectividad de las temperaturas P-NTU

P-NTU Method ^a
$q = P_1 C_1 T_{1,i} - T_{2,i} $
$P_1 = \phi(\text{NTU}_1, R_1, \text{flow arrangement})$
$P_1 = \frac{T_{1,o} - T_{1,i}}{T_{2,i} - T_{1,i}}$
$\text{NTU}_1 = \frac{UA}{C_1} = \frac{ T_{1,o} - T_{1,i} }{\Delta T_m}$
$R_1 = \frac{C_1}{C_2} = \frac{T_{2,i} - T_{2,o}}{T_{1,o} - T_{1,i}}$

- Ecuación para calcular el calor cedido por el intercambiador, lado fluido 1 o lado fluido 2

$$q = P_1 C_1 |T_{1,i} - T_{2,i}| = P_2 C_2 |T_{2,i} - T_{1,i}| \quad \mathbf{(3-14)}$$

⁷ ED. FRANK KREITH. The CRC Handbook of Thermal Engineering. CRC Press LLC, 2000. P 4-63.

- También se encuentran un conjunto de relaciones entre P1, P2 y R1, R2 según se muestra a continuación:

$$P_1 = P_2 R_2 \quad P_2 = P_1 R_1 \quad (3-15)$$

- Otras relaciones encontradas en el método:

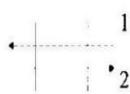
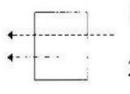
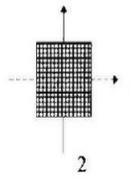
$$NTU_1 = NTU_2 R_2 \quad NTU_2 = NTU_1 R_1 \quad (3-16)$$

$$R_1 = 1/R_2 \quad (3-17)$$

Las tablas mostradas a continuación relacionan dependiendo del tipo de intercambiador cual es el lado del fluido 1 y lado fluido 2, y cuáles son las ecuaciones que aplican para el mismo intercambiador:

Tabla 3.4. Correlaciones para el metodo P-NTU

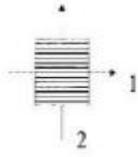
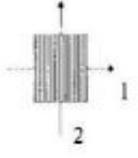
TABLE 4.5.4 P_1 - NTU_1 Formulas and Limiting Values P_1 and $R_1 = 1$ and $NTU_1 \rightarrow \infty$ for Various Exchanger Flow Arrangements^a

Flow Arrangement	Eq. no.	General formula	Value for $R_1 = 1$	Value for $NTU_1 \rightarrow \infty$
 <p>Counterflow exchanger, stream symmetric.</p>	I.1.1	$P_1 = \frac{1 - \exp[-NTU_1(1 - R_1)]}{1 - R_1 \exp[-NTU_1(1 - R_1)]}$	$P_1 = \frac{NTU_1}{1 + NTU_1}$	$P_1 \rightarrow 1 \text{ for } R_1 \leq 1$ $P_1 \rightarrow 1/R_1 \text{ for } R_1 \geq 1$
	I.1.2	$NTU_1 = \frac{1}{(1 - R_1)} \ln \left[\frac{1 - R_1 P_1}{1 - P_1} \right]$	$NTU_1 = \frac{P_1}{1 - P_1}$	$NTU_1 \rightarrow \infty$
	I.1.3	$F = 1$	$F = 1$	$F = 1$
 <p>Parallel flow exchanger, stream symmetric.</p>	I.2.1	$P_1 = \frac{1 - \exp[-NTU_1(1 + R_1)]}{1 + R_1}$	$P_1 = \frac{1}{2} [1 - \exp(-2NTU_1)]$	$P_1 \rightarrow \frac{1}{1 + R_1}$
	I.2.2	$NTU_1 = \frac{1}{1 + R_1} \ln \left[\frac{1}{1 - P_1(1 + R_1)} \right]$	$NTU_1 = \frac{1}{2} \ln \left[\frac{1}{1 - 2P_1} \right]$	$NTU_1 \rightarrow \infty$
 <p>Single-pass crossflow exchanger, both fluids unmixed, stream symmetric</p>	I.2.3	$F = \frac{(R_1 + 1) \ln \left[\frac{1 - R_1 P_1}{1 - P_1} \right]}{(R_1 - 1) \ln [1 - P_1(1 + R_1)]}$	$F = \frac{2P_1}{(P_1 - 1) \ln(1 - 2P_1)}$	$F \rightarrow 0$
	II.1	$P_1 = 1 - \exp(NTU_1)$ $- \exp[-(1 + R_1)NTU_1]$ $\cdot \sum_{n=1}^{\infty} R_1^n P_n(NTU_1)$ $P_n(y) = \frac{1}{(n+1)!} \sum_{j=1}^n \frac{(n+1-j)!}{j!} y^{n+j}$	same as Eq. (II.1) with $R_1 = 1$	$P_1 \rightarrow 1 \text{ for } R_1 \leq 1$ $P_1 \rightarrow \frac{1}{R_1} \text{ for } R_1 \geq 1$

Tomado de ED. FRANK KREITH. The CRC Handbook of Thermal Engineering. CRC Press LLC, 2000. P 4-65.

Tabla 3.4. Correlaciones para el metodo P-NTU

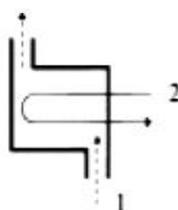
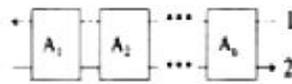
TABLE 4.5.4 (continued) P_1 - NTU_1 Formulas and Limiting Values P_1 and $R_1 = 1$ and $NTU_1 \rightarrow \infty$ for Various Exchanger Flow Arrangements^a

Flow Arrangement	Eq. no.	General formula	Value for $R_1 = 1$	Value for $NTU_1 \rightarrow \infty$
 <p>Single-pass crossflow exchanger, fluid 1 unmixed, fluid 2 mixed.</p>	II.2.1	$P_1 = [1 - \exp(-KR_1)] / R_1$ $K = 1 - \exp(-NTU_1)$	$P_1 = 1 - \exp(-K)$	$P_1 \rightarrow \frac{1 - \exp(-R_1)}{R_1}$
	II.2.2	$NTU_1 = \ln \left[\frac{1}{1 + \frac{1}{R_1} \ln(1 - R_1 P_1)} \right]$	$NTU_1 = \ln \left[\frac{1}{1 + \ln(1 - P_1)} \right]$	$NTU_1 \rightarrow \infty$
II.2.3	$F = \frac{\ln[(1 - R_1 P_1) / (1 - P_1)]}{(R_1 - 1) \ln \left[1 + \frac{1}{R_1} \ln(1 - R_1 P_1) \right]}$	$F = \frac{P_1}{(P_1 - 1) \ln[1 + \ln(1 - P_1)]}$	$F \rightarrow 0$	
 <p>Single-pass crossflow exchanger, fluid 1 mixed, fluid 2 unmixed.</p>	II.3.1	$P = 1 - \exp(-K / R_1)$ $K = 1 - \exp(-R_1 NTU_1)$	$P = 1 - \exp(-K)$ $K = 1 - \exp(-NTU_1)$	$P_1 \rightarrow 1 - \exp(-1 / R_1)$
	II.3.2	$NTU_1 = \frac{1}{R_1} \ln \left[\frac{1}{1 + R_1} \ln(1 - P_1) \right]$	$NTU_1 = \ln \left[\frac{1}{1 + \ln(1 - P_1)} \right]$	$NTU_1 \rightarrow \infty$
II.3.3	$F = \frac{\ln(1 - R_1 P_1) / (1 - P_1)}{(1 - 1 / R_1) \ln \left[1 + R_1 \ln(1 - P_1) \right]}$	$F = \frac{P_1}{(P_1 - 1) \ln[1 + \ln(1 - P_1)]}$	$P_1 \rightarrow \frac{1}{1 + R_1}$	
 <p>Single-pass crossflow exchanger, both fluids mixed, stream symmetric.</p>	II.4	$P_1 = \left[\frac{1}{K_1} + \frac{R_1}{K_2} - \frac{1}{NTU_1} \right]^{-1}$ $K_1 = 1 - \exp(-NTU_1)$ $K_2 = 1 - \exp(-R_1 NTU_1)$	$P_1 = \left[\frac{2}{K_1} - \frac{1}{NTU_1} \right]^{-1}$	$P_1 \rightarrow \frac{1}{1 + R_1}$

Tomado de ED. FRANK KREITH. The CRC Handbook of Thermal Engineering. CRC Press LLC, 2000. P 4-66.

Tabla 3.4. Correlaciones para el metodo P-NTU

TABLE 4.5.4 (continued) P_1 - NTU₁ Formulas and Limiting Values P_1 and $R_1 = 1$ and $NTU_1 \rightarrow \infty$ for Various Exchanger Flow Arrangements*

Flow Arrangement	Eq. no.	General formula	Value for $R_1 = 1$	Value for $NTU_1 \rightarrow \infty$
	III.1.1	$P_1 = \frac{2}{1 + R_1 + E \coth(E NTU_1 / 2)}$	$P_1 = \frac{1}{1 + \coth(NTU_1 / \sqrt{2}) / \sqrt{2}}$	$P_1 \rightarrow \frac{2}{1 + R_1 + E}$
		$E = [1 + R_1^2]^{1/2}$		
	III.1.2	$NTU_1 = \frac{1}{E} \ln \left[\frac{2 - P_1(1 + R_1 - E)}{2 - P_1(1 + R_1 + E)} \right]$	$NTU_1 = \ln \left[\frac{2 - P_1}{2 - 3P_1} \right]$	$NTU_1 \rightarrow \infty$
1-2 TEMA E shell-and-tube exchanger, shell fluid mixed, stream symmetric	III.1.3	$F = \frac{E \ln[(1 - R_1 P_1) / (1 - P_1)]}{(1 - R_1) \ln \left[\frac{2 - P_1(1 + R_1 - E)}{2 - P_1(1 + R_1 + E)} \right]}$	$F = \frac{P_1 / (1 - P_1)}{\ln[(2 - P_1) / (2 - 3P_1)]}$	$F \rightarrow 0$
	IV.1.1	$P_1 = \frac{\prod_{i=1}^n (1 - R_i P_{i,A_i}) - \prod_{i=1}^n (1 - P_{i,A_i})}{\prod_{i=1}^n (1 - R_i P_{i,A_i}) - R_1 \prod_{i=1}^n (1 - P_{i,A_i})}$	$P_1 = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{P_{i,A_i}}{1 - P_{i,A_i}}}{1 + \sum_{i=1}^n \frac{P_{i,A_i}}{1 - P_{i,A_i}}}$	same as Eq. (I.1.1) counterflow
	IV.1.2	$R_1 = R_{i,A_i}, \quad i = 1, \dots, n$	$1 = R_{i,A_i}, \quad i = 1, \dots, n$	same as Eq. (IV.1.2)
	IV.1.3	$NTU_1 = \sum_{i=1}^n NTU_{i,A_i}$	same as for Eq. (IV.1.3)	same as Eq. (IV.1.3)
Series coupling of n exchangers, overall counterflow arrangement. Stream symmetric if all A_i are stream symmetric.	IV.1.4	$F = \frac{1}{NTU_1} \sum_{i=1}^n NTU_{i,A_i} F_{A_i}$	same as Eq. (IV.1.4)	same as Eq. (IV.1.4)

* In this table, all variables, except P_1 , R_1 , NTU_1 and F , are local or dummy variables not necessarily related to similar ones defined in the nomenclature and the text. Source: Shah, R.K. and Mueller, A.C., 1988. With permission.

3.2 Metodología Para Estudio hidráulico

La potencia de bombeo requerida en un intercambiador o sistema de bombeo está asociada a la caída de presión presente en el tubo, en el caso de un fluido líquido debido a las pérdidas por fricción y pérdidas menores del sistema por cambios de sección, dobleces, válvulas, entre otras; además se encuentra asociada la potencia de bombeo de forma inversamente proporcional a la densidad del fluido, lo cual nos indica que al aumentar la densidad del fluido menor será el trabajo consumido en el sistema.

