

Universidad Católica de Santa María

Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica y Mecatrónica



ANÁLISIS TÉCNICO – ECONÓMICO DE LOS SISTEMAS DE INTERCAMBIO DE CALOR PARA LA REFRIGERACIÓN DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN DE 02 MOTORES DIÉSEL UBICADOS EN LA PROVINCIA DE AREQUIPA

Tesis presentada por el Bachiller
Zevallos Rodríguez, José Fabricio
Para optar el Título Profesional de
Ingeniero Mecánico Electricista
Asesor:
Ing. Gordillo Andia, Carlos

Arequipa – Perú

2018



Universidad Católica de Santa María

☎ (51 54) 302038 Fax: (51 54) 251215 ✉ ucam@ucam.edu.pe 🌐 http://www.ucam.edu.pe Apartado:1350

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA
ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA

INFORME DICTAMINATORIO

VISTO

EL BORRADOR DE TESIS TITULADO:

**“ANÁLISIS TÉCNICO - ECONÓMICO DE LOS
SISTEMAS DE INTERCAMBIO DE CALOR PARA LA
REFRIGERACIÓN DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN
DE 02 MOTORES DIESEL UBICADOS EN LA
PROVINCIA DE AREQUIPA”**

Presentado por el Bachiller:

ZEVALLOS RODRIGUEZ JOSE FABRICIO

Nuestro DICTAMEN es:

Aprobado

OBSERVACIONES:

Absolutas

Arequipa, 02 Julio 2018

Carlos Gordillo Andia

ING. CARLOS GORDILLO ANDIA

Camillo Fernandez Barriga

ING. CAMILO FERNANDEZ BARRIGA



*Con amor y cariño para José Humberto, Lourdes, Mitchel y Linda, por sus
consejos, apoyo incondicional y motivación para salir adelante.*

RESUMEN

En el presente trabajo de tesis se desarrolla el análisis técnico – económico de los sistemas de intercambio de calor para la refrigeración de los circuitos de agua cruda de refrigeración y agua de refrigeración de cilindros de 02 motores diésel ubicados en una central termoeléctrica en la provincia de Arequipa. El objetivo de dichos circuitos es mantener la temperatura de componentes y sistemas internos de los motores a niveles recomendados por el fabricante.

Los sistemas de intercambio de calor analizados son: el sistema agua – agua, el cual está conformado por 03 intercambiadores de coraza y tubos con deflectores, por motor, con una configuración de los fluidos a contraflujo, se denominan A, B y C; los dos primeros están destinados a refrigerar el agua cruda mientras que el último refrigera agua de cilindros; y el sistema agua – aire, el cual está conformado por 03 bancos de tubos aletados de flujo transversal, por motor, con ventiladores para el suministro de aire, de los cuales 02 son idénticos y refrigeran el agua cruda mientras que el restante se encarga del agua de cilindros.

El análisis técnico de los intercambiadores consiste en realizar cálculos de transferencia de calor para determinar el coeficiente global de transferencia empleando el método del LMTD (diferencia media logarítmica de temperatura) y la eficiencia empleando el método de la efectividad NTU (número de unidades de transferencia). El análisis se realizó en base a datos técnicos obtenidos de los datos de diseño y planos de los intercambiadores de calor.

Para el circuito de agua cruda de refrigeración, se obtuvieron los siguientes resultados de eficiencia:

Sistema agua – agua:

- Intercambiador A: $\varepsilon = 34.44 \%$
- Intercambiador B: $\varepsilon = 30.30 \%$

Sistema agua – aire:

- Banco de tubos: $\varepsilon = 63.36 \% c/u$

Para el circuito de agua de refrigeración de cilindros, se obtuvieron los siguientes resultados de eficiencia:

Sistema agua – agua:

- Intercambiador C: $\varepsilon = 47.96 \%$

Sistema agua – aire:

- Banco de tubos: $\varepsilon = 23.54 \%$

El análisis económico consiste en realizar cálculos para determinar el costo del empleo de los recursos necesarios, agua y energía eléctrica, para la operación de los sistemas agua – agua y agua – aire, respectivamente, para posteriormente comparar ambos sistemas en diversos escenarios de horas de operación anual.

Los resultados económicos obtenidos indican que para un régimen de operación superior a las 242 horas anuales, resulta más económico emplear el sistema de refrigeración agua – agua que el sistema agua – aire.

Palabras clave: Intercambiadores, análisis.

ABSTRACT

In the present thesis is developed the technical - economic analysis of the heat exchange systems for the refrigeration of the raw water cooling and cylinder cooling water circuits of 02 diesel engines located in a thermoelectric power station in the province of Arequipa. The purpose of these circuits is to maintain the temperature of components and internal systems of the engines at levels recommended by the manufacturer.

The heat exchange systems analyzed are: the water – water system, which is made up of 03 shell and tube exchangers with deflectors, by motor, with a configuration of the backflow fluids, are called A, B and C; the first two are intended to cool the raw water while the latter cools cylinder water; and the water – air system, which is made up of 03 banks of finned cross-flow tubes, by motor, with fans for the supply of air, of which 02 are identical and refrigerate the raw water while the rest is responsible for the cylinder water.

The technical analysis of the exchangers consists in performing heat transfer calculations to determine the global transfer coefficient using the LMTD method (average logarithmic temperature difference) and efficiency using the NTU effectiveness method (number of transfer units). The analysis was carried out based on technical data obtained from the design data and drawings of the heat exchangers.

For the raw water cooling circuit, the following efficiency results were obtained:

Water – water system:

- Exchanger A: $\varepsilon = 34.44 \%$
- Exchanger B: $\varepsilon = 30.30 \%$

Water – air system:

- Tube bank: $\varepsilon = 63.36 \%$ *c/u*

For the cylinder cooling water circuit, the following efficiency results were obtained:

Water – water system:

- Exchanger C: $\varepsilon = 47.96 \%$

Water – air system:

- Tube bank: $\varepsilon = 23.54 \%$

The economic analysis consists in making calculations to determine the cost of using the necessary resources, water and electric power, for the operation of the water - water and water - air systems, respectively, to later compare both systems in different scenarios of hours of annual operation.

The economic results obtained indicate that for an operation regime higher than 242 hours per year, it is more economical to use the water - water cooling system than the water - air system.

Keywords: Exchangers, analysis.

ÍNDICE

| | |
|--|------|
| RESUMEN | II |
| ABSTRACT | IV |
| ÍNDICE DE FIGURAS | XI |
| ÍNDICE DE TABLAS | XIII |
| ÍNDICE DE ANEXOS | XIV |
| INTRODUCCIÓN | XVI |
| CAPITULO I | |
| ANTECEDENTES | 1 |
| 1.1 Planteamiento del problema..... | 1 |
| 1.1.1 Identificación del problema. | 1 |
| 1.1.2 Definición del problema..... | 2 |
| 1.1.3 Formulación del problema. | 2 |
| 1.1.3.1 Problema General..... | 2 |
| 1.1.3.2 Problemas Específicos. | 3 |
| 1.2 Objetivos | 3 |
| 1.2.1 Objetivo General. | 3 |
| 1.2.2 Objetivos Específicos..... | 3 |
| 1.3 Hipótesis de trabajo..... | 3 |
| 1.4 Justificación de la investigación..... | 4 |
| 1.4.1 Justificación Económica..... | 4 |

| | |
|--|----------|
| 1.4.2 Justificación Social..... | 4 |
| 1.4.3 Justificación Ambiental..... | 5 |
| 1.5 Variables e indicadores | 5 |
| 1.5.1 Variable Independiente. | 5 |
| 1.5.2 Variable Dependiente..... | 6 |
| 1.5.3 Limitación del Trabajo..... | 6 |
| CAPITULO II | |
| MARCO CONCEPTUAL..... | 7 |
| 2.1 Generación de energía eléctrica | 7 |
| 2.2 Motores de combustión interna..... | 11 |
| 2.2.1 Motores diésel. | 12 |
| 2.3 Análisis de transferencia de calor | 15 |
| 2.3.1 Primera ley de la termodinámica. | 15 |
| 2.3.1.1 Balance de energía para sistemas de flujo estacionario. | 15 |
| 2.3.2 Mecanismos de transferencia de calor. | 17 |
| 2.3.2.1 Conducción. | 18 |
| 2.3.2.2 Convección..... | 21 |
| 2.3.2.3 Radiación..... | 22 |
| 2.3.3 Concepto de Resistencia Térmica. | 22 |
| 2.3.3.1 Conducción de calor en cilindros..... | 25 |
| 2.3.4 Fundamentos de la convección. | 26 |

| | | |
|---------|--|----|
| 2.3.4.1 | Número de Nusselt..... | 27 |
| 2.3.4.2 | Capa límite de velocidad y térmica..... | 28 |
| 2.3.4.3 | Número de Prandtl. | 30 |
| 2.3.4.4 | Número de Reynolds..... | 31 |
| 2.3.5 | Convección interna forzada..... | 32 |
| 2.3.5.1 | Flujo turbulento en tubos. | 34 |
| 2.3.6 | Flujo externo sobre banco de tubos..... | 34 |
| 2.3.6.1 | Coeficiente de convección para un banco de tubos con aletas..... | 40 |
| 2.3.6.2 | Caída de presión..... | 41 |
| 2.3.7 | Superficies extendidas..... | 42 |
| 2.3.7.1 | Eficiencia de la aleta. | 44 |
| 2.4 | Intercambiadores de calor | 48 |
| 2.4.1 | Tipos de intercambiadores de calor..... | 49 |
| 2.4.2 | Análisis del intercambiador de coraza y tubos..... | 52 |
| 2.4.2.1 | Coeficiente de transferencia de calor por convección para lado de los tubos y el lado de la coraza. | 53 |
| 2.4.2.2 | Masa – velocidad de los fluidos..... | 55 |
| 2.4.2.3 | Diámetro equivalente para el lado de la coraza. | 57 |
| 2.4.2.4 | Coeficiente de convección referido al diámetro exterior. | 58 |
| 2.4.2.5 | Temperatura de la pared del tubo..... | 59 |
| 2.4.2.6 | Intercambiadores con corrección por viscosidad ϕ | 60 |
| 2.4.2.7 | Caída de presión en el lado de los tubos. | 61 |