Lo anteriormente mencionado se puede apreciar de la siguiente ecuación general, John H. Lienhard IV:

$$\begin{aligned} \text{Potencia de bombeo} &= \left(\dot{m} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \left(\frac{\Delta p \text{ N/m}^2}{\rho \text{ kg/m}^3} \right) = \frac{\dot{m} \Delta p}{\rho} \left(\frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{s}} \right) \\ &= \frac{\dot{m} \Delta p}{\rho} \text{ (W)} \end{aligned} \quad (3-18)$$

Donde \dot{m} es el valor flujo másico de la corriente, Δp es la caída de presión de la corriente a medida que esta pasa a través del intercambiador, y ρ la densidad del fluido.

La caída de presión en un recorrido recto del tubo, por ejemplo, es dado por

$$\Delta p = f \left(\frac{L}{D_h} \right) \frac{\rho u_{av}^2}{2} \quad (3-19)$$

Donde L es la longitud del tubo, D_h es el diámetro hidráulico, u_{av} es la velocidad media del flujo en el tubo, y f es el factor de fricción de Darcy.⁶

⁶ JOHN H. LIENHARD IV / JOHN H. LIENHARD V. A heat transfer textbook third edition, 2003. P 126-127.

Como es de esperarse un ventilador, bomba o secador puede usarse en un intercambiador de calor para hacer fluir un fluido a través de lados individuales; Hoy existen algunas relaciones que nos permiten conocer la potencia de bombeo necesaria a partir del flujo laminar o turbulento que presente el fluido, como es mostrado a continuación, Ed. Frank Kreith⁷:

$$\phi = \frac{\dot{m} \Delta p}{\rho} \approx \begin{cases} \frac{1}{2g_c} \frac{\mu}{\rho^2} \frac{4L}{D_h} f Re & \text{Para flujo laminar} \\ \frac{0.046}{2g_c} \frac{\mu^{0.2}}{\rho^2} \frac{4L}{D_h} \frac{\dot{m}^{2.8}}{A_o^{1.8} D_h^{0.2}} & \text{Para flujo turbulento} \end{cases} \quad \begin{matrix} (3-20) \\ (3-21) \end{matrix}$$

Donde $\phi [w]$; $\Delta P [Pa]$; $\dot{m} \left[\frac{kg}{s} \right]$; $\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right]$; $\mu [Pa \cdot s]$ =viscosidad dinámica;

$L [m]$ = longitud total tubería; g_c = constante de proporcionalidad de la segunda ley de Newton, $g_c = 1$ y la a dimensional en el sistema internacional; $D_n [m]$ = diámetro hidráulico; $A_o [m^2]$ = área sección transversal del tubo externa.

Además podemos encontrar otra correlación que nos indica la caída de presión debido a la elevación en un tramo de tubería, lo cual se presenta debida a la acción de la gravedad, dicho efecto es bajo en fluidos gaseosos.

Para flujo vertical a través del intercambiador, la caída de presión debido al cambio de elevación está dada por:

$$\Delta p = \pm \frac{\rho_m g L}{g_c} \quad (3-22)$$

Aquí el signo “+” denota flujo vertical hacia arriba, el signo “-” denota flujo vertical hacia abajo.

⁷ ED. FRANK KREITH. The CRC Handbook of Thermal Engineering. CRC Press LLC, 2000. P 4-71.

3.2.1 Incrustaciones en Intercambiadores de Calor

Se define incrustación como aquel proceso indeseable que ocurre en los tubos del intercambiador cuando se deposita material sólido sobre la superficie lo que resulta como una resistencia térmica adicional lo cual genera pérdidas de eficiencia en el intercambiador además de ciertas labores de limpieza o mantenimiento adicionales. Aquellas incrustaciones internas que se presentan en los tubos bloquean el área de paso del fluido y aumenta la caída de presión en el flujo. A continuación se presentan algunas correlaciones para determinar el factor de incrustación:

$$\text{Factor combinado de incrustacion} \quad r_{i,f} = \frac{1}{U_c} - \frac{1}{U_f} \quad (3-23)$$

$$\text{Factor de limpieza} \quad CF = U_f/U_c \quad (3-24)$$

$$\text{Porcentaje de la superficie total} \quad \%OS = \left(\frac{A_f}{A_c} - 1 \right) 100 \quad (3-25)$$

Aquí el subscrito F y C denotan valor del intercambiador incrustado y limpio.

De acuerdo con la naturaleza de las incrustaciones estas podrían llegar a ser más costosas, para este análisis podemos interpretar lo siguiente:

Incrementa los costos de capital: (1) área superficial del intercambiador de calor, (2) provisiones para la limpieza, y (3) el uso de materiales especiales y características de construcciones/superficie. Aumenta los costes de mantenimiento: (1) las técnicas de limpieza, (2) aditivos químicos, y (3) mediador en la resolución del problema. Puede provocar una pérdida de la producción: (1) reducción de la capacidad y (2) parada. Aumenta las pérdidas de energía: (1) la

reducción de la transferencia de calor, (2) el aumento de caída de presión, y (3) vertimientos de corrientes sucias.⁷

A continuación podemos analizar cada uno de los mecanismos por los cuales se generan comúnmente incrustaciones, Frank Kreith:

- Incrustación por precipitación o cristalización resulta del depósito/formación de cristales de sustancias disueltas del líquido sobre la superficie del intercambiador de calor debido a los cambios de solubilidad con la temperatura más allá del punto de saturación. Si las capas depositadas es difícil y tenaz, es a menudo referido como escamas. Si es poroso y blando, es llamado fango.
- Incrustación de partículas resulta de la acumulación de sustancias finamente divididas suspendidas en la corriente de fluido sobre la superficie de transferencia de calor. Si el establecimiento ocurre como consecuencia de la gravedad, es referido como incrustación por sedimentación.
- Incrustación por reacción química es definido como la deposición de material producido por reacción química (Entre los reactivos contenidos en la corriente de fluido), en la que el material de la superficie de transferencia de calor no participa.
- Incrustación por corrosión resulta de la corrosión de la superficie de transferencia de calor que produce productos incrustantes en la superficie y / o pone áspera la superficie, fomentando el apego de otros incrustantes.
- Incrustación Biológica resulta de la deposición, apego, y el crecimiento de organismos biológicos de líquido sobre una superficie de transferencia de calor. Suciedad debido a los microorganismos se refiere a la suciedad

⁷ Citado por ED. FRANK KREITH. The CRC Handbook of Thermal Engineering. CRC Press LLC, 2000. P 4-89.

microbiana y suciedad debida a macroorganismos referida a ensuciamiento microbial.

- Incrustación por congelación resulta de la congelación de un solo componente líquido o más alto punto de fusión constituyente de un líquido multicomponente sobre superficie de transferencia de calor subenfriada.⁷

Tabla 3.5. Factores de incrustación en intercambiadores

Water Type	Fouling Factors ($m^2 \cdot K$)/W
Seawater (43°C maximum outlet)	0.000275 to 0.00035
Brackish water (43°C maximum outlet)	0.00035 to 0.00053
Treated cooling tower water (49°C maximum outlet)	0.000175 to 0.00035
Artificial spray pond (49°C maximum outlet)	0.000175 to 0.00035
Closed-loop treated water	0.000175
River water	0.00035 to 0.00053
Engine jacket water	0.000175
Distilled water or closed-cycle condensate	0.00009 to 0.000175
Treated boiler feedwater	0.00009
Boiler blowdown water	0.00035 to 0.00053
Liquids	
No. 2 fuel oil	0.00035
No. 6 fuel oil	0.0009
Transformer oil	0.000175
Engine lube oil	0.000175
Refrigerants	0.000175
Hydraulic fluid	0.000175
Industrial organic HT fluids	0.000175 to 0.00035
Ammonia	0.000175
Ammonia (oil bearing)	0.00053
Methanol solutions	0.00035
Ethanol solutions	0.00035
Ethylene glycol solutions	0.00035
MEA and DEA solutions	0.00035
DEG and TEG solutions	0.00035
Stable side draw and bottom products	0.000175 to 0.00035
Caustic solutions	0.00035

⁷ Citado por ED. FRANK KREITH. The CRC Handbook of Thermal Engineering. CRC Press LLC, 2000. P 4-88, 4-90.

Tabla 3.5. Factores de incrustación en intercambiadores

Gas or Vapor	
Steam (non-oil-bearing)	0.0009
Exhaust steam (oil-bearing)	0.00026 to 0.00035
Refrigerant (oil-bearing)	0.00035
Compressed air	0.000175
Ammonia	0.000175
Carbon dioxide	0.00035
Coal flue gas	0.00175
Natural gas flue gas	0.00090
Acid gas	0.00035 to 0.00053
Solvent vapor	0.000175
Stable overhead products	0.000175
Natural Gas and Petroleum Streams	
Natural gas	0.000175 to 0.00035
Overhead products	0.000175 to 0.00035
Lean oil	0.00035
Rich oil	0.000175 to 0.00035
Natural gasoline and liquefied petroleum gases	0.000175 to 0.00035
Oil Refinery Streams	
Crude and vacuum unit gases and vapors	
Atmospheric tower overhead vapors	0.00017
Light naphthas	0.00017
Vacuum overhead vapors	0.00035
Oil Refinery Streams	
Crude and vacuum liquids	
Gasoline	0.00035
Naphtha and light distillates	0.00035 to 0.00053
Kerosene	0.00035 to 0.00053
Light gas oil	0.00035 to 0.00053
Heavy gas oil	0.00053 to 0.0009
Heavy fuel oil	0.00053 to 0.00123
Vacuum tower bottoms	0.00176
Atmospheric tower bottoms	0.00123
Cracking and coking unit streams	
Overhead vapors	0.00035
Light cycle oil	0.00035 to 0.00053
Heavy cycle oil	0.00053 to 0.0007
Light coker gas oil	0.00053 to 0.0007
Heavy coker gas oil	0.00070 to 0.0009
Bottoms slurry oil (1.5 m/sec minimum)	0.00053
Light liquid products	0.00035
Catalytic reforming, hydrocracking, and hydrodesulfurization streams	
Reformer charge	0.00026
Reformer effluent	0.00026
Hydrocharger charge and effluent ^a	0.00035
Recycle gas	0.000175
Liquid product over 50°C (API) ^b	0.000175
Liquid product 30 to 50°C (API) ^b	0.00035
Light ends processing streams	
Overhead vapors and gases	0.000175
Liquid products	0.000175
Absorption oils	0.00035 to 0.00053
Alkylation trace acid streams	0.00035
Reboiler streams	0.00035 to 0.00053

Citado por ED. FRANK KREITH. The CRC Handbook of Thermal Engineering. CRC Press LLC, 2000. P 4-91.

Como veremos a continuación el coeficiente de transferencia de calor U^* , se encuentra referenciado al área de transferencia de calor A^* , la cual puede ser el área interna o externa (superficial) de los tubos que componen el intercambiador, es decir que encontraremos una relación individual dependiendo del área tomada como referencia, en la práctica lo que más se desea es que los dos coeficiente de transferencia de calor, interno y externo, sean lo más parecido posibles:

$$U^* = \frac{1}{\frac{A^*}{h_i A_i} + R_{fi} \frac{A^*}{A_i} + \frac{A^* \ln(d_o/d_i)}{2\pi N_t L k_w} + R_{fo} \frac{A^*}{A_o} + \frac{A^*}{h_o A_o}} \quad (3-26)$$

Donde:

- h_i y h_o = coeficientes de transferencia de calor en la película del lado de los tubo y de lado de la coraza, $W/m^2 K$ (Btu/ hr ft^2 °F).
- R_{fi} y R_{fo} = las correspondientes resistencias de incrustación, m^2K/W (hr ft^2 °F/Btu). N_t = es el número total de tubos en el intercambiador de calor.
- L = longitud del tubo efectiva entre la superficie de las placas de los tubos internos, m (ft).
- d_o y d_i = son los diámetros del tubo externo e interno, m (ft).
- K_w = es la conductividad térmica de la pared del tubo, $W/m K$ (Btu/hr ft °F).