| | |
|--|-----|
| 2.4.2.8 Caída de presión en el lado de la coraza. | 61 |
| 2.4.3 Coeficiente total de transferencia de calor. | 62 |
| 2.4.3.1 Factor de incrustación. | 65 |
| 2.4.4 Análisis de los intercambiadores de calor. | 67 |
| 2.4.4.1 Método de la diferencia media logarítmica de temperatura. | 70 |
| 2.4.4.2 Método de la efectividad NTU. | 73 |
| CAPITULO III | |
| ANÁLISIS TÉCNICO | 75 |
| 3.1 Características de los motores..... | 75 |
| 3.2 Características de trabajo | 76 |
| 3.2.1 Localización. | 76 |
| 3.2.2 Combustible. | 76 |
| 3.2.3 Potencia. | 77 |
| 3.2.4 Presiones y temperaturas de operación. | 79 |
| 3.3 Descripción de los circuitos de refrigeración de los motores | 80 |
| 3.4 Análisis técnico del sistema de intercambio de calor agua – agua | 81 |
| 3.4.1 Descripción del sistema. | 81 |
| 3.4.2 Análisis técnico del intercambiador “A”..... | 84 |
| 3.4.3 Análisis técnico del intercambiador “B”..... | 96 |
| 3.4.4 Análisis técnico del intercambiador “C”..... | 108 |
| 3.5 Análisis técnico del sistema de intercambio de calor agua – aire | 123 |

| | |
|--|-----|
| 3.5.1 Descripción del sistema. | 123 |
| 3.5.2 Análisis técnico del intercambiador agua – aire para el agua cruda de refrigeración. | 124 |
| 3.5.3 Análisis técnico del intercambiador agua – aire para el agua de refrigeración de cilindros. | 146 |
| 3.6 Análisis de resultados técnicos | 168 |
| CAPITULO IV | |
| ANÁLISIS ECONÓMICO | 170 |
| CONCLUSIONES..... | 177 |
| RECOMENDACIONES..... | 179 |
| BIBLIOGRAFÍA | |
| ANEXOS | |
| PLANOS | |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1: Vista transversal de una central hidráulica..... | 7 |
| Figura 2: Central térmica a vapor | 8 |
| Figura 3: Esquema de una central de ciclo combinado | 9 |
| Figura 4: Esquema de una central solar | 10 |
| Figura 5: Esquema de una central nuclear | 11 |
| Figura 6: Esquema de un motor diésel conectado a un generador..... | 13 |
| Figura 7: Operación estacionaria | 16 |
| Figura 8: Transferencia de calor por conducción..... | 18 |
| Figura 9: Conductividad térmica de diversos materiales | 20 |
| Figura 10: Transferencia de calor por convección..... | 21 |
| Figura 11: Red de resistencias térmicas para una pared | 24 |
| Figura 12: Red de resistencias térmicas para un cilindro..... | 26 |
| Figura 13: Condición de no deslizamiento | 27 |
| Figura 14: Capa límite de velocidad | 29 |
| Figura 15: Capa límite térmica..... | 30 |
| Figura 16: Configuración de tubos para bancos (a) alineados y (b) escalonados | 35 |
| Figura 17: Condiciones de flujo para tubos (a) alineados y (b) escalonados..... | 39 |
| Figura 18: Aleta longitudinal | 42 |
| Figura 19: Aleta transversal | 43 |
| Figura 20: Tipos de aletas | 44 |
| Figura 21: Tubo con aleta rectangular y hexagonal..... | 47 |
| Figura 22: Intercambiador de doble tubo a (a) Flujo paralelo y (b) Contraflujo | 50 |
| Figura 23: Intercambiador de calor de casco y tubos con deflectores, con dos pasos en los tubos y uno en la coraza | 51 |

| | |
|--|-----|
| Figura 24: Intercambiador de calor de flujo cruzado (a) no mezclado y (b) mezclado | 52 |
| Figura 25: Intercambiador tubular de cabezal fijo | 52 |
| Figura 26: Deflector (a) con 25% de corte (b) de disco y corona (c) de orificio | 53 |
| Figura 27: Diámetro equivalente | 58 |
| Figura 28: Temperatura de la pared del tubo | 60 |
| Figura 29: Red de resistencias térmicas para un tubo | 63 |
| Figura 30: Variación de temperaturas en un intercambiador de doble tubo y flujo paralelo | 70 |
| Figura 31: Variación de temperaturas en un intercambiador de doble tubo y contraflujo | 71 |
| Figura 32: Esquema de captación de agua de la taza y distribución de los intercambiadores agua – agua | 82 |
| Figura 33: Distribución de temperaturas de trabajo en los intercambiadores agua – agua para un motor | 83 |
| Figura 34: Vista frontal de los intercambiadores agua – aire para un motor | 123 |
| Figura 35: Vista lateral de los intercambiadores agua – aire para un motor | 124 |
| Figura 36: Vista frontal del arreglo escalonado de los tubos aletados del intercambiador del circuito de agua cruda de refrigeración | 126 |
| Figura 37: Sección transversal de la tubería aletada | 126 |
| Figura 38: Vista frontal del arreglo escalonado de los tubos aletados del intercambiador del circuito de agua de refrigeración de cilindros | 147 |
| Figura 39: Horas de operación anual vs costo anual de operación de los sistemas .. | 175 |

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|--|-----|
| Tabla 1: Constantes C y m para la Ecuación (2.33)..... | 37 |
| Tabla 2: Factor de corrección C_2 para la Ecuación (2.36)..... | 38 |
| Tabla 3: Valores representativos de la resistencia de incrustación R_f | 66 |
| Tabla 4: Relaciones de la efectividad para los intercambiadores de calor..... | 74 |
| Tabla 5: Potencia en fábrica y en sitio del motor diésel | 78 |
| Tabla 6: Gama de presión y temperatura para motores generadores de potencia..... | 79 |
| Tabla 7: Resultados del análisis técnico del intercambiador A | 120 |
| Tabla 8: Resultados del análisis técnico del intercambiador B..... | 121 |
| Tabla 9: Resultados del análisis técnico del intercambiador C..... | 122 |
| Tabla 10: Resultados del análisis técnico del intercambiador de agua cruda | 166 |
| Tabla 11: Resultados del análisis técnico del intercambiador de agua de cilindros . | 167 |
| Tabla 12: Resultados del análisis técnico de los sistemas para el agua cruda | 168 |
| Tabla 13: Resultados del análisis técnico de los sistemas para el agua de cilindros | 169 |
| Tabla 14: Retribución económica por el uso de agua superficial con fines no agrarios | 171 |
| Tabla 15: Retribución económica por vertimiento de agua residual tratada..... | 171 |
| Tabla 16: Costo de operación anual del sistema de intercambio de calor agua – agua | 173 |
| Tabla 17: Costo de operación anual del sistema de intercambio de calor agua – aire | 175 |

ÍNDICE DE ANEXOS

| | |
|---------------------|--|
| ANEXO I. | Propiedades del agua saturada |
| ANEXO II. | Propiedades del aire |
| ANEXO III. | Propiedades de la atmosfera a gran altitud |
| ANEXO IV. | Viscosidades dinámicas de líquidos |
| ANEXO V. | Conductividades térmicas de líquidos |
| ANEXO VI. | Curva de transferencia de calor lado de los tubos |
| ANEXO VII. | Curva de transferencia de calor para el lado de la coraza |
| ANEXO VIII. | Factores de fricción para el lado de los tubos |
| ANEXO IX. | Factores de fricción para el lado de la coraza |
| ANEXO X. | Coefficiente de reducción máxima por resistencia térmica de la aleta |
| ANEXO XI. | Factor de corrección de resistencia para aletas anulares y rectangulares |
| ANEXO XII. | Diagrama del factor de corrección F para un intercambiador de flujo cruzado de tres filas de tubos y un paso |
| ANEXO XIII. | Diagrama del factor de corrección F para un intercambiador de flujo cruzado con los dos fluidos de flujo no mezclado |
| ANEXO XIV. | Factor de fricción f y factor de corrección X para bancos de tubos |
| ANEXO XV. | Propiedades del acero galvanizado |
| ANEXO XVI. | Datos de diseño del intercambiador A |
| ANEXO XVII. | Datos de diseño del intercambiador B |
| ANEXO XVIII. | Datos de diseño del intercambiador C |
| ANEXO XIX. | Datos de diseño del intercambiador agua – aire para el agua cruda de refrigeración |

ANEXO XX. Datos de diseño del intercambiador agua – aire para el agua de refrigeración de cilindros

ANEXO XXI. Datos técnicos de los ventiladores



INTRODUCCIÓN

Según el reporte anual dado por el COES, la producción de energía eléctrica en el año 2017 fue de 48,993.3 GW-hr, notándose un crecimiento de 1.38% con respecto al año 2016. La producción de energía eléctrica por tipo de generación (hidroeléctrica, termoeléctrica, eólica y solar) para el año 2017 indican la preponderancia de la generación hidroeléctrica en el abastecimiento de la demanda de energía con 27,741.4 GW-hr con una participación del 56.62% del total, la generación termoeléctrica fue de 19,898.44 GW-hr con un 40.62%, la generación solar fue de 288.17 GW-hr con 0.59% y la generación eólica con 1,065.23 GW-hr representando el 2.17%.

La mayor tecnología utilizada para la producción termoeléctrica son las unidades de ciclo combinado, que han producido 15,222.69 GW-hr representando el 76.50% del total termoeléctrico, seguidas por las unidades de turbo gas con una producción de 3,566.58 GW-hr que representa el 17.92% y con menor utilización se encuentran las unidades turbo vapor y diésel que totalizaron una producción de 1,109.16 GW-hr representando el 5.58%.

En el Perú, según el Plan Energético Nacional 2014 – 2025 dado por el MINEM, la demanda de electricidad continuará con la tendencia creciente de los últimos veinte años. Se estima que su crecimiento estará basado principalmente en el desarrollo de los proyectos mineros e industriales, y en la facilitación de estas inversiones, así como en el desarrollo de las principales ciudades en las regiones del país.

La demanda pasará de los actuales 5,800 megavatios (MW) a un rango entre 9,500 MW y 12,300 MW al 2025 según los escenarios de crecimiento del PBI de 4.5% y 6.5% respectivamente. En los primeros tres años, su crecimiento será mayor con tasas de 6.6%, y luego disminuirá en espera de nuevos proyectos.