Ahora para el caso de tubos planos

$$A^* = A_o = N_t(\pi d_o L)$$

Y la ecuación se reduce a

$$U_o = \frac{1}{\frac{d_o}{h_i d_i} + R_{fi} \frac{d_o}{d_i} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2k_w} + R_{fo} + \frac{1}{h_o}} \quad (3-27)$$

Tabla 3.6. Coeficientes de transferencia de calor U

Typical Overall Heat Transfer Coefficients in Heat Exchangers

Type	Application and Conditions	U W/(m ² K) ¹⁾	U Btu/(ft ² °F h) ¹⁾
Tubular, heating or cooling	Gases at atmospheric pressure inside and outside tubes	5 - 35	1 - 6
	Gases at high pressure inside and outside tubes	150 - 500	25 - 90
	Liquid outside (inside) and gas at atmospheric pressure inside (outside) tubes	15 - 70	3 - 15
	Gas at high pressure inside and liquid outside tubes	200 - 400	35 - 70
	Liquids inside and outside tubes	150 - 1200	25 - 200
	Steam outside and liquid inside tubes	300 - 1200	50 - 200
Tubular, condensation	Steam outside and cooling water inside tubes	1500 - 4000	250 - 700
	Organic vapors or ammonia outside and cooling water inside tubes	300 - 1200	50 - 200
Tubular, evaporation	steam outside and high-viscous liquid inside tubes, natural circulation	300 - 900	50 - 150
	steam outside and low-viscous liquid inside tubes, natural circulation	600 - 1700	100 - 300
	steam outside and liquid inside tubes, forced circulation	900 - 3000	150 - 500
Air-cooled heat exchangers²⁾	Cooling of water	600 - 750	100 - 130
	Cooling of liquid light hydrocarbons	400 - 550	70 - 95
	Cooling of tar	30 - 60	5 - 10
	Cooling of air or flue gas	60 - 180	10 - 30
	Cooling of hydrocarbon gas	200 - 450	35 - 80
	Condensation of low pressure steam	700 - 850	125 - 150
	Condensation of organic vapors	350 - 500	65 - 90
Plate heat exchanger	liquid to liquid	1000 - 4000	150 - 700
Spiral heat exchanger	liquid to liquid	700 - 2500	125 - 500
	condensing vapor to liquid	900 - 3500	150 - 700

Ver página; <http://www.cheresources.com/uexchangers.pdf>

3.2.2 Coeficientes Convectivos De Transferencia De Calor

Para obtener el valor del coeficiente global de transferencia de calor, U , es necesario determinar los valores de h_h y h_c . Es por ello que se hace necesario conocer las diferentes correlaciones para h que se han desarrollado, y que dependen de las condiciones de flujo y de las características geométricas del sistema.

En la literatura se puede apreciar que las correlaciones aparecen relacionadas con el número adimensional de Nusselt bajo diferentes condiciones, a partir de las cuales obtenemos el valor de h sabiendo que:

$$\bar{Nu} = \frac{\bar{h}D}{k} \quad (3-28)$$

A continuación se relacionan las correlaciones disponibles en la literatura para el cálculo del coeficiente convectivo. Para ello haremos una división dependiendo del flujo en el intercambiador, ya sea interno o externo.

3.2.2.1 Flujo Interno

Transmisión de Calor por Convección forzada y Flujo Laminar

Para flujo uniforme de calor desde las paredes (o superficie) de un tubo circular con perfil de velocidades parabólico y completamente desarrollado, Incropera, Frank P. y David P. DeWitt .⁹

⁹ INCROPERA, FRANK P. Y DAVID P. DEWITT. Fundamentos de Transferencia de Calor. México: Prentice Hall. 4ta ed. 1999.

Según criterio de Hausen

- Si se desprecian los efectos de entrada (tubos largos), $Pr \geq 0,6$

$$\bar{Nu} = 4,36 \quad (3-29)$$

- Si se consideran los efectos de entrada

$$\bar{Nu} = 4,36 + \frac{0,023 \left[\left(\frac{D}{x} \right) Re_D Pr \right]}{1 + 0,0012 \left[\left(\frac{D}{x} \right) Re_D Pr \right]} \quad (3-30)$$

Para temperatura uniforme de paredes (o temperatura superficial constante) de un tubo circular con perfil de velocidades parabólico y completamente desarrollado

- Si se desprecian los efectos de entrada, con $Pr \geq 0,6$

$$\bar{Nu} = 3,66 \quad (3-31)$$

- Si se consideran los efectos de entrada (Edwards y otros, 1979)

$$\bar{Nu} = 3,66 + \frac{0,0668 \left[\left(\frac{D}{L} \right) Re_D Pr \right]}{1 + 0,045 \left[\left(\frac{D}{L} \right) Re_D Pr \right]^{2/3}} \quad (3-32)$$

La correlación anterior aplica cuando el flujo está hidrodinámicamente desarrollado, pero también se puede usar en forma aproximada para el flujo en desarrollo hidrodinámico.

Efectos de las variaciones de propiedades

Cuando la diferencia entre las temperaturas de la superficie y del fluido es grande, y es necesario tomar en cuenta la variación de la viscosidad con la temperatura se hace uso de, Incropera, Frank P. y David P. DeWitt⁹:

- Criterio de Hausen (para ductos y tubos cortos con temperatura superficial, T_s , uniforme)

$$\bar{N}u = 3,66 + \frac{0,0668 \left[\left(\frac{D}{L} \right) \text{Re}_D \text{Pr} \right]}{1 + 0,045 \left[\left(\frac{D}{L} \right) \text{Re}_D \text{Pr} \right]^{2/3}} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right) \quad (3-33)$$

Donde $100 < \left(\frac{D}{L} \right) \text{Re}_D \text{Pr} < 1500$ y $\text{Pr} > 0,7$

- Criterio de Sieder y Tate (1936) para líquidos

$$\bar{N}u_D = 1,86 \left[\left(\frac{D}{L} \right) \text{Re}_D \text{Pr} \right]^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (3-34)$$

Válida para los siguientes condiciones

Flujo laminar $\text{Re}_D < 2100$

$0,48 < \text{Pr} < 16700$

$0,0044 < (\mu_b / \mu_s) < 9,75$

$\left(\frac{D}{L} \right) \text{Re}_D \text{Pr} > 10$

⁹ INCROPERA, FRANK P. Y DAVID P. DEWITT. Fundamentos de Transferencia de Calor. México: Prentice Hall. 4ta ed. 1999.

Todas las propiedades se evalúan en la temperatura media del fluido excepto μ_s , la cual se evalúa a la temperatura de la superficie T_s .

Nota: T_b es el promedio aritmético de las temperaturas medias en la admisión

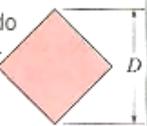
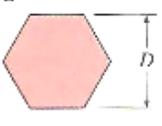
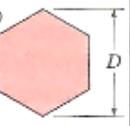
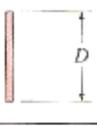
y la salida, es decir $T_b = \frac{(T_i + T_o)}{2}$

Whitaker¹⁰ recomienda utilizar la correlación de Sieder y Tate solo cuando, ecuación **(3-34)**:

$$\left(\frac{D}{L} \text{Re}_D \text{Pr} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0.14} > 2$$

¹⁰ S. WHITAKER, Forced Convection Heat Transfer Correlations for Flow in Pipes, Past Flat Plates, Single Cylinders, and for Flow in Packed Bed and Tube Bundles. AIChE Journal, vol. 18, 1972. Pag. 361-371.

Tabla 3.7. Correlaciones empíricas para el número de nusselt promedio, para convección forzada sobre cilindros circulares y no circulares

Sección transversal del cilindro	Fluido	Rango de Re	Número de Nusselt
Círculo 	Gas o líquido	0.4-4 4-40 40-4 000 4 000-40 000 40 000-400 000	$Nu = 0.989Re^{0.330} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.911Re^{0.385} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.683Re^{0.466} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.193Re^{0.618} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.027Re^{0.805} Pr^{1/3}$
Cuadrado 	Gas	5 000-100 000	$Nu = 0.102Re^{0.675} Pr^{1/3}$
Cuadrado (inclinado 45°) 	Gas	5 000-100 000	$Nu = 0.246Re^{0.588} Pr^{1/3}$
Hexágono 	Gas	5 000-100 000	$Nu = 0.153Re^{0.538} Pr^{1/3}$
Hexágono (inclinado 45°) 	Gas	5 000-19 500 19 500-100 000	$Nu = 0.160Re^{0.638} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.0385Re^{0.782} Pr^{1/3}$
Placa vertical 	Gas	4 000-15 000	$Nu = 0.228Re^{0.731} Pr^{1/3}$
Elipse 	Gas	2 500-15 000	$Nu = 0.248Re^{0.612} Pr^{1/3}$

Citado por CENGEL, YUNUS A. Transferencia de Calor. Editorial McGraw-Hill Interamericana, S.A. 3ra edición. 2007. P 414.

Efectos de convección natural.

La influencia de la convección natural en la transferencia de calor hacia fluidos en tubos horizontales isotérmicos ha sido investigada por Depew y August, citado en Kreith⁷.

Encontraron que sus datos con $L/D = 28,4$ y los datos previamente disponibles para tubos con $L/D > 50$ podrían correlacionarse mediante:

$$N\bar{u}_D = 1.75 \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0.14} \left[Gz + 0.128 (Gz Gr_D^{1/3} Pr^{0.36})^{0.88} \right]^{1/3} \quad (3-35)$$

Válida para: $25 < Gz < 700$, $5 < Pr < 400$ y $250 < Gr_D < 10^5$

Gz es el número de Graetz, definido como:

$$Gz = \left(\frac{\pi}{4} \right) Re_D Pr \left(\frac{D}{L} \right)$$

Y Gr_D es el número de Grashof definido como:

$$Gr_D = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) L^3}{\nu^2}$$

Donde β = coeficiente de dilatación

ν = viscosidad cinemática

g = aceleración de la gravedad

L = longitud característica

$(T_s - T_\infty)$ = Diferencia de Temperatura

Todas las propiedades físicas se evalúan a la temperatura másica promedio T_b , excepto μ_s

Transmisión de calor por convección forzada con flujo turbulento.

- Para flujo turbulento completamente desarrollado en tubos lisos se recomienda la siguiente expresión según Dittus y Boelter:

$$\bar{Nu} = \frac{\bar{h}D}{k} = 0,023 Re^{0,8} Pr^n \quad (3-36)$$

Siendo $n = 0,4$ para calentamiento

$n = 0,3$ para enfriamiento

Las propiedades se evalúan a la temperatura media de la masa del fluido T_b .

Las condiciones para aplicar esta correlación según Incropera y DeWitt⁹, son: $0,6 \leq Pr \leq 160$, $Re_D \geq 10000$, $(L/D) \geq 10$, el valor para n se determina de la misma forma.

- Para tomar en cuenta las variaciones de las propiedades físicas cuando la diferencia de temperaturas entre la pared del tubo y el fluido es grande ($> 20^\circ F$), Sieder y Tate⁹ recomiendan:

$$\bar{Nu} = \frac{\bar{h}D}{k} = 0,027 Re^{0,8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (3-37)$$

Apropiada para temperatura de pared uniforme y flujo térmico uniforme en las siguientes condiciones:

$$0,7 < Pr < 10,000;$$

$$6000 < Re_D < 10^7;$$

$$60 < (L/D)$$

⁹ INCROPERA, FRANK P. Y DAVID P. DEWITT. Fundamentos de Transferencia de Calor. México: Prentice Hall. 4ta ed. 1999.

En la ecuación **(3-37)** todas las propiedades se evalúan a la temperatura media del fluido, con excepción de la viscosidad μ_s que se evalúa a la temperatura de la pared del tubo.

Para ductos con sección transversal no circulares, es posible usar las ecuaciones **(3-36)** y **(3-39)** reemplazando el diámetro D con el diámetro hidráulico D_H .