Ante la creciente demanda energética que se vaticina para la siguiente década en el país, se requiere una respuesta sólida de las centrales de generación eléctrica para abastecer las necesidades energéticas. Si bien en la siguiente década, la mayor parte de la energía será abastecida por las centrales hidroeléctricas debido a la abundancia del recurso hídrico y a sus bajos costos de producción, las centrales termoeléctricas desempeñarán un papel importante en el abastecimiento durante las horas punta o en casos de contingencias, actuando como reserva, por lo que es necesario contar con las unidades de generación termoeléctrica (turbinas a vapor, gas, ciclo combinado, motores diésel) en las mejores condiciones operativas posibles para garantizar una máxima e ininterrumpida producción energética cuando sea necesario.

En el presente trabajo se tiene como unidades de estudio 02 motores diésel estacionarios destinados a la generación eléctrica, para tal operación las unidades son sometidas a esfuerzos térmicos que elevan las temperaturas de sus sistemas y componentes internos, dichas temperaturas condicionan la capacidad productiva de las unidades. Los motores cuentan con circuitos de agua de refrigeración que permiten mantener las temperaturas a niveles recomendados por el fabricante para una operación segura de los mismos. En este contexto, el presente análisis determina el sistema de refrigeración más eficiente y rentable que permite refrigerar dichos circuitos de agua a niveles que permitan mantener los componentes internos de los motores a temperaturas adecuadas que garanticen una óptima producción de energía eléctrica en respuesta a la demanda energética creciente.

CAPÍTULO I

ANTECEDENTES

1.1 Planteamiento del problema

1.1.1 Identificación del problema.

Las unidades termoeléctricas a analizarse son 02 motores diésel ubicados en una central termoeléctrica en la provincia de Arequipa, los motores diésel de estudio presentan en sus características una potencia en sitio de 4.8 MW; sin embargo, la producción energética de dichos motores diésel asciende a un máximo de 4.4 – 4.6 MW.

Considerando que en la central de estudio las horas de operación promedio al año son de 100 – 500 horas, la pérdida de energía por incapacidad de generación asciende a costos elevados.

La capacidad de producción de energía eléctrica de las unidades de generación depende de variables externas (temperatura del ambiente, humedad relativa, presión atmosférica) e internas (temperaturas y presiones de los sistemas y componentes propios del motor).

Los circuitos de agua de refrigeración del motor son vitales para mantener a los componentes y sistemas internos a una temperatura óptima, una temperatura interna superior a la contemplada en los datos del fabricante de la máquina, condiciona a que la máquina genere una menor carga, es decir, se reduzca su capacidad productiva.

El problema que se presenta en los motores diésel son las excesivas temperaturas que alcanzan durante la operación sus componentes internos (camisas, pistones, cojinetes), así como, los sistemas internos de aceite lubricante y aire de admisión que reducen su capacidad de producción de energía eléctrica (carga); por lo tanto, limitan su rendimiento ante un panorama de necesidad creciente de demanda energética.

1.1.2 Definición del problema.

Los motores diésel de estudio presentan dos sistemas de intercambio de calor independientes. El fin de estos sistemas de intercambio es refrigerar los circuitos de agua de refrigeración de los componentes y sistemas internos a niveles que permitan operar los motores a mayor carga (producción eléctrica).

El primer sistema es un intercambiador de coraza y tubos, el cual emplea como fluido refrigerante agua obtenido de un canal de alimentación. El inconveniente con este sistema es la disponibilidad que se tiene del elemento refrigerador, de acuerdo a normativa legal vigente y la fiscalización de entes de protección ambiental, el uso de este recurso es limitado impidiendo el empleo a tiempo completo del sistema en mención.

El segundo sistema consiste en un banco de tubos con ventiladores (10 por motor), que es el sistema de intercambio propuesto por el fabricante a emplear para la refrigeración. El inconveniente de este sistema es el alto consumo de energía que requiere para su funcionamiento.

Se requiere de un análisis de ambos sistemas para determinar cuál es el más óptimo técnico y económicamente hablando, que permita refrigerar los circuitos de agua de refrigeración del motor a niveles óptimos para obtener la mayor producción de energía posible en la operación de las 02 unidades diésel.

1.1.3 Formulación del problema.

1.1.3.1 Problema General.

¿Cuál sistema de intercambio de calor es más óptimo técnicamente y brinde un mayor ahorro económico en su utilización, que permita refrigerar los circuitos de agua a niveles óptimos para incrementar la producción de energía eléctrica de los motores diésel?

1.1.3.2 Problemas Específicos.

- ¿Cuál es la situación actual de los motores diésel con respecto al rendimiento de los sistemas?
- ¿Se puede incrementar la producción de energía eléctrica de los motores diésel empleado el sistema más óptimo de intercambio de calor instalado en la central?
- ¿Es factible optimizar los sistemas de refrigeración actualmente instalados?

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General.

Determinar el sistema de intercambio de calor más óptimo técnica y económicamente hablando, que permita refrigerar los circuitos de agua a condiciones óptimas para incrementar la producción de energía eléctrica de 02 motores diésel ubicados en una central termoeléctrica en la provincia de Arequipa considerando las horas de operación anual.

1.2.2 Objetivos Específicos.

- Calcular la eficiencia de los dos sistemas de intercambio de calor (banco de tubos con ventiladores e intercambiador de coraza y tubos).
- Calcular los gastos económicos asociados a la utilización de los sistemas en mención.
- Mantener la temperatura de los componentes internos dentro de los límites permisibles recomendados por el fabricante.
- Lograr un consumo adecuado y eficiente de los recursos empleados para el funcionamiento de los sistemas de refrigeración.

1.3 Hipótesis de trabajo

Es probable que el sistema de refrigeración de los circuitos de agua de los motores diésel en uso no sea el más óptimo en su desempeño (reducción de temperaturas), o que no sea

económico su empleo por excesivo consumo de recursos (agua – energía eléctrica) en comparación con el otro sistema.

1.4 Justificación de la investigación

1.4.1 Justificación Económica.

Los circuitos de agua de refrigeración se emplean:

- Para reducir la temperatura del aceite lubricante y el aire de admisión para la combustión; al reducir la temperatura al aceite lubricante al mismo tiempo se mantienen a una temperatura óptima de trabajo distintos componentes y sistemas del motor, tal es el caso de los cojinetes del cigüeñal, bielas, pistones y cojinete de conexión con el generador.
- Para la refrigeración de las camisas de los motores, manteniéndolos a temperaturas de trabajo evitando así su dilatación y su posterior “amarre”.

Determinar cuál sistema de refrigeración de los circuitos de agua es el más adecuado, al mantener la temperatura de los componentes ya mencionados dentro de los rangos permisibles, permitiría que las horas de operación de los motores sean más productivas al operar de manera más exigente (plena carga) con lo cual incrementaría las ventas de energía al sistema y a los clientes.

1.4.2 Justificación Social.

Los motores diésel analizados como unidades de generación eléctrica estarán conectados al Sistema Eléctrico Interconectado Nacional (SEIN), el objetivo de esta red energética es interconectar todas las unidades de generación tanto hidroeléctricas como termoeléctricas, así también centrales a base de energía renovable, de esta forma entregar energía eléctrica a todos los consumidores a nivel nacional (nos referimos a consumidores domésticos e industriales).

El abastecimiento de energía eléctrica debe ser ininterrumpido y esto depende de diversos factores que son: la generación, transmisión y distribución de la propia energía. Al referirnos a la generación, todas las unidades deben trabajar al máximo de su capacidad permitida y esto se logra por medio de un mantenimiento adecuado y preservación de todos los sistemas envueltos en el proceso, como se explicó anteriormente el objetivo de estos sistemas de intercambio de calor es tener a los motores diésel en condiciones óptimas para una generación eléctrica eficiente y así brindar un servicio de abastecimiento de energía aceptable según parámetros, procedimientos o indicadores dados por organismos de supervisión y regulación como es el caso del COES, OSINERGMIN, etc.

1.4.3 Justificación Ambiental.

Se debe prever un consumo regulado y adecuado de los recursos necesarios (agua y energía eléctrica) para el funcionamiento de los sistemas de intercambio de calor mencionados.

El consumo de agua está regulado por normativa, el cual establece un consumo máximo destinado para industria, colocando en primer lugar el uso doméstico y agrario. Se pretende optimizar la producción de energía eléctrica por motor pero teniendo en consideración un uso eficiente del agua cumpliendo con la normativa existente.

1.5 Variables e indicadores

1.5.1 Variable Independiente.

La temperatura de los componentes y sistemas internos de los motores alcanzan niveles elevados durante la operación de los mismos, pudiendo sufrir daños severos que ocasionarían la indisponibilidad de la unidad, por lo que la función de los circuitos de agua de refrigeración es mantener el nivel de estas temperaturas dentro del rango recomendado por el fabricante.

1.5.2 Variable Dependiente.

La capacidad de producción de energía eléctrica (carga) de los motores está condicionada a las temperaturas internas de sus componentes y sistemas, si estas temperaturas se encuentran en niveles muy elevados se debe reducir la carga del motor para evitar la fatiga y posterior daño de los componentes internos.

1.5.3 Limitación del Trabajo.

La limitación considerada en la investigación es la dificultad de obtención de algunos datos técnicos de diseño de los intercambiadores requeridas para el cálculo técnico y económico.



CAPÍTULO II

MARCO CONCEPTUAL

2.1 Generación de energía eléctrica

La generación de energía eléctrica consiste en transformar alguna clase de energía, ya sea energía química, mecánica, térmica, luminosa, entre otras, en energía eléctrica. La generación eléctrica se realiza mediante un generador o alternador eléctrico.

Para la generación industrial se recurre a instalaciones denominadas centrales eléctricas, una central eléctrica es una instalación capaz de convertir la energía mecánica, obtenida de otras fuentes de energía primaria, en energía eléctrica. Estas constituyen el primer escalón del sistema de suministro eléctrico.

Dependiendo de cómo se obtenga la energía mecánica para el accionamiento del generador eléctrico se clasifican las centrales de generación:

- Central hidroeléctrica: Es aquella en la que la energía potencial de la caída de agua almacenada en un embalse se transforma en energía cinética necesaria para mover la turbina (motor primo), que conectada a un generador se obtiene energía eléctrica.