- Los errores de hasta 25% que pueden obtenerse con la relación **(3-36)** pueden reducirse considerablemente, hasta menos de 10% mediante las siguientes relaciones, Kern²:

La segunda ecuación de Petukhov:

$$Nu = \frac{(f/8) Re Pr}{1,07 + 12,7(f/8)^{0,5} (Pr^{2/3} - 1)} \quad \text{(3-38)}$$

Para $0,5 \leq Pr \leq 2000$

$$10^4 < Re < 5 \times 10^6$$

En donde el factor de fricción f se puede determinar a partir de una relación apropiada. Cengel¹, sugiere utilizar la primera ecuación de Petukhov:

$$\text{Para tubos lisos} \quad f = (0,790 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad 10^4 < Re < 10^6 \quad \text{(3-39)}$$

- La exactitud se mejora al modificarla como [Gnielinski (1976)], Cengel:

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000) Pr}{1 + 12,7(f/8)^{0,5} (Pr^{2/3} - 1)} \quad \text{(3-40)}$$

²KERN, DONALD Q. Procesos de Transferencia de Calor. Compañía Editorial Continental S.A. de C.V. 1ra edición. 1965.

Para $0,5 \leq Pr \leq 2000$

$$3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6$$

$$(L/D) \geq 10$$

- Kay y London propusieron la siguiente correlación

$$\bar{Nu}_{D_H} = C Re_{D_H}^{0,8} Pr^{0,3} \left(\frac{T_b}{T_s} \right)^n \quad (3-41)$$

Donde todas las propiedades se evalúan a la temperatura de volumen másico T_b .

La constante C y el exponente n son:

$$C = \begin{cases} 0,020 & \text{con temperatura superficial uniforme } T_s \\ 0,021 & \text{con flujo de calor uniforme } q_s'' \end{cases}$$

$$n = \begin{cases} 0,575 & \text{para calentamiento} \\ 0,150 & \text{para enfriamiento} \end{cases}$$

- Sleicher-Rouse propusieron una correlación empírica más compleja para tubos largos y lisos, según Kreith:

$$\bar{Nu}_D = 5 + 0,015 Re_D^a Pr_s^b \quad (3-42)$$

Condiciones $0,1 \leq Pr \leq 10^5$ $10^4 < Re < 5 \times 10^6$

Donde $a = 0,88 - \frac{0,24}{4 + Pr_s}$

$$b = 1/3 + 0,5e^{-0,6Pr_s}$$

- Para gases, en el rango de números de Prandtl comprendidos entre 0,15 y 1,0; Rohseriow y Hartnat sugieren para sistemas en que el flujo de calor por unidad de área o la temperatura de la superficie del tubo son constantes, Majana luis⁵:

⁵ MAJANA, LUIS. Notas de Clase "Transferencia de Calor". 2003

Para $Q_s = cte$ $\bar{Nu}_{q_s} = 0,022 Re^{0,8} Pr^{0,6}$ **(3-43)**

Para $T_s = cte$ $\bar{Nu}_{T_s} = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,6}$ **(3-44)**

3.2.2.2 Flujo Externo

- Ecuaciones empíricas para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor para superficies planas o ligeramente curvas con un ángulo de incidencia igual a cero.
- Número local de Nusselt a una distancia x del borde de entrada en flujo laminar

$$Nu_x = \frac{h_c x}{k} = 0,332 Re_x^{1/2} Pr^{1/3} \quad \text{(3-45)}$$

Condiciones: $Pr > 0,5$ y $Re_x < 5 \times 10^5$

$$Nu_x = \frac{h_c x}{k} = 0,565 (Re_x Pr)^{0,5} \quad \text{(3-46)}$$

Condiciones: $Pr < 0,1$ y $Re_x < 5 \times 10^5$

- Número promedio de Nusselt en flujo laminar entre $x=0$ y $L=0$, siendo L la longitud de la placa:

$$\bar{Nu}_L = \frac{\bar{h}_c L}{k} = 0,664 Re_x^{1/2} Pr^{1/3} \quad \text{(3-47)}$$

Condiciones: $Pr > 0,5$ y $Re_x < 5 \times 10^5$

- Número local de Nusselt a una distancia x del borde de entrada en flujo turbulento:

$$Nu_x = 0,0288 Re_x^{4/5} Pr^{1/3} \quad (3-48)$$

Condiciones: $Pr > 0,5$ y $Re_x > 5 \times 10^5$

- Número promedio de Nusselt en flujo turbulento entre $x=0$ y $L=0$, con transición cuando $Re_{x,c} = 5 \times 10^5$. (Capa delimitadora combinada)

$$\bar{Nu}_L = 0,036 Pr^{1/3} [Re_L^{4/5} - 23200] \quad (3-49)$$

Condiciones: $Pr > 0,5$ y $Re_L > 5 \times 10^5$

- Convección Forzada sobre tubos

Para gases y líquidos que fluyen transversalmente sobre un cilindro:

$$\bar{Nu} = \frac{\bar{h}D}{k} = C Re^n Pr^{1/3} \quad (3-50)$$

Donde los valores de las constantes se toman de la siguiente tabla:

Re	C	n
0,4 – 4	0,989	0,330
4,0 – 40	0,911	0,385
40 – 4.000	0,683	0,466
4.000 – 40.000	0,193	0,618
40.000 – 400.000	0,0266	0,805

- Condensación por película en tubos horizontales

$$\bar{Nu} = 0,73 \left[\frac{g \rho_{liq}^2 h_{fg} d^3}{\mu_{liq} \Delta T k_{liq}} \right]^{1/4} \quad \text{para } \rho_{liq} \gg \rho_{vap} \quad (3-51)$$

Las propiedades con subíndice “liq.” representan propiedades de la película del líquido, evaluadas a la temperatura de película; h_{fg} , es el calor latente de evaporación del líquido a la temperatura de saturación.

- Haces de tubos expuestos a flujo transversal, según Kreith⁷

Zukauskas desarrolló ecuaciones de correlación para pronosticar la transferencia de calor media de los bancos de tubos. Las ecuaciones son principalmente para tubos en las filas internas del banco de tubos. Las ecuaciones de correlación pronostican la transferencia de calor de los bancos de tubos dentro de un margen del 6% para 10 o más filas.

Las correlaciones son válidas en el intervalo $0,7 < Pr < 500$

Las ecuaciones de correlación tienen la forma:

$$\bar{Nu}_D = C Re_D^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (3-52)$$

Donde el subíndice s indica que los valores de propiedad del fluido tienen que evaluarse a la temperatura de la superficie de la pared del tubo. Las demás propiedades del fluido tienen que evaluarse a la temperatura del volumen másico del fluido.

Para tubos en línea expuestos a flujo laminar en el intervalo $10 < Re_D < 100$

$$\bar{Nu}_D = 0,8 Re_D^{0,4} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (3-53)$$

y para tubos escalonados $10 < Re_D < 100$

$$\bar{Nu}_D = 0,9 Re_D^{0,4} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (3-54)$$

Chen y Wung validaron las dos anteriores ecuaciones para $50 < Re_D < 1000$

En el régimen de transición $10^3 < Re_D < 2 \times 10^5$ m varía de 0,55 a 0,73 para bancos de tubos en línea dependiendo de S_T/S_L .

Se recomienda un valor medio de 0,63 para bancos en línea con $S_T/S_L \geq 0,7$:

$$\bar{Nu}_D = 0,27 Re_D^{0,63} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (3-55)$$

S_T = es la distancia entre los centros de los tubos en línea longitudinales adyacentes (medidas perpendicularmente a la dirección del flujo), denominado extremo a paso transversal.

S_L = es la distancia centro a centro entre las filas de tubos transversales adyacentes /medida en dirección del flujo, y se llama extremo o paso longitudinal.

Para bancos escalonados con $S_T/S_L < 2$

$$\bar{Nu}_D = 0,35 \left(\frac{S_T}{S_L} \right)^{0,2} Re_D^{0,60} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (3-56)$$

y con $S_T/S_L \geq 2$

$$\bar{Nu}_D = 0,40 Re_D^{0,60} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (3-57)$$

Para régimen turbulento $Re_D > 2 \times 10^5$ el valor de m depende de la disposición y rugosidad de los tubos, las propiedades del fluido y la turbulencia de corriente libre. Se recomienda considerar un valor promedio $m = 0,84$

Para bancos de tubos en línea

$$\bar{Nu}_D = 0,021 Re_D^{0,84} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (3-58)$$

Para filas escalonadas con $Pr > 1$

$$\bar{Nu}_D = 0,022 Re_D^{0,84} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (3-59)$$

y si $Pr = 0,7$

$$\bar{Nu}_D = 0,019 Re_D^{0,84} \quad (3-60)$$

Según Achenbach para haces de tubos hasta $Re_D = 7 \times 10^6$ para una disposición escalonada con extremo transversal $S_T/D = 2$ y extremo lateral $S_L/D = 1,4$

$$\bar{Nu}_D = 0,0131 Re_D^{0,883} Pr^{0,36} \quad (3-61)$$

La cual es válida en el intervalo $4,5 \times 10^5 < Re_D < 7 \times 10^6$

4. CALCULO TERMOHIDRAULICO DEL BOXCOOLER

Tabla 4.1. Especificaciones para el Boxcooler

Duramax Marine LLC
17990 Great Lakes Industrial Pkwy
Hiram Ohio 44234

Phone : 440-834-5400
Fax: 440-834-4950
www.DuramaxMarine.com

SPECIFICATION SHEET

=====

"BOXCOOLER" type: V0308-70/30-X

=====

Ref.	: AC-unit	Project no.	: 20040593.09
		Date	: 5 may 2004

		section 1	section 2	section 3
Vessel speed	knots	0		
Raw water temperature, max.	°C	29		
Heat rejection	kW	110		
Fluid		Water		
Glycol		--		
Flow, total	m3/h	8.6		
Flow through bundle	m3/h	8.6		
Inlet temperature	°C	49.1		
Outlet temperature	°C	38		
Cooling surface installed	m2	17.29		
Bundle pressure loss	bar	0.21		
Fouling reserve on surface	%	20		
Design / Test pressure	barg	3 / 5		
Volume boxcooler	ltr	78		
Connections		DN 50		
according		DIN 2576		

General

Bundle tubes	Al.brass 11.0 x 0.8 mm (DIN 1785)
Tubesheet	Muntzmetal
Coating	
Tube-tubesheet attachment	Roller-expanded
Support plate	Brass
Watercover	Steel
Weight, empty	276 kg

Drawing	20040593.09/S1710B00001
Design	Factory - Standard
Inspection	Factory - QA
Certificates	
Remarks	

4.1 Especificaciones Teóricas Boxcooler

- ✚ Temperatura agua rio $\rightarrow T_{ci} = 29[^\circ\text{C}]$
- ✚ Temperatura entrada agua interna (Sistema A.A.) $\rightarrow T_{hi} = 49.1 [^\circ\text{C}]$
- ✚ Temperatura salida agua interna (Sistema A.A.) $\rightarrow T_{ho} = 38[^\circ\text{C}]$
- ✚ Flujo volumétrico interno en tubos $\rightarrow \dot{V}_h = 8.6 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]$
- ✚ Calor rechazado por el agua sistema A.A. $\rightarrow \dot{Q}_h = 110 [\text{kw}]$
- ✚ Calor absorbido por el agua de rio $\rightarrow Q_c = 110 [\text{kw}]$
- ✚ Área superficial de transferencia de calor $\rightarrow A_s = 17.29 [\text{m}^2]$
- ✚ Tubos del intercambiador: $\rightarrow D_i = \text{Diametro externo} = 11[\text{mm}]$
 $\rightarrow E = \text{Espesor} = 0.8 [\text{mm}]$

4.2 Cálculos Del Boxcooler

Ecuaciones de cálculo para el calor rechazada por los fluidos caliente (agua sistema A.A.) y frio (agua rio); por primera ley de termodinámica tenemos que:

Calor cedido por agua de enfriamiento A. A.

$$Q_h = \dot{m}_h C_{ph}(T_{hi} - T_{ho})$$

Calor absorbido por el agua de rio

$$Q_c = \dot{m}_c C_{pc}(T_{co} - T_{ci})$$

Como ecuación general de la transferencia de calor se conoce, **(3-3)**:

$$Q = UAF \Delta T_{log} \quad \text{Donde} \quad \Delta T_{log} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{L_n \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

4.2.1 Cálculo propiedades del agua interna

$$T_B = T_{media} = \frac{49.1 + 38}{2} = 43.55[^\circ\text{C}]$$

Las propiedades del agua interna se calculan a la temperatura promedio o de bulbo T_B ; a partir de la aplicación del concepto de Interpolación lineal se determinan las propiedades a la temperatura de interés = 43.55[$^\circ\text{C}$].