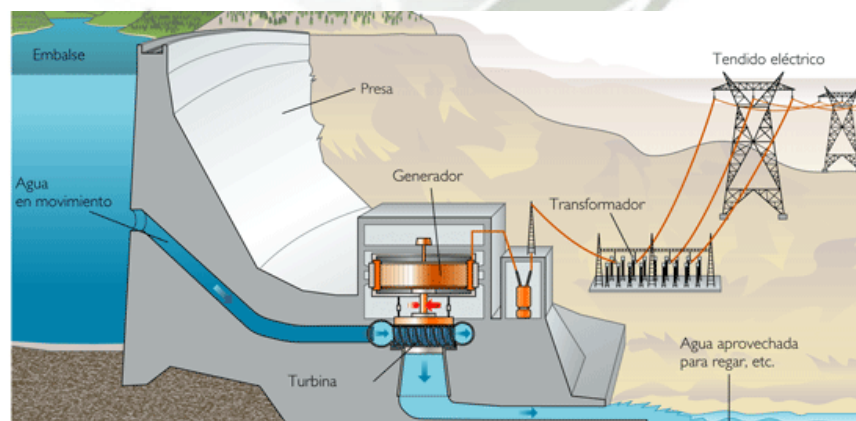


Figura 1: Vista transversal de una central hidráulica

Fuente: www.tucucu.com/2015/05/26/como-funciona-una-central-hidroelectrica/

- Central termoeléctrica: Es una instalación en donde la energía mecánica que se necesita para mover el rotor del generador y por tanto obtener la energía eléctrica, se obtiene a partir del proceso de combustión de un combustible fósil (petróleo, gas natural o carbón). Estos centrales se pueden clasificar en:
 - Centrales térmicas a vapor: El calor obtenido del proceso de combustión se emplea para obtener vapor al calentar agua en una caldera, el vapor obtenido acciona la turbina.
 - Centrales térmicas a gas: Los gases obtenidos del proceso de combustión accionan directamente la turbina.
 - Centrales de ciclo combinado: Los gases expulsados de una turbina a gas se emplean para la obtención de vapor que accionara la turbina a vapor.
 - Motores de combustión interna: El generador eléctrico es accionado por un motor de combustión interna, conectados mediante un eje.

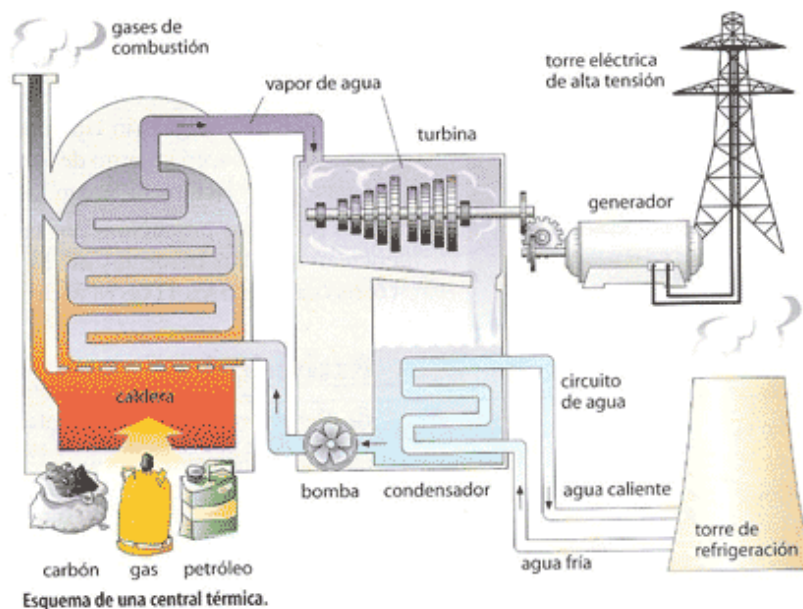


Figura 2: Central térmica a vapor

Fuente: <https://centralestermicasdecombustion.wordpress.com/>

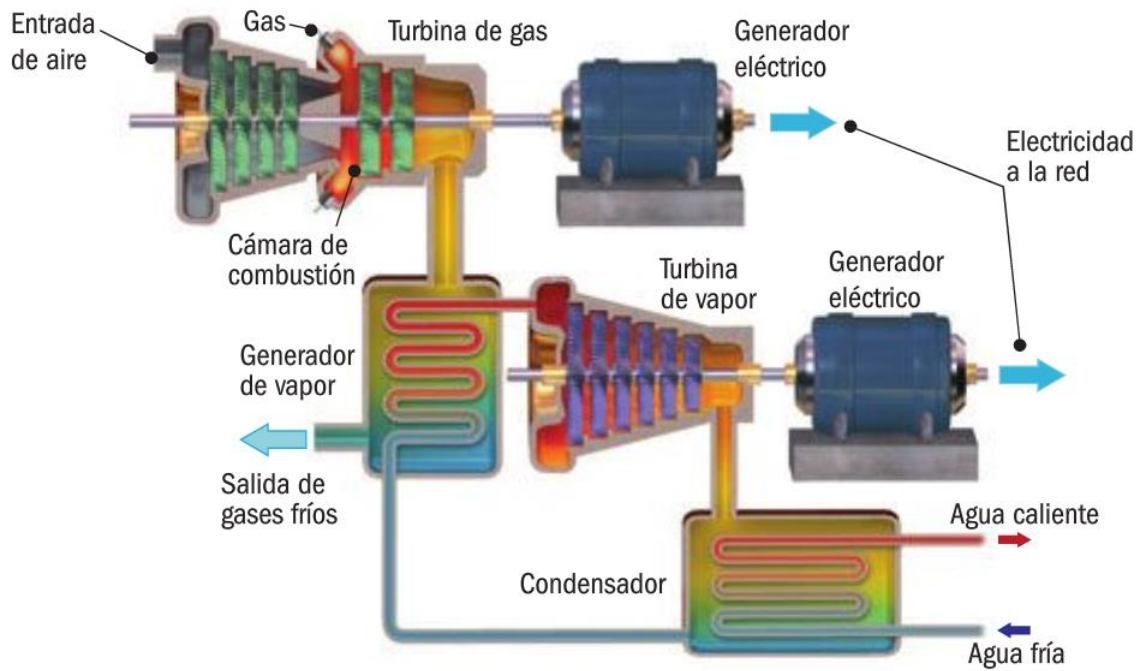


Figura 3: Esquema de una central de ciclo combinado

Fuente: <http://pelandintecno.blogspot.com/2012/11/centrales-de-ciclo-combinado.html>

- Central solar: Es aquella en la que se aprovecha la radiación solar para producir energía eléctrica. En las centrales solares que emplean el proceso fototérmico, el calor de la radiación solar calienta un fluido que al calentarse produce vapor que se dirige hacia la turbina produciendo luego energía eléctrica. El proceso de captación y concentración de la radiación solar se efectúa en unos dispositivos llamados heliostatos, que actúan automáticamente para seguir la variación de la orientación del sol respecto a la tierra.

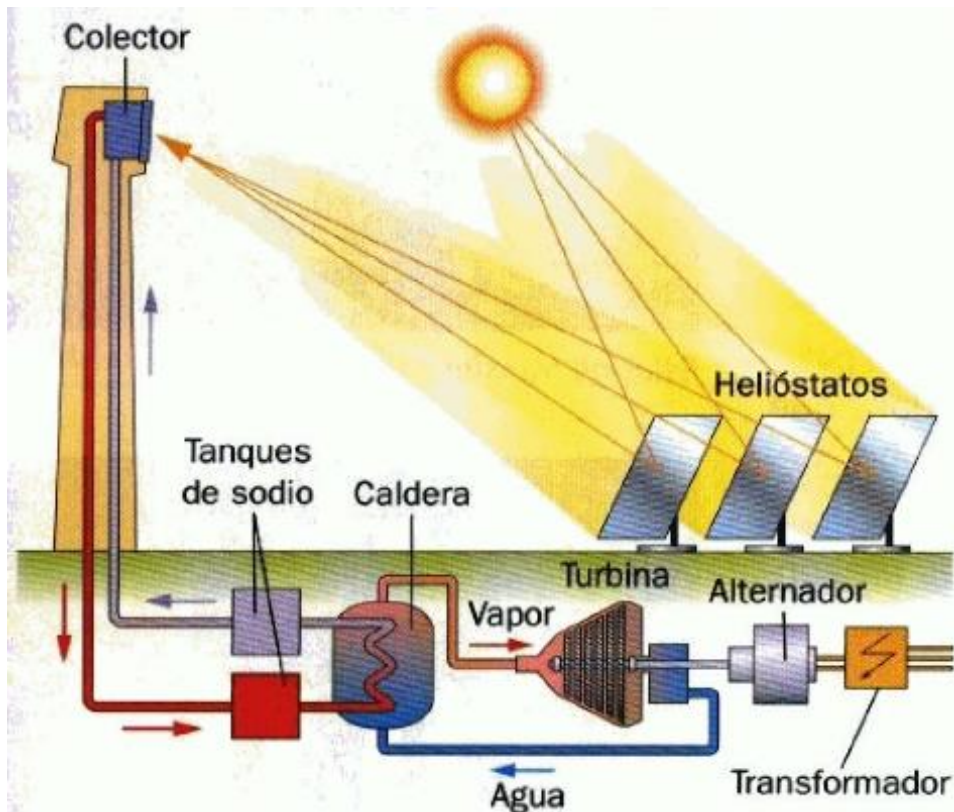


Figura 4: Esquema de una central solar

Fuente: <https://omicron.elespanol.com/2014/01/solucar-la-mayor-planta-de-energia-solar-de-europa/>

- Central nuclear: Es una central térmica en la que actúa como caldera un reactor nuclear (3). La energía térmica se origina por las reacciones de fisión en el combustible nuclear (7) formado por un compuesto de uranio. El reactor nuclear se encuentra en el interior de un edificio de contención (1). El calor generado en el combustible del reactor y transmitido después a un refrigerante (18) se emplea para producir vapor de agua (19), en un generador de vapor (6), el vapor se dirige hacia la turbina (8), transformándose la energía térmica en energía eléctrica en el alternador (9).

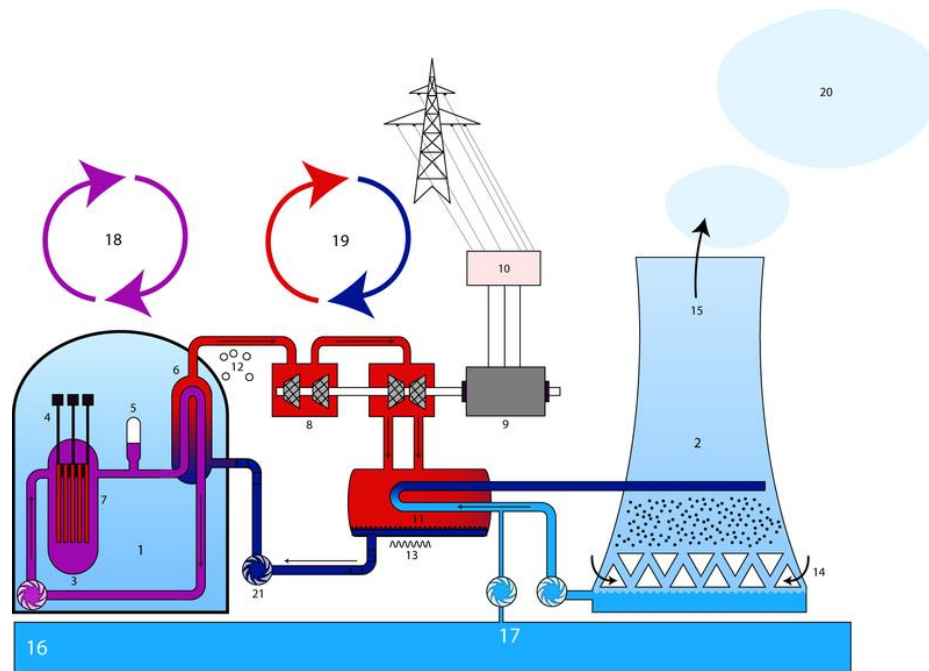


Figura 5: Esquema de una central nuclear

Fuente: https://es.wikipedia.org/wiki/Central_nuclear

- Central eólica: Es una instalación en donde la energía cinética del aire se puede transformar en energía mecánica de rotación. Para ello se instala una torre en cuya parte superior existe un rotor con múltiples palas, orientadas en la dirección del viento. Las palas o hélices giran alrededor de un eje horizontal que actúa sobre un generador de electricidad.

2.2 Motores de combustión interna

Es un tipo de máquina que obtiene energía mecánica directamente de la energía química de un combustible que arde dentro de la cámara de combustión.

Los motores de combustión interna alternativos (alternantes), conocidos como motores de explosión (gasolina) y motores diésel, son motores térmicos en los que los gases generados en la reacción exotérmica resultante de un proceso de combustión empujan un émbolo o pistón,

desplazándolo en el interior de un cilindro y haciendo girar un cigüeñal, obteniendo finalmente un movimiento de rotación.

El movimiento de rotación generado por la combustión del combustible dentro de la cámara de combustión permite accionar un generador eléctrico, transformando así la energía mecánica cinética en energía eléctrica.

2.2.1 Motores diésel.

Cummins engine company, Inc. (1976). Define: El motor diésel es un motor de combustión interna que utiliza la compresión para la ignición. No se requiere una ignición artificial, tal como las bujías para la combustión. Cuando se comprime el aire dentro del cilindro por la carrera de compresión del pistón, la temperatura del aire aumenta lo suficiente para inflamar de inmediato el combustible inyectado.

Estos motores clasificados como estacionarios se conectan directamente a los generadores que son de una velocidad relativamente baja. Las velocidades que se emplean (de 200 a 1,000 rpm) necesitan generadores de gran diámetro, de polos salientes con una longitud axial corta. Su construcción pesada y tosca de máquinas de baja velocidad da una gran seguridad de operación y aunque costosas se justifican para usarse en las centrales eléctricas.

Su aplicación como unidades generadoras de electricidad puede tener las siguientes variantes:

- Unidades generadores portátiles.
- Unidades de reserva.
- Grupos electrógenos instalados en las centrales eléctricas.

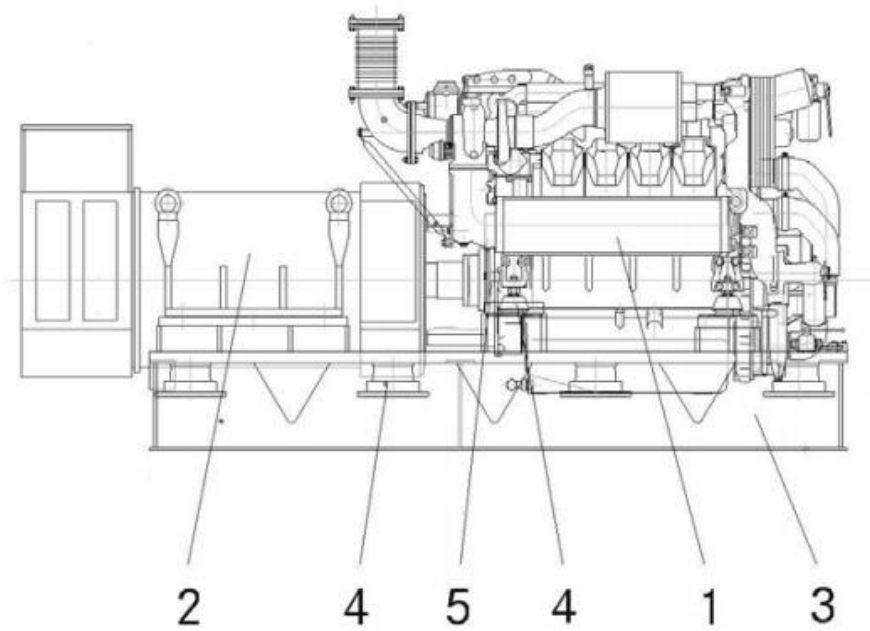


Figura 6: Esquema de un motor diésel conectado a un generador

Fuente: <http://cybertesis.uach.cl/tesis/uach/2009/bmfcir696g/doc/bmfcir696g.pdf>

De la **Figura 6** se mencionan las siguientes partes:

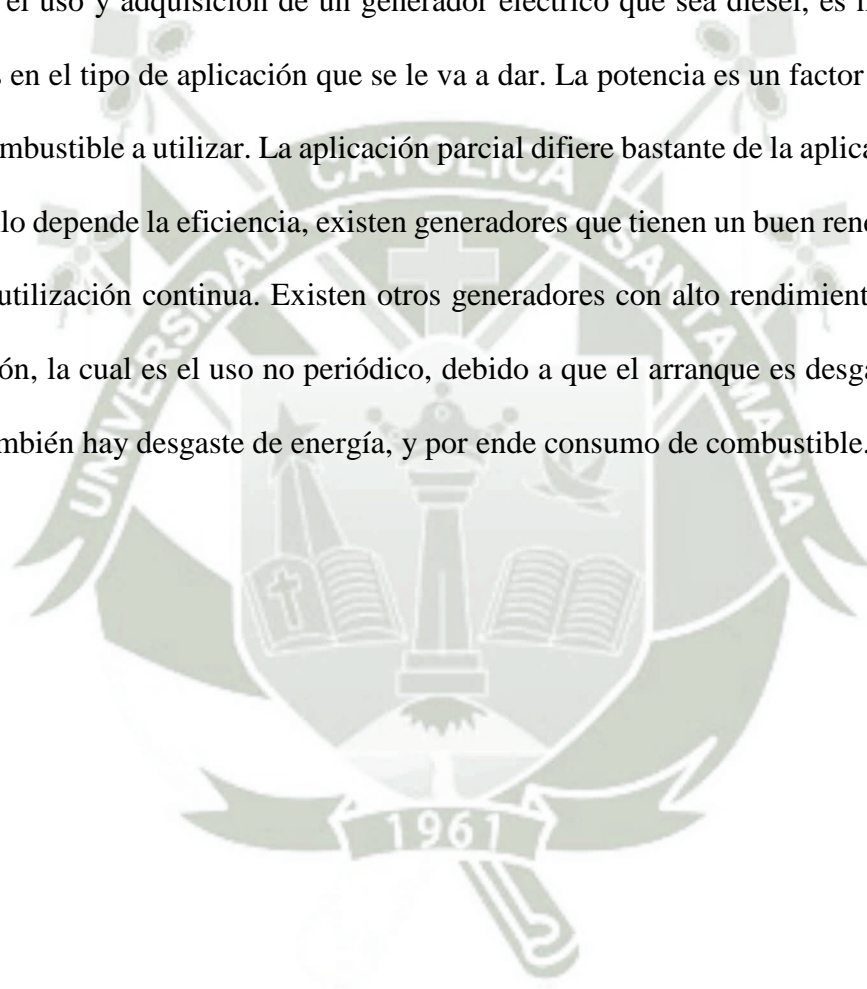
- (1) Motor diésel
- (2) Alternador
- (3) Bancada común
- (4) Tacos elásticos
- (5) Acoplamiento elástico, compensador de desalineaciones

Se puede generar potencia por medio de motores térmicos en los que los productos de la combustión constituyen el fluido operante del ciclo térmico. Para nuestro caso estos fluidos serán combustible diésel y sus derivados.

En las siguientes líneas se define este fluido:

Según (GRUPEL, 2017) el diésel es un combustible que se deriva del petróleo, obtenido por la destilación de esta sustancia a altas temperaturas, entre los 250°C y los 350°C aproximadamente. Además de ser utilizado en los generadores, también se utiliza en automóviles, máquinas, camiones, embarcaciones, etc. Se trata de un combustible que presenta como ventaja, entre otras, el hecho de conceder un alto rendimiento a los equipos que lo utilizan.

Para el uso y adquisición de un generador eléctrico que sea diésel, es muy elemental pensar antes en el tipo de aplicación que se le va a dar. La potencia es un factor importante en el tipo de combustible a utilizar. La aplicación parcial difiere bastante de la aplicación continua porque de ello depende la eficiencia, existen generadores que tienen un buen rendimiento, pero exigen una utilización continua. Existen otros generadores con alto rendimiento, pero tienen una limitación, la cual es el uso no periódico, debido a que el arranque es desgastante para la máquina, también hay desgaste de energía, y por ende consumo de combustible.