Según el libro transferencia de calor y masa – “cengel” – Tabla A-9 pagina 854 se tiene lo siguiente, ver ANEXO C:

$T[^\circ\text{C}]$	$\rho \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$
40	992.1
43.55	X
45	990.1

Aplicando el concepto de interpolación lineal

4.2.1.1 Cálculo de la densidad

$$\frac{40[^\circ\text{C}] - 45[^\circ\text{C}]}{992.1 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] - 990.1 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]} = \frac{40[^\circ\text{C}] - 43.55[^\circ\text{C}]}{992.1 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] - X}$$

$$992.1 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] - X = \frac{-3.55^\circ\text{C}}{-5^\circ\text{C}} \cdot 2 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$X = 992.1 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] - 1.42 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$X = 990.68 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

Entonces se puede definir el valor de la densidad a la temperatura media como:

$$\rho = 990.68 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

De la misma manera:

4.2.1.2 Cálculo de calor específico

$$C_p = 4179.7 \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$$

4.2.1.3 Cálculo de conductividad térmica

$$K = 0.6353 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$$

4.2.1.4 Cálculo viscosidad dinámica

$$\mu = 0.6253 \times 10^{-3} \left[\frac{kg}{m \cdot s} \right]$$

4.2.1.5 Cálculo número de prandtl

$$Pr = 4.0289$$

4.2.1.6 Cálculo viscosidad cinemática

$$\gamma = \frac{\mu}{\rho} = \frac{0.61253 \times 10^{-3} \left[\frac{kg}{m \cdot s} \right]}{990.68 \left[\frac{kg}{m^3} \right]} = 6.1829 \times 10^{-7} \left[\frac{m^2}{s} \right]$$

4.2.1.7 Cálculo del flujo másico total

$$\dot{m}_h = \rho \dot{V} = 990.68 \left[\frac{kg}{m^3} \right] 8.6 \left[\frac{m^3}{h} \right] = 8519.85 \left[\frac{kg}{h} \right] = 2.366 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

A continuación se realiza el cálculo comprobatorio del calor rechazado por el intercambiador, para este caso utilizaremos la ecuación de balance de energía; la cual se explica por la primera ley de la termodinámica como el calor rechazado por el fluido interno debe ser igual al absorbido por el fluido externo en el intercambiador, en este caso como únicamente conocemos las propiedades del

fluido internos entonces el calor se calcula para este mismo, y se tendrá presente que estos dos calores son iguales.

4.2.2 Cálculo comprobatorio del calor rechazado

$$Q = \dot{m}_h C_{ph}(T_{hi} - T_{ho}) = 2.366 \left[\frac{kg}{h} \right] 4179.7 \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right] (49.1 - 38)[K]$$

$$Q = 109.798 \times 10^3 [w] \cong 110[kw]$$

Para lo cual se puede notar que los valores entregados por las especificaciones del Boxcooler: temperaturas, flujo volumétrico y calor rechazado corresponden con los cálculos realizados hasta el momento.

4.2.3 Aplicación del método de la efectividad e-NTU

Para este caso particular es muy prudente si el cálculo se inicia con el método de la efectividad ya que se desconoce una de las dos temperaturas de salida de los fluidos, para este cálculo se usara la ecuación **(3-10)** la cual como ya se había explicado en el capítulo 3 relaciona el calor real y máximo que puede disipar el intercambiador:

$$e = \frac{Q_{real}}{Q_{max}} = \frac{C_p \dot{m} \Delta T}{C_{min} (\Delta T_{max})}$$

Donde el ΔT_{max} es la diferencia entre las temperaturas de entrada del fluido caliente y frio.

En este caso el valor de C_{min} se tomara como el agua interna de los tubos debido a que el volumen de agua de rio externo es demasiado grande, esto se entiende mejor si aplicamos el concepto imaginando la gran extensión de agua de rio y dentro de esta se encuentra sumergido el enfriador de caja (Boxcooler), ahora de aquí mismo se puede intuir que el volumen de agua de rio es tan grande que la temperatura del agua de rio se podrá asumir como constante ya que su cambio es muy pequeño.

Realizando un balance de energía se tiene que:

$$Q_{real} = Q_{total} = Q_{sistemaAA} = Q_{rio}$$

Calor cedido por el agua interna en función de C_{min}

$$Q_{sistemaAA} = \dot{m}_h C_{ph} (T_{hi} - T_{ho}) = C_{min} (T_{hi} - T_{ho})$$

4.2.3.1 Cálculo de capacidad calórica mínima C_{min}

$$C_{min} = \dot{m}_h C_{ph} = 2.366 \left[\frac{kg}{s} \right] 4179.7 \left[\frac{J}{kg K} \right]$$

$$C_{min} = 9889.17 \left[\frac{J}{K s} \right]$$

4.2.3.2 Cálculo efectividad del intercambiador

$$e = \frac{C_{min} (T_{hi} - T_{ho})}{C_{min} (T_{hi} - T_{ci})} = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{hi} - T_{ci}}$$

$$e = \left[\frac{(49.1 - 38)^{\circ}C}{(49.1 - 29)^{\circ}C} \right] = 0.55 = 55\%$$

De este cálculo efectuado anteriormente se puede apreciar el valor pequeño de efectividad que posee el intercambiador, lo cual nos indica la oportunidad de plantear una mejora en el mismo.

4.2.4 Aplicación método LMTD y e-NTU

De acuerdo con el cálculo anterior se puede apreciar un valor relativamente bajo en la efectividad del intercambiador 55%, a continuación se calculara el calor transferido por el intercambiador a partir de la expresión general de la transferencia de calor, **(3-3)**:

$$Q = UAF\Delta T_{log}$$

Para este análisis será necesario aplicar un método iterativo para encontrar el valor real de la temperatura de salida agua de rio y el coeficiente global U;

después de conocer el valor de T_{co} y U , se calculara F y ΔT_{log} , para reemplazarlos en la expresión descrita anteriormente, **(3-3)**.

Inicialmente como primera iteración partiremos de un valor recomendado de U según tablas, para lo cual se utilizara la Tabla 3.6, mostrada en la sección 3.2.1 de este trabajo.

Los valores recomendados para U , Tabla 3.6, en intercambiadores tubulares, enfriamiento o calentamiento, con fluidos en estado liquido por dentro y por fuera de los tubos, se encuentran en el rango de:

$$150 \leq U \leq 1200$$

Como el intercambiador se encuentra en interacción con agua de rio entonces las incrustaciones podrían ser altas, lo cual ocasionaría una disminución en la transferencia de calor, pero normalmente estos intercambiadores bienes protegidos con un sistema de corriente impresa la cual mitiga las incrustaciones; se asumirá un valor inicial de $U = 900 \left[\frac{W}{m^2K} \right]$; a partir de aquí se calcula el número de unidades de transferencia de calor $NTU = \frac{UAs}{C_{min}}$

4.2.4 .1 Cálculo Número de unidades de transferencia

$$NTU = \frac{900 \left[\frac{W}{m^2K} \right] (17.29m^2)}{9889.17 \left[\frac{J}{Ks} \right]} = 1.57$$

Con los valores de U y NTU se busca el valor de $c = \frac{C_{min}}{C_{max}}$ en la Figura 11-26, cengel, efectividad para los intercambiadores de calor “*un paso por la coraza y 2, 4,6... pasos por los tubos*”, Ver ANEXO A:

$$[c \approx 0.90]$$

Este valor se reemplazara en la ecuación obtenida de la Tabla 3.2, “*tubos y coraza, un paso por la coraza y 2,4,... pasos por los tubos*” esto con el fin de comprobar mediante el cálculo de NTU si el valor observado de c en la tabla 6 corresponde con el valor calculado inicial de $NTU=1.57$.

$$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1+c^2}} \ln \left(\frac{2/\varepsilon - 1 - c - \sqrt{1+c^2}}{2/\varepsilon - 1 - c + \sqrt{1+c^2}} \right) \quad \text{Donde } \varepsilon = e = \text{Efectividad}$$

$$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1+0.9^2}} \ln \left(\frac{2/0.55 - 1 - 0.9 - \sqrt{1+0.9^2}}{2/0.55 - 1 - 0.9 + \sqrt{1+0.9^2}} \right)$$

$$NTU = -(0.7433) \ln \frac{0.3910}{3.0817}$$

$$NTU = (-0.7433)(-2.0645)$$

$$NTU = 1.5345$$

Para no caer en continuas iteración, se puede calcular el valor supuesto de U , a partir del $NTU=1.5345$, hallado anteriormente ya que es muy parecido al valor determinado inicialmente $NTU=1.57$.

$$NTU = \frac{U A_s}{C_{min}} = [1.5345] \quad \Rightarrow \quad U = \frac{9889.17 \text{ J/K s } (1.5345)}{17.29 \text{ m}^2}$$

$$U = 877.67 \left[\text{W/m}^2 \text{K} \right]$$

Para lo cual se tiene: $\frac{C_{min}}{C_{max}} = c = 0.90$

4.2.4.2 Cálculo capacidad calórica máxima C_{max}

$$C_{max} = C_p \dot{m}_c = \frac{C_{min}}{0.90} = \frac{9889.17}{0.90}$$

$$C_{max} = 10987.96 \left[\text{J/K s} \right]$$

Para asimilar este valor, C_{max} , la capacidad calórica máxima se debe interpretar como el flujo de agua de río que está en contacto directo con los tubos de la caja enfriadora.

4.2.4.3 Cálculo temperatura de salida agua de río T_{co}

$$Q_c = C_{max} \Delta T_c = 10987.96 \frac{J}{K S} (T_{co} - T_{ci})$$

$$Q_c = 110 \times 10^3 W = 10987.96 \frac{J}{K S} (T_{co} - 29)$$

$$T_{co} = 39.01[^\circ C]$$

4.2.4.4 Cálculo factor de corrección F

Se determina el valor del factor de corrección a partir de la correlación **(3-6)**.

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \frac{\text{Ln} \frac{1 - P}{1 - PR}}{\text{Ln} \frac{\frac{2}{P} - 1 - R + \sqrt{R^2 + 1}}{\frac{2}{P} - 1 - R - \sqrt{R^2 + 1}}} \quad \text{Ahmad Kakheri - Journal}$$

Inicialmente se determina R y P

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{29 - 39.01}{38 - 49.1} = 0.901$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{38 - 49.1}{29 - 49.1} = 0.552$$

$$F = \frac{\sqrt{(0.901)^2 + 1}}{0.901 - 1} \frac{\text{Ln} \left[\frac{1 - 0.552}{1 - (0.552)(0.901)} \right]}{\text{Ln} \left[\frac{\frac{2}{0.552} - 1 - 0.901 + \sqrt{(0.901)^2 + 1}}{\frac{2}{0.552} - 1 - 0.901 - \sqrt{(0.901)^2 + 1}} \right]}$$

$$F = -13.596 \left(-\frac{0.115}{2.099} \right)$$

$$[F = 0.7448]$$

4.2.4.5 Cálculo de la LMTD (ΔT_{log})

$$\Delta T_{log} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{L_n \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{L_n \left(\frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}} \right)}$$

$$\Delta T_{log} = \frac{(49.1 - 39.01) - (38 - 29)}{L_n \left(\frac{49.1 - 39.01}{38 - 29} \right)}$$

$$\Delta T_{log} = \frac{1.09}{0.114} = 9.5346 [K]$$

4.2.4.6 Cálculo calor total

$$Q = UAsF\Delta T_{log}$$

$$Q = 877.67 \left[\frac{W}{m^2 K} \right] (17.29 m^2) (0.7448) (9.5346) [K]$$

$$Q = 107.76 [Kw]$$

Era de esperarse que el valor de Q fuera parecido, pero no igual, debido a los resultados parciales obtenidos durante el cálculo; de tal modo se puede resumir que el valor inicialmente asumido $c=0.9$, no arrojó los resultados esperados con respecto a los supuestos realizados de C_{max} mucho mayor que C_{min} , no se cumplió realmente, aunque si se obtuvo el valor de C_{max} para el agua de río, además la temperatura de salida del agua de río no se mantuvo constante como se había mencionado inicialmente y por último se encontró que los calores difieren en 2.24 kw.