2.3 Análisis de transferencia de calor

2.3.1 Primera ley de la termodinámica.

(Cengel & Ghajar, 2011) afirma: La primera ley de la termodinámica, también conocida como principio de conservación de la energía, expresa que en el curso de un proceso, la energía no se puede crear ni destruir; sólo puede cambiar las formas. Por lo tanto, toda pequeña cantidad de energía debe tomarse en cuenta en el curso de un proceso.

(p.11)

Dado que la energía se puede transferir hacia un sistema, o fuera de este, por medio de calor, trabajo y flujo de masa, y que la energía total de un sistema simple consta de las energías internas, cinética y potencial, el balance de energía se puede expresar como:

$$\dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sal} = \Delta E_{sist} \quad (2.1)$$

La energía es una propiedad y el valor de esta no cambia a menos que cambie el estado de un sistema. Por lo tanto, el cambio en la energía de un sistema es cero por lo que el balance de energía se reduce a:

$$\dot{E}_{ent} = \dot{E}_{sal} \quad (2.2)$$

2.3.1.1 Balance de energía para sistemas de flujo estacionario.

(Cengel & Ghajar, 2011) indica: Gran número de aparatos de ingeniería implican flujo de masa, hacia adentro y afuera de un sistema, y se consideran como volúmenes de control: la mayor parte de los volúmenes de control se analizan en condiciones estacionarias de operación. El término estacionario significa ningún cambio con el tiempo en una ubicación específica. Lo opuesto a estacionario es no estacionario o transitorio. Así mismo, el término uniforme implica ningún cambio con la posición en toda una superficie o región en un tiempo específico. (p.12)

Es decir, en el volumen de control, el contenido total de energía durante un proceso de flujo estacionario se mantiene constante, la energía que ingresa es igual a la que sale.

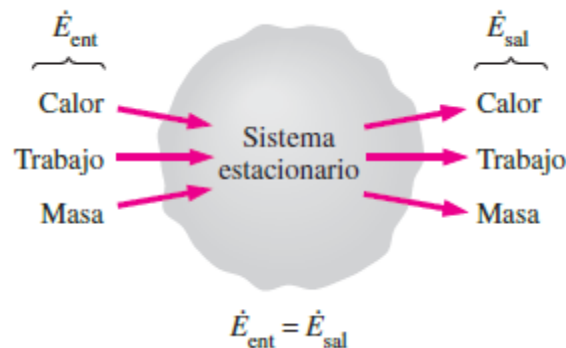


Figura 7: Operación estacionaria

Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011, p.11)

La cantidad de masa que fluye a través de una sección transversal de un aparato de flujo, por unidad de tiempo, se llama gasto de masa o flujo másico, la cual es definida por la siguiente expresión:

$$\dot{m} = \rho VA \quad (2.3)$$

Donde:

\dot{m} : Flujo másico. $\left[\frac{kg}{s}\right]$

ρ : Densidad del fluido. $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

V : Velocidad promedio del fluido en la dirección del flujo. $\left[\frac{m}{s}\right]$

A : Área de la sección transversal del tubo o ducto. $[m^2]$

El volumen de un fluido que fluye a través de un tubo por unidad de tiempo se llama gasto volumétrico o caudal \dot{V} , y se expresa como:

$$\dot{V} = VA = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (2.4)$$

Donde:

\dot{V} : Gasto volumétrico. [m^3/s]

El balance de energía para un sistema de flujo estacionario se reduce a:

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p\Delta T \quad (2.5)$$

Donde:

\dot{Q} : Razón de transferencia neta de calor hacia adentro o hacia afuera del volumen de control. [W]

C_p : Calor específico a presión constante. [$\frac{J}{Kg^\circ C}$ o $\frac{J}{Kg K}$]

ΔT : Cambio de temperatura del sistema. [$^\circ C$ o K]

“El calor específico C_p se define como la energía requerida para elevar en un grado la temperatura de una unidad de masa de una sustancia mientras su presión se mantiene constante” (Cengel & Ghajar, 2011, p.7).

El calor específico es una propiedad que expresa como una medida la capacidad de un material para almacenar energía térmica.

2.3.2 Mecanismos de transferencia de calor.

(Cengel & Ghajar, 2011) explica: El calor es la forma de energía que se puede transferir de un sistema a otro como resultado de la diferencia de temperatura. La ciencia que trata de la determinación de las razones de esta transferencia es la transferencia de calor. (p.17)

El requisito fundamental para la transferencia de calor es la existencia de una diferencia de temperatura, es la fuerza impulsora. La transferencia de energía como calor siempre se produce del medio que tiene la temperatura más elevada hacia el de temperatura más baja y esta se detiene cuando los dos medios alcanzan la misma temperatura.

El calor se puede transferir en tres modos diferentes: conducción, convección y radiación.

2.3.2.1 Conducción.

“La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas” (Cengel & Ghajar, 2011, p.17).

Como se observa en la **Figura 8**, la rapidez o razón de la conducción de calor a través de una capa plana es proporcional a la diferencia de temperatura a través de esta y al área de transferencia de calor, pero es inversamente proporcional al espesor de la capa, como se aprecia en la **Ecuación (2.6)**:

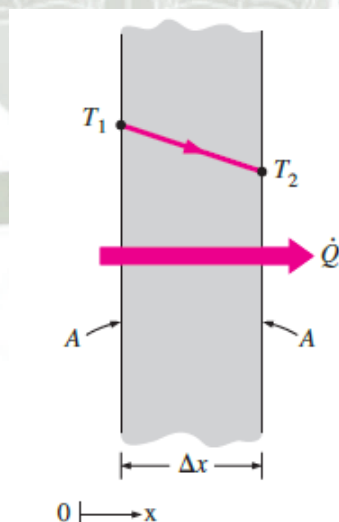


Figura 8: Transferencia de calor por conducción

Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011, p.18)

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (2.6)$$

Donde:

\dot{Q}_{cond} : Transferencia de calor por conducción. [W]

k : Conductividad térmica del material. $\left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right]$

A : Área transversal al flujo de calor. [m^2]

$\frac{\Delta T}{\Delta x}$: Gradiente de temperatura.

A esta expresión se le llama ley de Fourier de la conducción de calor. El signo negativo garantiza que la transferencia de calor en la dirección x sea positiva, en caso que, la temperatura es mayor en donde $x = 0$ y menor cuando x es igual al espesor de la pared.

(Cengel & Ghajar, 2011) afirma: La conductividad térmica de un material se puede definir como la razón de transferencia de calor a través de un espesor unitario del material por unidad de área por unidad de diferencia de temperatura. La conductividad térmica de un material es una medida de la capacidad del material para conducir calor.

(p.20)

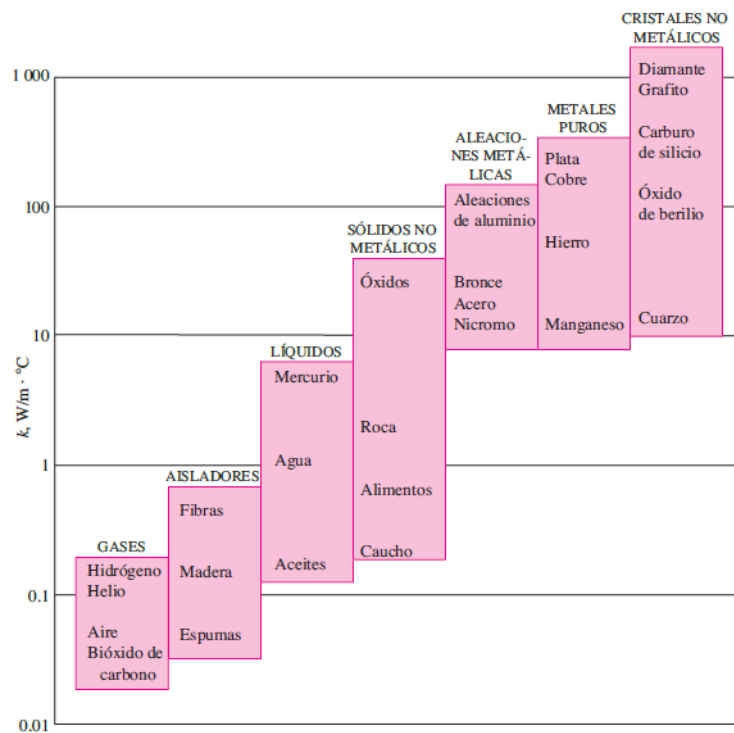


Figura 9: Conductividad térmica de diversos materiales

Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011, p.21)

La transferencia de calor por conducción a través de la pared, como se muestra en la **Figura 8**, es de carácter estacionario y unidireccional en la dirección x , la temperatura varía a lo largo del espesor e de la pared. De la ley de Fourier (**Ecuación (2.6)**) se obtiene al integrar teniendo en cuenta los límites establecidos de temperatura y el espesor, lo siguiente:

$$\dot{Q}_{cond} = kA \frac{T_1 - T_2}{e} \quad (2.7)$$

Donde:

T_1, T_2 : Temperaturas de la superficie de la pared. [°C]

e : Espesor de la pared. [m]

2.3.2.2 Convección.

(Cengel & Ghajar, 2011) afirma: La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que está en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos. Entre más rápido es el movimiento del fluido, mayor es la transferencia de calor por convección. (p.25)

La convección se denomina forzada cuando el fluido fluye sobre la superficie mediante medios externos como ventiladores, bombas o el viento. En cambio se denomina convección natural o libre cuando el movimiento del fluido es causado por diferencias de densidad ocasionadas por una variación en la temperatura del mismo.