Si deseamos aproximar los cálculos realizados a los datos supuestos inicialmente es necesario que se varié la relación de capacidades calóricas c y se continúen aplicando la misma metodología de cálculo que se ha aplicado hasta el momento.

Para el recalcu de Q se debe seguir los mismos pasos anteriores como ya se ha mencionado para lo cual en esta ocasión partiremos de un valor supuesto de

$$c = \frac{C_{min}}{C_{max}} < 0.90.$$

Como este método iterativo de prueba y error, consta de un gran número de ecuaciones entonces se utilizara un programa de computadora para agilizar los cálculos (Derive) y además no caer en los errores de decimas. Se debe tener presente que los cálculos de las variable mostradas en la Tabla 4.2, parten de la variación de c , como ya se ha mencionado con anterioridad.

Tabla 4.2. Recalculo variable de NTU, U, C_{max} , R, P, F, ΔT_{log} y Q

C	NTU	U [W/m^2K]	C_{max} [J/Ks]	T_{co} [$^{\circ}C$]	R	P	F	ΔT_{log} [K]	Q [Kw]
0,9	1,5345	877,67	10987,96	39,01	0,9018	0,552	0,7463	9,5346	107,979
0,83	1,39505	797,9113	11914,6626	38,2323	0,8317	0,552	0,79125	9,9045	108,118
0,79	1,3314	761,5118	12517,9367	37,7874	0,7916	0,552	0,813	10,11226	108,246
0,77	1,3028	745,1481	12843,0779	37,5689	0,7716	0,552	0,8229	10,2151	108,299
0,72	1,23886	708,577	13734,958	37,00876	0,72151	0,552	0,84537	10,4697	108,433
0,68	1,19405	682,947	14542,897	36,5638	0,6814	0,552	0,8612	10,6706	108,511
0,65	1,16347	665,457	15214,1077	36,2301	0,65136	0,522	0,8721	10,81985	108,568
0,63	1,1443	654,4926	15697,095	36,0077	0,63132	0,552	0,8789	10,9186	108,594
0,58	1,10032	629,3378	17050,293	35,4515	0,5812	0,552	0,89463	11,16341	108,672
0,45	1,005638	575,18364	21975,9933	34,00546	0,45094	0,552	0,9284	11,7858	108,817
0,05	0,8158	466,6041	197783,4	29,5562	0,05011	0,552	0,99424	13,5973	109,065
0,00005	0,7985	456,7092	1,977834x10⁸	29,0056	0,0005045	0,552	0,9999	13,8144	109,075

En base a los resultados obtenidos en la tabla de cálculo anterior se puede apreciar claramente que el supuesto realizado inicialmente para el cálculo de la efectividad del intercambiador, aplica o es válido, este cálculo inicial se baso en el análisis de las capacidades calóricas en el cual se menciona: C_{max} = capacidad calórica del agua de rio, la cual era mucho mayor que C_{min} = capacidad calórica agua interna o de enfriamiento sistema AA; esto debido al gran volumen de agua de rio existente.

$$C_{max} \gg \gg C_{min}$$

Además se puede apreciar que el coeficiente de transferencia de calor U obtenido se encuentra dentro del rango $150 \leq U \leq 1200$ lo cual se da como recomendación para coeficientes de transferencia de calor entre fluidos líquidos. (Ver Tabla 3.6). De acuerdo a la respuesta obtenida en la Tabla 4.2, el valor de $U = 456.7092 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$, para $c=0,00005$, se calculo de forma global sin puntualizar cada una de las resistencias que se presentan en el cálculo de U y realmente se obtuvo un resultado alentador, para la realización de un cálculo puntual de U , teniendo en cuenta las resistencias por incrustaciones, convección a través de los fluidos y conducción a través de la pared del tubo; es necesario contar con la tabla de propiedades para el agua y el agua de río, además de un programa computacional que ayude a modelar el flujo de agua de río debido a la diferencia de densidades.

En la Tabla 4.2, se puede notar sobre la temperatura de salida del agua de río T_{co} , para $c=0,00005$, posee una variación muy pequeña, para lo cual se puede tomar como constante, esto se puede entender debido el gran volumen de agua de río que existe en el medio, lo cual corrobora el supuesto realizado al iniciar los cálculos.

A continuación se presenta el cálculo de Q tomando el valor de la relación entre las capacidades calóricas igual a cero, lo cual es correcto debido al resultado obtenido en la Tabla 4.2, en donde se puede apreciar claramente que el valor c es aproximadamente igual a cero.

Para este cálculo se tendrán en cuenta las correlaciones existentes en las literaturas para el caso de los intercambiadores de calor con $c=0$; según la tabla 11-5 Cengel pagina 639. Ver Tabla 3.2.

4.2.4.7 Recálculo Número de unidades de transferencia NTU

$$NTU = -Ln(1 - e)$$

$$NTU = -Ln(1 - 0.55)$$

$$NTU = 0.79851$$

El valor de NTU, calculado anteriormente mediante la correlación muestra igualdad con respecto al valor calculado y plasmado en la Tabla 4.2 (ver valor NTU al final Tabla 4.2).

4.2.4.8 Recálculo coeficiente global U

$$U = \frac{NTU C_{min}}{As} = \frac{(0.79851) 9889.17 \left[\frac{J}{Ks} \right]}{17.29 m^2}$$

$$U = 456.715 \left[\frac{W}{m^2K} \right]$$

Este valor de U también es igual o aproximadamente igual al calculado en la tabla 4.2, lo cual reafirma el valor calculado de esta tabla.

4.2.4.9 Recálculo capacidad calórica máxima C_{max}

$$C_{max} = \frac{C_{min}}{c} \Rightarrow [C_{max} = \infty]$$

Para entender este concepto de $[C_{max} = \infty]$, se utilizara como base el siguiente enunciado, Cengel:

“El valor de la relación de capacidades c va desde 0 hasta 1. Para un NTU dado, la efectividad se convierte en un máximo para $c=0$ y en un mínimo, para $c=1$. El caso de $C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \rightarrow 0$ corresponde a $C_{max} \rightarrow \infty$, lo cual se logra durante un proceso de cambio de fase en un condensador o una caldera.”¹

Para los casos planteados anteriormente en el que $c \rightarrow 0$ y por tanto $C_{max} \rightarrow \infty$, se puede apreciar claramente que la temperatura del agua de rio se toma como valor constante, debido a lo que ya se ha explicado con anterioridad.

⁴⁷ CENGEL, YUNUS A. Transferencia de Calor. Editorial McGraw-Hill Interamericana, S.A. 3ra edición. 2007.

4.2.4.10 Recálculo calor total

A continuación se determina el calor transferido por el intercambiador.

$$Q = UAF\Delta T_{log}$$

De la Tabla 4.2, se puede observar que el valor de F se aproxima a 1 a medida que c tiende a 0 y la diferencia de temperatura media logarítmica toma el valor de $\Delta T_{log} = 13.8144 K$, reemplazando valores en la ecuación de Q se tiene que:

$$Q = 456.715 \left[\frac{W}{m^2K} \right] 17.29[m^2] (1)(13.8144 [K])$$

$$[Q = 109.086 kw]$$

Con este valor de Q, se puede confirmar que la metodología aplicada para encontrar los valores ilustrados en la Tabla 4.2, entrego valores de cálculo reales, esto se aprecia debido a los resultados encontrados para el calor rechazado por el intercambiador, ya que estos son muy parecidos al valor real de 110kw.

Al comparar los calores determinados se encuentra una diferencia de:

Entre Q=110 Kw y Q=109.086 Kw, Diferencia=0.83%

Entre Q=109.086 Kw y Q=109.075 Kw, Diferencia=0.01%

A partir del análisis de las diferencias anteriores se dejan claros los errores mínimos que la aplicación de la metodología de cálculo arroja, para lo cual se puede estar satisfecho de los resultados encontrados.

4.2.5 Caída de presión en el intercambiador

A continuación se muestra el cálculo de la caída de presión en el lado interno de los tubos; como ya se ha enunciado en la sección 3.2, las correlaciones existentes dependen del régimen en que se encuentra el flujo, de tal modo que primero se determina el estado del flujo a partir del número de Reynolds:

$$NR_e = \frac{UD_h}{\gamma}$$

4.2.5.1 Cálculo flujo de agua en 1 tubo del Boxcooler

El flujo volumétrico conocido de $8.6 \text{ m}^3/\text{h}$ esta repartido por un haz de tubos en la entrada del intercambiador de 40 tubos, esto se deduce en la Fig. 4.1 Plano general del Boxcooler, en donde el flujo de entrada es igual a $8.6 \text{ m}^3/\text{h}$ se distribuye a través del primer paso por un haz de tubos del Boxcooler en un arreglo de 5×8 , lo cual corresponde a decir que el flujo real que pasa por 1 tubo es:

$$V = \frac{8.6 \text{ m}^3/\text{h}}{40} = 0.215 \text{ m}^3/\text{h} = 5.97222 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

De este resultado hallado, se deja ver la gran variación existente entre tomar como flujo de agua que pasa por un tubo, el valor total de $8.6 \text{ m}^3/\text{h}$, para efectos de cálculo este valor total tendría una repercusión de un aumento en la caída de presión encontrada.

4.2.5.2 Cálculo velocidad de flujo por 1 tubo

$$\dot{V} = A\bar{U} \rightarrow \bar{U} = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{5.97222 \times 10^{-5}}{\frac{\pi}{4}(0.0094)^2}$$

$$\bar{U} = 0.86058 \text{ [m/s]}$$

Para el cálculo de la velocidad del fluido se debe tener en cuenta cual es el flujo volumétrico real que atraviesa un tubo del intercambiador.

4.2.5.3 Cálculo flujo másico por 1 tubo

$$\dot{m} = V\rho = \left(5.97222 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}\right) \left(990.68 \text{ kg}/\text{m}^3\right)$$
$$\dot{m} = 0.0592 \left[\text{kg}/\text{s} \right]$$

Este cálculo de flujo másico también depende del volumen real de agua que atraviesa un tubo en la unidad de tiempo específica.

4.2.5.4 Cálculo Número de Reynolds para 1 tubo

$$NR_e = \frac{0.86058 \text{ m}/\text{s} (0.0094 \text{ m})}{6.1829 \times 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}}$$

$$[NR_e = 13084] \Rightarrow \text{Flujo turbulento}$$

Para este número de Reynolds se utiliza la ecuación (3-21), la cual aplica según condición de flujo turbulento para el cálculo de la potencia de bombeo.

$$\phi = \frac{\Delta P \dot{m}}{\rho} = \frac{0.046 \mu^{0.2} 4L \dot{m}^{2.8}}{2g_c \rho^2 D_h A_0^{1.8} D_h^{0.2}}$$

4.2.5.5 Cálculo longitud total de tubería

$$As = \pi D_o L \Rightarrow L = \frac{As}{\pi D_o} = \frac{17.29 \text{ m}^2}{\pi (0.011)}$$

$$L = 500.3253 \text{ [m]}$$

4.2.5.6 Cálculo área transversal externa de tubo

$$A_o = \frac{\pi}{4} (D_o)^2 = \frac{\pi}{4} (0.011)^2$$

$$A_o = 9.50332 \times 10^{-5} \text{ [m}^2\text{]}$$

4.2.5.7 Cálculo caída de presión total

Para calcular la caída de presión despejamos ΔP de la ecuación (3-21), como sigue:

$$\Delta P_T = \frac{0.046 (0.61253 \times 10^{-3})^{0.2} (4)(500.3253)(0.0592)^{2.8}}{2(1)(990.68)(0.0094)(9.50332 \times 10^{-5})^{1.8}(0.0094)^{0.2}(0.0592)}$$

$$\Delta P_T = \frac{7.65591 \times 10^{-3}}{2.49583 \times 10^{-8}}$$

$$\Delta P_T = 306748.7 [Pa] = 3.0675 [bar]$$

El cálculo llevado a cabo anteriormente corresponde a la caída de presión total en el intercambiador, para obtener la caída de presión en el haz de 40 tubos, se aplica el concepto explicado arriba, en el cual se mostro según plano que un paso por los tubos corresponden a un paso por un haz de tubo en una distribución de 5x8, y esto es igual a 40 tubos.