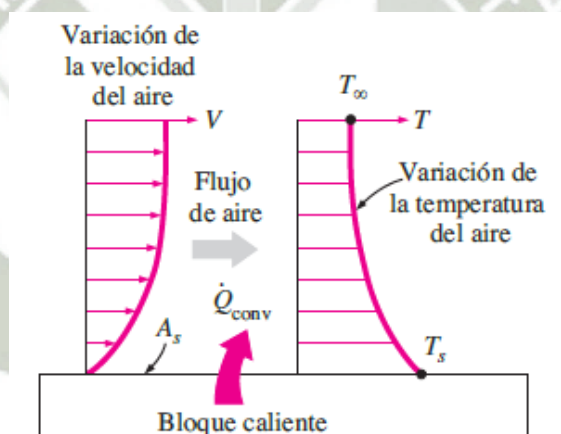


Figura 10: Transferencia de calor por convección

Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011, p.26)

La transferencia de calor por convección se puede expresar mediante la ley de Newton del enfriamiento:

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_{\infty}) \quad (2.8)$$

Donde:

\dot{Q}_{conv} : Transferencia de calor por convección. [W]

h : Coeficiente de transferencia de calor por convección. $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$

A_s : Área superficial de transferencia. [m^2]

T_s : Temperatura de la superficie. [$^\circ C$]

T_∞ : Temperatura del fluido circundante. [$^\circ C$]

2.3.2.3 Radiación.

(Cengel & Ghajar, 2011) define: La radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas (o fotones) como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas, este mecanismo de transferencia de calor no requiere de un medio interventor. La radiación es un fenómeno volumétrico y todos los sólidos, líquidos y gases emiten, absorben o transmiten radiación en diversos grados; sin embargo, la radiación suele considerarse un fenómeno superficial para los sólidos que son opacos, ya que la radiación incidente sobre estos cuerpos suele absorberse en unas cuantas micras hacia adentro de los mismos. (p.27)

2.3.3 Concepto de Resistencia Térmica.

Las ecuaciones descritas anteriormente que definen los mecanismos de transferencia de calor, se pueden representar por medio de resistencias térmicas.

De la **Ecuación (2.7)**, que define la conducción a través de una pared plana se puede representar de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_1 - T_2}{R} \quad (2.9)$$

Se obtiene la resistencia térmica para la conducción a través de una pared plana:

$$R_{cond} = \frac{e}{kA} \quad (2.10)$$

Donde:

R_{cond} : Resistencia térmica a la conducción de la pared. $\left[\frac{^\circ C}{W} \right]$

“La resistencia térmica de un medio depende de la configuración geométrica y de las propiedades térmicas del medio” (Cengel & Ghajar, 2011, p.137).

El mismo procedimiento se realiza para la ley de Newton del enfriamiento (**Ecuación (2.8)**), resultando:

$$\dot{Q}_{conv} = \frac{T_s - T_\infty}{R} \quad (2.11)$$

Donde:

$$R_{conv} = \frac{1}{hA} \quad (2.12)$$

R_{conv} : Resistencia térmica a la convección de la superficie. $\left[\frac{^\circ C}{W} \right]$

Considerando una transferencia de calor unidimensional en estado estacionario para la pared representada en la **Figura 11**, donde $T_{\infty 1} > T_{\infty 2}$, se tiene que:

$$\left(\begin{array}{c} \text{Razón de la} \\ \text{convección de calor} \\ \text{hacia la pared} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Razón de la} \\ \text{conducción de calor} \\ \text{a través de la pared} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Razón de la} \\ \text{convección de calor} \\ \text{desde la pared} \end{array} \right)$$

Es decir:

$$\dot{Q} = h_1 A (T_{\infty 1} - T_1) = kA \frac{T_1 - T_2}{e} = h_2 A (T_2 - T_{\infty 2}) \quad (2.13)$$

Lo cual al expresarse en una red de resistencias térmicas, se tiene:

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_1}{R_{conv,1}} = \frac{T_1 - T_2}{R_{pared}} = \frac{T_2 - T_{\infty 2}}{R_{conv,2}} \quad (2.14)$$

Se calcula el calor total de transferencia de la pared en términos de una resistencia total:

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{total}} \quad (2.15)$$

Donde:

$$R_{total} = R_{conv,1} + R_{pared} + R_{conv,2} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{e}{kA} + \frac{1}{h_2 A} \quad (2.16)$$

R_{total} : Resistencia total a la transferencia de calor de la pared. $\left[\frac{^{\circ}C}{W}\right]$

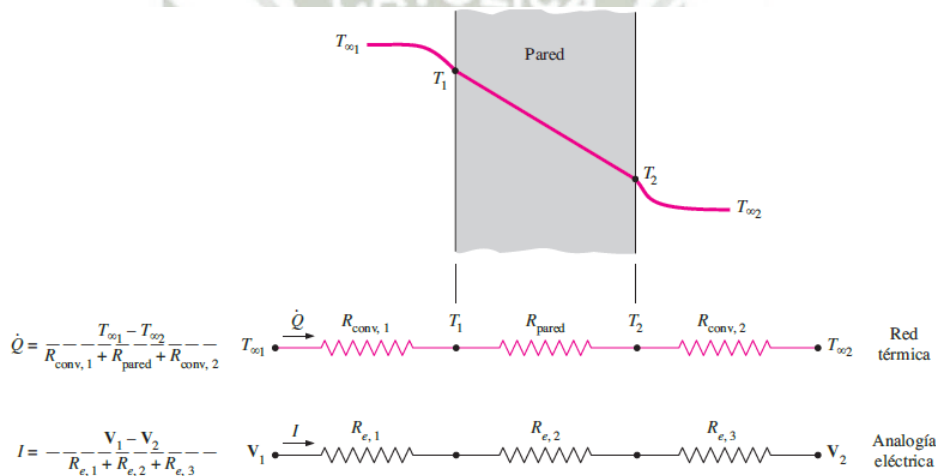


Figura 11: Red de resistencias térmicas para una pared

Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011, p.139)

Es conveniente representar la **Ecuación (2.5)** de transferencia de calor de forma análoga a la ley de Newton del enfriamiento, de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = UA\Delta T \quad (2.17)$$

Donde:

U : Coeficiente de transferencia de calor total. $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}\right]$

Igualando la anterior expresión con la **Ecuación (2.15)**, se puede concluir que:

$$UA = \frac{1}{R_{total}} \quad (2.18)$$

El coeficiente U, para una unidad de área, representa el inverso de la resistencia total y se emplea en el cálculo de transferencia de calor para intercambiadores de calor.

2.3.3.1 Conducción de calor en cilindros.

Consideramos una tubería cilíndrica de radio interior r_1 , radio exterior r_2 , longitud L y de una conductividad k, tal como se representa en la **Figura 12**. La transferencia de calor por conducción es estacionaria e unidireccional en dirección radial, por lo que la temperatura varía dependiendo del espesor de la tubería. Considerando la ecuación de Fourier de la conducción de calor para una capa cilíndrica:

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{\Delta T}{\Delta r} \quad (2.19)$$

Integrando en los límites propuestos:

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_1 - T_2}{R_{cil}} \quad (2.20)$$

La resistencia térmica viene dada por la siguiente expresión:

$$R_{cil} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} \quad (2.21)$$

Donde:

R_{cil} : Resistencia térmica de la capa cilíndrica. $\left[\frac{^\circ C}{W} \right]$

k : Conductividad térmica del material. $\left[\frac{W}{m^\circ C} \right]$

L : Longitud de la tubería. $[m]$

r_1, r_2 : Radio interior y exterior, respectivamente. $[m]$

T_1, T_2 : Temperatura interior y exterior del cilindro, respectivamente. [°C]

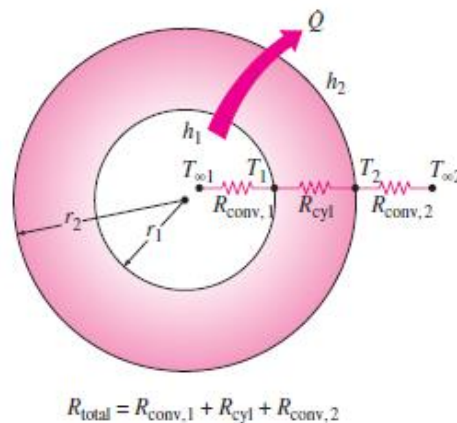


Figura 12: Red de resistencias térmicas para un cilindro

Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011, p.155)

2.3.4 Fundamentos de la convección.

(Cengel & Ghajar, 2011) dice: La transferencia de calor a través de un líquido o gas puede ser por conducción o convección, dependiendo de la presencia de algún movimiento masivo del fluido. La transferencia de calor a través de un fluido es por convección cuando se tiene un movimiento masivo de este último y por conducción cuando no existe dicho movimiento. La transferencia de calor por convección es complicada por el hecho de que comprende el movimiento del fluido así como la conducción del calor. (p.374)

La convección depende de varias propiedades del fluido como la viscosidad dinámica μ , la velocidad V , densidad ρ , conductividad térmica k , calor específico C_p , y así como, la configuración geométrica, la aspereza de la superficie y el tipo de flujo del fluido.

La convección fue definida anteriormente mediante la ley de Newton de enfriamiento:

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_{\infty}) \quad (2.22)$$

“El coeficiente de transferencia de calor por convección h , se puede definir como la razón de transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido por unidad de área superficial por unidad de diferencia de temperatura” (Cengel & Ghajar, 2011, p.375).

Al analizar el flujo del fluido en una superficie estacionaria, como se observa en la **Figura 13**, se concluyó que el fluido que se encuentra en contacto directo con la superficie se adhiere por efectos viscosos siendo su velocidad nula, a este efecto se le denomina condición de no deslizamiento y da origen al perfil de velocidad.

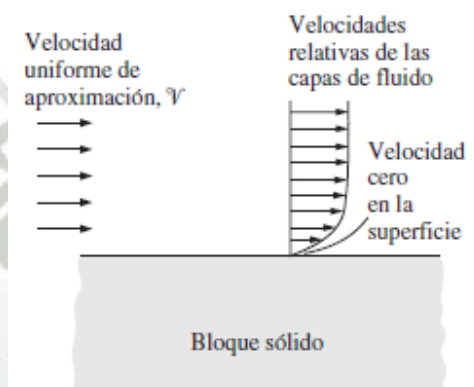


Figura 13: Condición de no deslizamiento

Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011, p.375)

Esta condición de no deslizamiento es ocasionada por la viscosidad y origina que la transferencia de calor de la superficie del sólido hacia la capa adyacente del fluido sea por conducción pura debido a que la velocidad es nula.