4.2.5.8 Cálculo caída de presión en 1 hilera de tubos (8 tubos)

$$\Delta P_{1 \times 8} = \frac{3.0675 \text{ bar}}{70} = 0.0438 \text{ bar}$$

Para esto se debe tener presente que la caída de presión total corresponde a la caída de presión en toda la longitud del tubo. Esta misma longitud según especificación del plano se encuentra en una distribución de 70 x 8; el flujo volumétrico se divide en una distribución de 5 x 8.

4.2.5.9 Cálculo caída de presión en 1 haz de tubos (40 tubos)

$$\Delta P_{5 \times 8} = \Delta p_{1 \times 8}(5) = 0.0438 [bar] (5)$$

$$\Delta P_{5 \times 8} = 0.219 [bar]$$

La caída de presión calculada anteriormente arroja un diferencia de 4.3% con respecto a la caída de presión real dada para el Boxcooler, para lo cual se puede estar satisfecho de las ecuaciones aplicadas.

4.2.5.10 Cálculo potencia útil suministrada por la bomba

Para el cálculo de la potencia útil suministrada por la bomba se tendrá en cuenta únicamente la resistencia puesta por el Boxcooler, es decir la caída de presión calculada anteriormente, no se tendrá en cuenta la resistencia puesta por el condensador o líneas de tuberías externa al circuito.

Para la caída de presión total en el Boxcooler debido al paso del agua interna por todos los tubos:

$$\dot{\varphi} = \frac{\Delta p \dot{m}}{\rho} = \frac{\left(0.0592 \frac{kg}{s}\right) (306748.7 Pa)}{990.68 \frac{kg}{m^3}}$$

$$\dot{\varphi} = 18.33 w$$

4.2.5.11 Cálculo potencia útil de bombeo en un haz de tubo (40 tubos)

$$\dot{\varphi} = \frac{\Delta p \dot{m}}{\rho} = \frac{\left(0.592 \frac{kg}{s}\right) (0.219 bar) \frac{10^5 Pa}{1 bar}}{990.68 \frac{kg}{m^3}}$$

$$\dot{\varphi} = 1.31 w$$

Los cálculos realizados hasta esta sección se pueden resumir como satisfactorios debido a las diferencia tan pequeñas encontradas entre las especificaciones calculadas y las reales entregadas en la Tabla 4.1, también es válido citar que la metodología aplicada para el Boxcooler dio muy buenos resultados, y se puede tomar como una excelente aproximación a la metodología de cálculo real utilizada para el diseño de estos enfriadores.

5 CONCLUSIONES

Se pudo apreciar durante la realización de este trabajo que las metodologías de cálculo térmico e hidráulico aplicadas dieron resultado muy satisfactorios en los cálculos comprobatorios realizados para el Boxcooler, para lo cual durante la ejecución del trabajo se fueron realizando comentarios a partir de los resultados encontrados, se pueden enumerar como sigue:

- a) Para el cálculo comprobatorio del calor rechazado, en la sección 4.2.2, se pudo notar que los valores entregados por las especificaciones del Boxcooler: temperaturas, flujo volumétrico y calor rechazado correspondían con los cálculos realizados hasta el momento, ya que el resultado obtenido fue muy bueno, $Q = 109.798 \times 10^3 [w] \cong 110[kw]$.
- b) Se pudo apreciar en la subsección 4.2.3.1 Cálculo efectividad del intercambiador, un valor relativamente bajo en la efectividad del intercambiador 55%, para lo cual se efectuó en este trabajo una recomendación que mejorara la efectividad del intercambiador, tomando como base el arreglo de la disposición de los tubos. Ver recomendación (sección 6).
- c) En base a los cálculos de la Tabla 4.2, se confirmó el supuesto inicial, $C_{max} \gg \gg C_{min}$, la capacidad calórica del agua de río, es mucho mayor que la capacidad calórica agua interna o de enfriamiento sistema AA; esto debido al gran volumen de agua de río existente.
- d) Para la realización de un cálculo puntual de U, teniendo en cuenta las resistencias por incrustaciones, convección a través de los fluidos y conducción a través de la pared del tubo; es necesario contar con la tabla de propiedades para el agua y el agua de río, además de un programa computacional que ayude a modelar el flujo de agua de río debido a la diferencia de densidades.

- e) La temperatura de salida del agua de río $T_{co} = 29,0056$ [°C], para $c=0,00005$, posee una variación muy pequeña, para lo cual se puede tomar como constante, esto se puede entender debido el gran volumen de agua de río que existe en el medio
- f) Se determino para la relación de las capacidades calóricas c , que a medida que este valor tiende a cero el calor calculado por la ecuación general de la transferencia de calor, era más cercano al calor real transferido por el intercambiador.
- g) El cálculo realizado en la subsección 4.2.5.9, con respecto a la caída de presión para un haz de tubos o un paso por los tubos arrojo un diferencia de 4.3% con respecto a la caída de presión real dada para el Boxcooler.

Para concluir se puede decir que las metodologías aplicadas en los cálculos comprobatorios realizados para este intercambiador arrojaron muy buenos resultados debido a las diferencia tan pequeñas encontradas entre las especificaciones calculadas y las reales entregadas por el fabricante, también es válido citar que la metodología aplicada para el Boxcooler entregaron tan buenos resultados que se penen tomar como una excelente aproximación a la metodología de cálculo real utilizada para el diseño termohidraulico de estos enfriadores.

6 RECOMENDACIÓN

Actualmente los Boxcooler viene fabricados con una disposición de arreglos de tubos en cuadro, en la sección 3.1.2.1, se enuncia la mejora que se obtiene en un intercambiador de calor cuando se pasa de un arreglo de tubos en cuadro a un arreglo de tubos en triangulo, “Los arreglos triangulares dan coeficientes cercanos al 25% mayores que los arreglos en cuadro.” Esto se puede explicar a partir de las áreas de paso libre que se consiguen con los arreglos en cuadro las cuales desaparecen en arreglos triangulares debido al choque del fluido con los tubos del intercambiador, lo cual crea turbulencia y mejora la transferencia de calor:

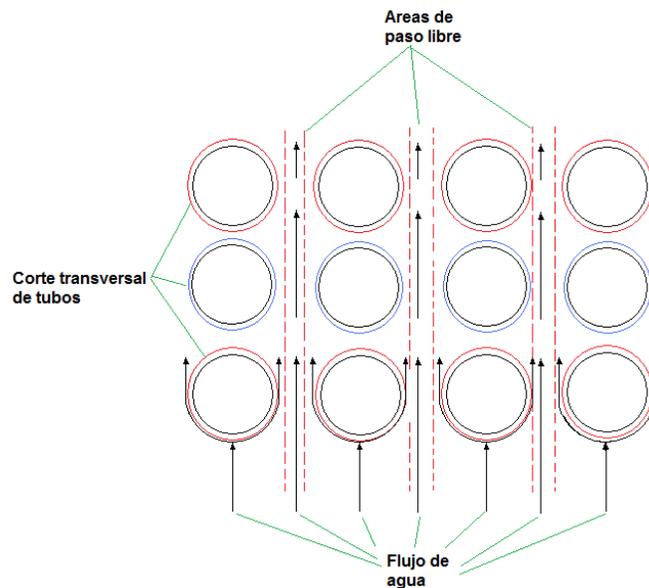


Fig. 6.1. Flujo de agua a través de un arreglo en cuadro

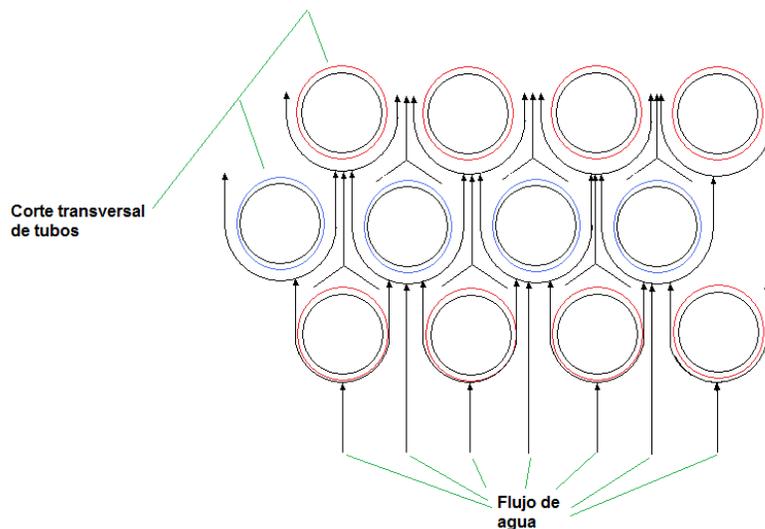


Fig. 6.2. Flujo de agua a través de un arreglo en triángulo

En las figuras anteriores se puede apreciar claramente la aplicación del concepto de mejora del coeficiente convectivo de transferencia de calor, este mismo arreglo triangular es recomendado para el Boxcooler utilizado hoy día en los Buques Nodriza Fluvial.

En el plano que a continuación se describe se puede observar la nueva disposición de los tubos en el enfriador de caja, esta modificación fue realizada basados en dimensiones reales y según los resultados obtenidos el área ocupada por el intercambiador en el buque seguirá siendo la misma, además vale especificar que esta modificación fue realizada variando una línea longitudinal de tubo ubicados en una misma posición (70 tubos) y dejando la que sigue en su posición original, ver plano.

Según el resultado obtenido en la modificación y comparándolo con los arreglos existentes el más parecido al de la propuesta de arreglo de tubos en el intercambiador (Boxcooler) es: *Arreglo triangular con espacios para limpieza.*

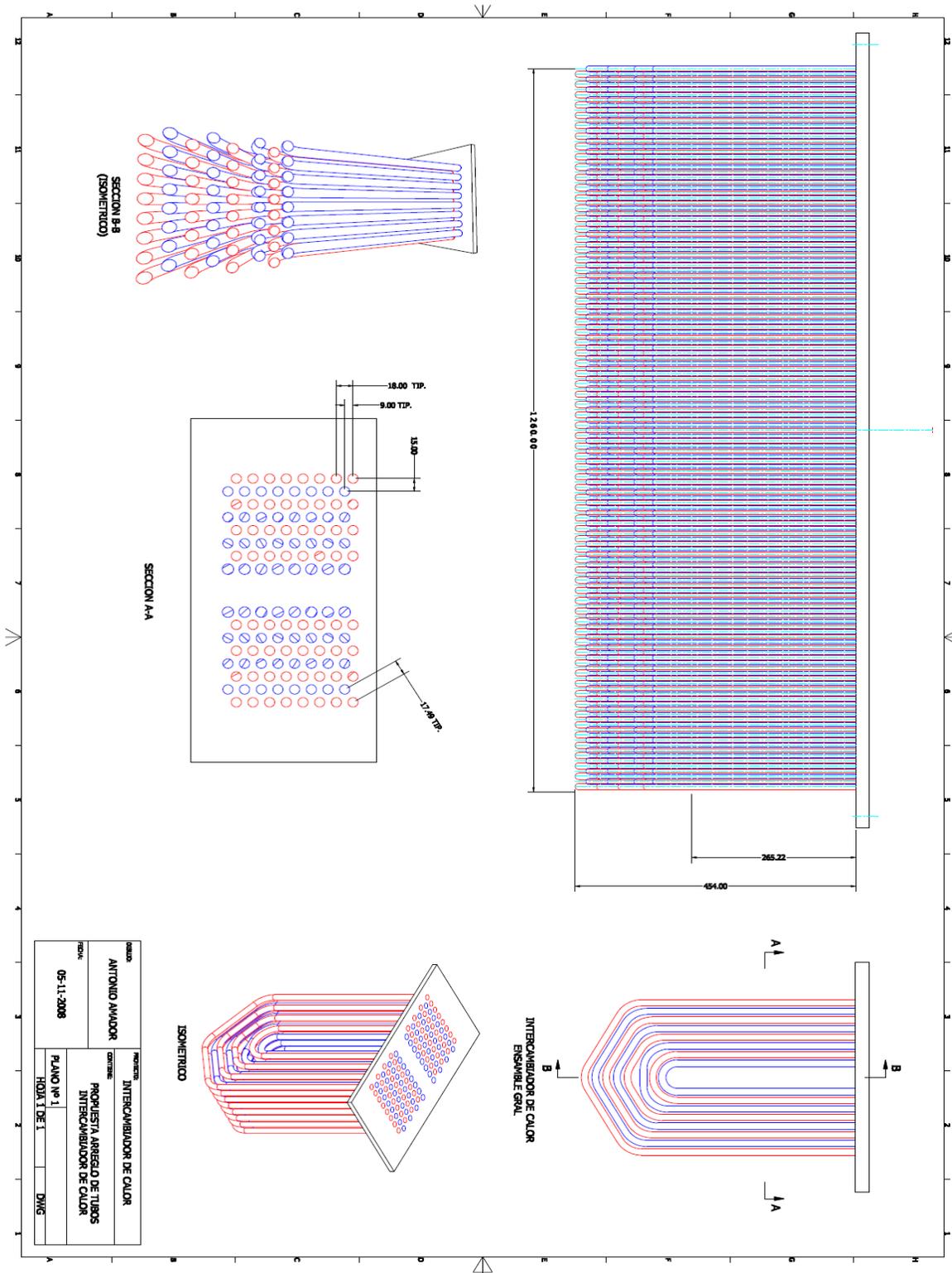


Fig. 6.3. Plano propuesta arreglo de tubos intercambiador de calor (Boxcooler)

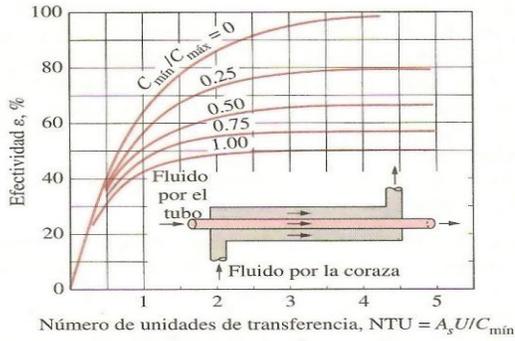
BIBLIOGRAFIA

- ¹ CENGEL, YUNUS A. Transferencia de Calor. Editorial McGraw-Hill Interamericana, S.A. 3ra edición. 2007.
- ² KERN, DONALD Q. Procesos de Transferencia de Calor. Compañía Editorial Continental S.A. de C.V. 1ra edición. 1965.
- ³ MILLS, A. F. Transferencia de calor. Madrid: Irwin Ediciones, 1995.
- ⁴ AHMAD FAKHERI. Journal of Heat Transfer, A general Expression for the Determination of the Log Mean Temperature Correction Factor for Shell and Tube Heat Exchangers. June 2003, Vol 125.
- ⁵ MAJANA, LUIS. Notas de Clase "Transferencia de Calor". 2003
- ⁶ JOHN H. LIENHARD IV / JOHN H. LIENHARD V. A heat transfer textbook third edition, 2003.
- ⁷ ED. FRANK KREITH. The CRC Handbook of Thermal Engineering. CRC Press LLC, 2000. (Ramesh K. Shah and Kenneth J. Bell).
- ⁸ RAQUEL D. MOITA, CRISTINA FERNANDES, HENRIQUE A. MATOS, CLEMENTE P. NUNES. Journal of Heat Transfer, A Cost-Based Strategy to Design Multiple Shell and Tube Heat Exchangers. February 2004, Vol 126.
- ⁹ INCROPERA, FRANK P. Y DAVID P. DEWITT. Fundamentos de Transferencia de Calor. México: Prentice Hall. 4ta ed. 1999.

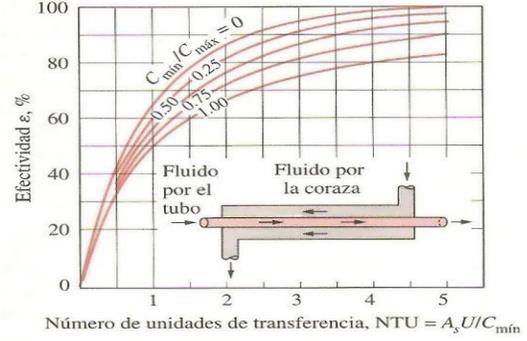
- ¹⁰ S. WHITAKER, Forced Convection Heat Transfer Correlations for Flow in Pipes, Past Flat Plates, Single Cylinders, and for Flow in Packed Bed and Tube Bundles. AIChE Journal, vol. 18, 1972.
- ¹¹ www.bloksma.net
- ¹² <http://www.nrf.es/marine/index.html>
- ¹³ www.duramax-marine.com
<http://www.duramax-international.com/Recent.asp>
- ¹⁴ <http://www.cheresources.com/uexchangers.pdf>

ANEXOS

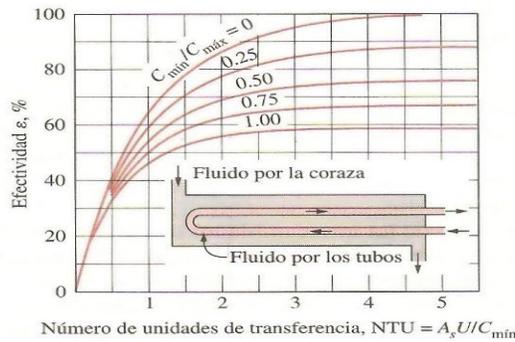
ANEXO A. Efectividad para intercambiadores de calor



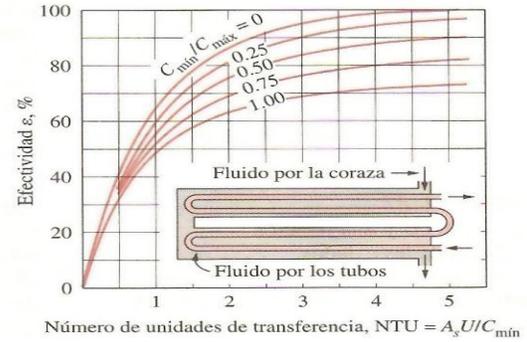
a) Flujo paralelo



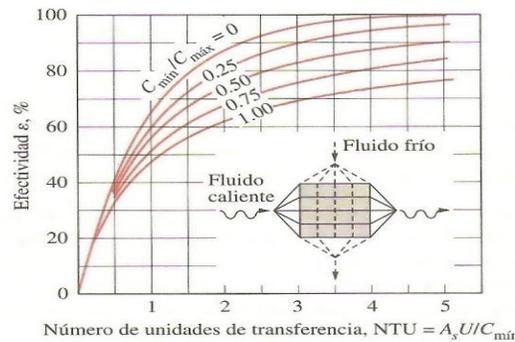
b) Contraflujo



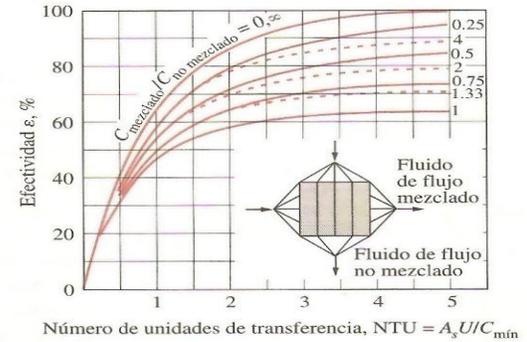
c) Un paso por la coraza y 2, 4, 6, . . . pasos por los tubos



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



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



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

FIGURA 11-26

Efectividad para los intercambiadores de calor.

(Tomado de Kays y London.)

ANEXO B. Diagrama de moody

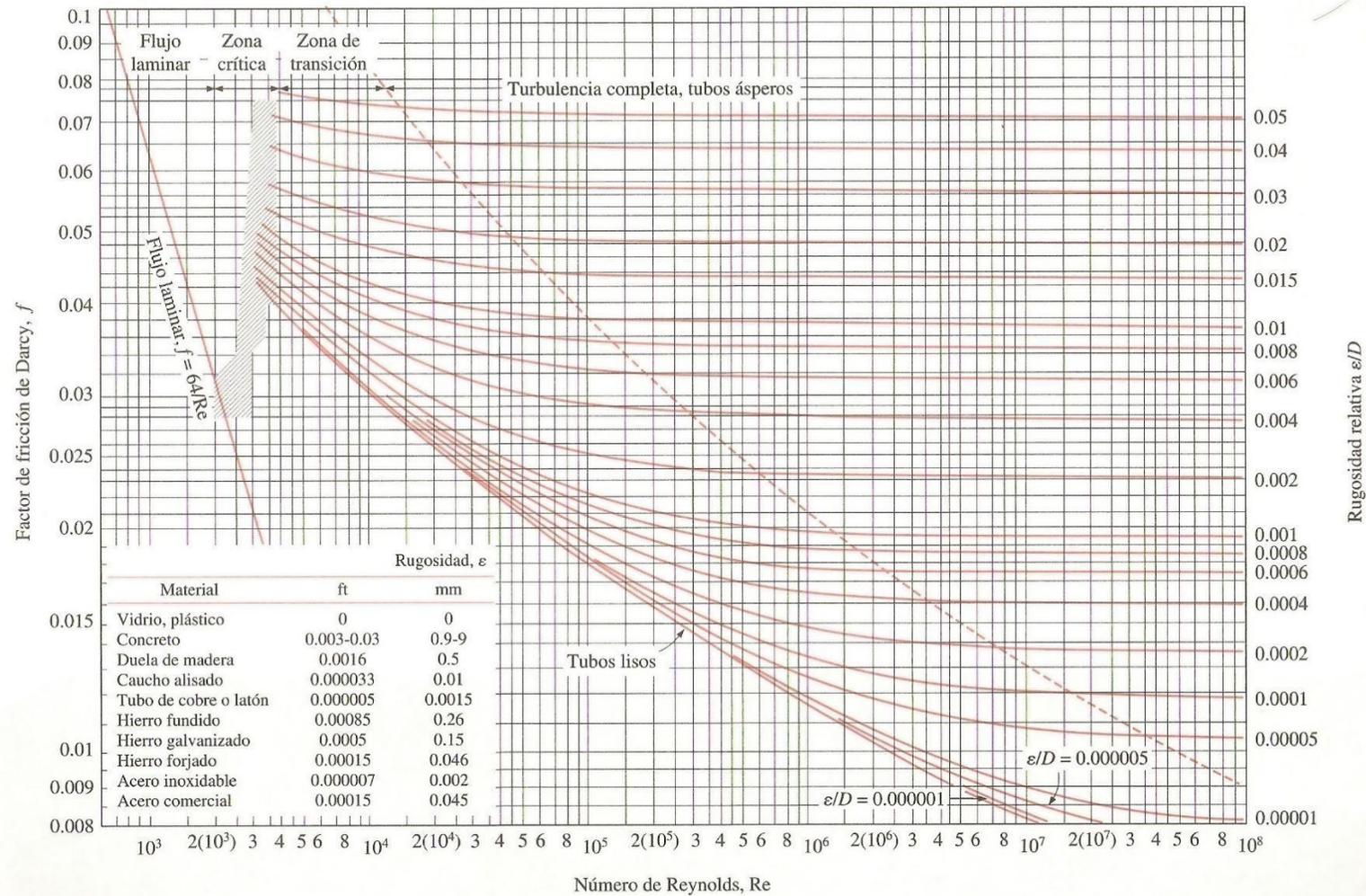


FIGURA A-20

Diagrama de Moody del factor de fricción para flujo completamente desarrollado en tubos circulares para el uso en la relación $\Delta P_L = f \frac{L}{D} \frac{\rho V^3}{2}$. Los factores de fricción en flujo turbulento se evalúan con la ecuación de Colebrook $\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right)$.

ANEXO C. Propiedades del agua saturada

TABLA A-9

Propiedades del agua saturada

Temp., T °C	Presión de saturación, P _{sat} , kPa	Densidad, ρ, kg/m ³		Entalpía de vaporización, h _{fg} , kJ/kg	Calor específico, c _{pr} , J/kg · K		Conductividad térmica, k _s , 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.