2.3.4.1 Número de Nusselt.

Debido a la condición de no deslizamiento, el fluido adyacente a la superficie estacionaria es inmóvil por lo que la transferencia de calor se da por conducción, una vez que el fluido adquiere velocidad la transferencia se da por convección. Al establecer una relación entre los flujos de calor, se obtiene:

$$Nu = \frac{\dot{Q}_{conv}}{\dot{Q}_{cond}} = \frac{hA\Delta T}{kA\Delta T/L} = \frac{hL_c}{k} \quad (2.23)$$

Donde:

Nu : Número de Nusselt. [*adimensional*]

h : Coeficiente de transferencia de calor por convección. $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right]$

L_c : Longitud característica de la configuración geométrica. [*m*]

k : Conductividad térmica del fluido. $\left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right]$

“El número de Nusselt representa el mejoramiento de la transferencia de calor a través de una capa de fluido como resultado de la convección en relación con la conducción a través de la misma capa” (Cengel & Ghajar, 2011, p.376).

Entre mayor sea el número de Nusselt, más eficaz es la transferencia de calor por convección.

2.3.4.2 *Capa límite de velocidad y térmica.*

Para entender el concepto de capa límite imaginaremos una superficie sólida en la que un fluido se encuentra en movimiento paralelo a la superficie a lo largo de la coordenada x (**Figura 14**). Por condición de no deslizamiento, la capa del fluido adyacente a la superficie tiene una velocidad cero ocasionando que esta capa retarde a la siguiente, esta segunda capa retarde a la siguiente y así sucesivamente, dando origen así al perfil de velocidades.

Existe una distancia δ en la coordenada y en donde ya no se sienta los efectos de la placa y la velocidad del fluido u sea casi igual a la velocidad de la corriente libre V , es decir la velocidad u del fluido varía de 0 cuando $y = 0$ hasta $u = 0.99 V$ cuando $y = \delta$.

“La región del flujo arriba de la placa y limitada por δ , en la cual se sienten los efectos de las fuerzas cortantes viscosas causadas por la viscosidad del fluido se llama capa límite de velocidad” (Cengel & Ghajar, 2011, p.382).

(Cengel & Ghajar, 2011) explica: El espesor de la capa límite δ divide el flujo en dos regiones: la región de la capa límite, en el cual los efectos viscosos y los cambios de viscosidad son significativos, y la región de flujo no viscoso, en la cual los efectos de la fricción son despreciables. (p.382)

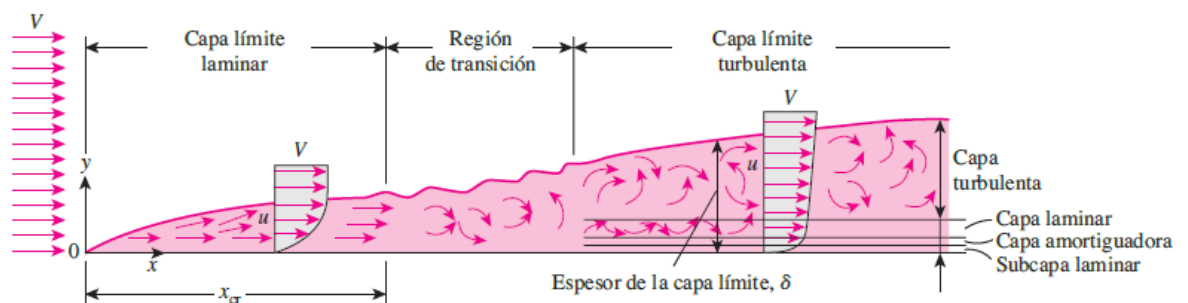


Figura 14: Capa límite de velocidad

Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011, p.381)

Se define de la misma manera la capa límite térmica, un fluido fluye con una temperatura T sobre una placa de temperatura T_s , la capa adyacente del fluido a la superficie estará a T_s , la segunda capa intercambiara energía con la primera y así sucesivamente, formando el perfil de temperaturas.

“La región del flujo sobre la superficie en la cual la variación de la temperatura en la dirección normal a la superficie es significativa es la capa límite térmica” (Cengel & Ghajar, 2011, p.383).

La temperatura del fluido puede variar de T_s cuando $y = 0$ hasta $T = T_s + 0.99(T_\infty - T_s)$ cuando $y = \delta$, donde δ es el espesor de la capa límite térmica. Este espesor

aumenta en la dirección del flujo corriente abajo debido a que se siente los efectos de transferencia de calor a distancias más grandes de la superficie.

(Cengel & Ghajar, 2011) afirma: La forma del perfil de temperaturas en la capa límite térmica impone la transferencia de calor por convección entre la superficie sólida y el fluido. En el flujo sobre una superficie, tanto la capa límite de velocidad como la térmica se desarrollan de forma simultánea, el desarrollo de la capa límite de velocidad en relación con la térmica tendrá un fuerte efecto sobre la transferencia de calor por convección. (p.383)

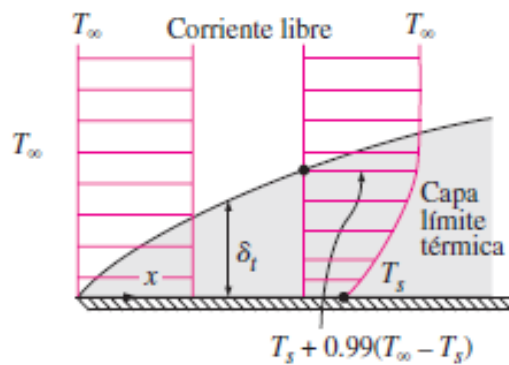


Figura 15: Capa límite térmica

Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011, p.383)

2.3.4.3 Número de Prandtl.

La mejor manera de describir el espesor relativo de las capas límite de velocidad y térmica es por medio del parámetro número de Prandtl adimensional, definido como:

$$Pr = \frac{\text{Difusividad molecular de cantidad de movimiento}}{\text{Difusividad molecular de calor}} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (2.24)$$

Donde:

Pr : Número de Prandtl. [adimensional]

ν : Viscosidad cinemática del fluido. $\left[\frac{m^2}{s}\right]$

α : Difusividad térmica del fluido. $\left[\frac{m^2}{s}\right]$

μ : Viscosidad dinámica del fluido. $\left[\frac{kg}{m\ s}\right]$

C_p : Calor específico a presión constante. $\left[\frac{J}{kg\ ^\circ C}\right]$

k : Conductividad térmica del fluido. $\left[\frac{W}{m\ ^\circ C}\right]$

Según (Cengel & Ghajar, 2011): Los números de Prandtl de los fluidos van desde menos de 0.01 para los metales líquidos, hasta más de 100,000 para los aceites pesados. Nótese que el número de Prandtl es del orden de 10 para el agua. Los números de Prandtl para los gases son de alrededor de 1, lo cual indica que tanto la cantidad de movimiento como el calor se disipan a través del fluido a más o menos la misma velocidad. El calor se difunde con mucha rapidez en los metales líquidos ($Pr < 1$) y con mucha lentitud en los aceites ($Pr > 1$) en relación con la cantidad de movimiento. Como consecuencia, la capa límite térmica es mucho más gruesa para los metales líquidos y mucho más delgada para los aceites, en relación con la capa límite de la velocidad. (p.384)

2.3.4.4 Número de Reynolds.

El flujo de un fluido dentro de una tubería se puede presentar de las siguientes formas: en forma de movimiento de torbellino donde se dan fluctuaciones de velocidad y movimientos desordenados, a este tipo de flujo se le denomina turbulento, y la segunda forma, cuando las partículas del fluido fluyen de manera paralela al eje de la tubería, un movimiento ordenado, a este flujo se le denomina laminar.

El número de Reynolds nos permite determinar el régimen de flujo del fluido mediante la siguiente expresión:

$$Re = \frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{\rho V L_c}{\mu} \quad (2.25)$$

Donde:

Re : Número de Reynolds. [adimensional]

ρ : Densidad del fluido. $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

V : Velocidad media del fluido. $\left[\frac{m}{s}\right]$

L_c : Longitud característica de la configuración geométrica. [m]

μ : Viscosidad dinámica del fluido. $\left[\frac{kg}{m \cdot s}\right]$

En tubos, para $Re < 2,300$ indica que el flujo laminar, en caso de que $2,300 < Re < 10,000$ el flujo está en transición de laminar a turbulento, y si $Re > 10,000$ el flujo es turbulento.

2.3.5 Convección interna forzada.

“En el flujo interno, el fluido está confinado por completo por las superficies interiores del tubo y, por consiguiente, existe una restricción en el crecimiento posible de la capa límite” (Cengel & Ghajar, 2011, p.465).

La convección interna se da al interior de tuberías o ductos, cuando la sección transversal donde se encuentra confinado el fluido es circular se denomina tubería, y cuando la sección transversal del confinamiento no es circular se denomina ducto.

Para una convección interna, el número de Reynolds se puede expresar por medio del flujo másico reemplazando la **Ecuación (2.3)** en la **Ecuación (2.25)**:

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} = \frac{D_h \dot{m}}{\mu A} \quad (2.26)$$

Donde:

\dot{m} : Flujo másico. $\left[\frac{kg}{s}\right]$

D_h : Diámetro hidráulico. $[m]$

A : Área de la sección transversal del tubo o ducto. $[m^2]$

El diámetro hidráulico D_h se emplea cuando el fluido fluye por un ducto y este representa al diámetro de un círculo cuya área es equivalente al área de la sección transversal del ducto, se define:

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (2.27)$$

Donde:

A_c : Área de la sección transversal del ducto. $[m^2]$

P : Perímetro de la sección transversal del ducto. $[m]$

Para tuberías con sección circular el diámetro hidráulico es igual al diámetro interior de la tubería. Es conveniente también realizar los cálculos de convección interna trabajando las propiedades del fluido a la temperatura promedio entre la entrada y la salida, es decir:

$$T_p = \frac{T_i + T_o}{2} \quad (2.28)$$

Donde:

T_p : Temperatura promedio del fluido. $[^\circ C]$

T_i, T_o : Temperatura de ingreso y salida del fluido, respectivamente. $[^\circ C]$

2.3.5.1 Flujo turbulento en tubos.

Por definición del mecanismo de la convección se conoce que depende principalmente del movimiento del fluido, cuando mayor sea el movimiento mayor será la transferencia de calor por convección, el régimen de flujo que satisface la condición de movimiento descrita es el turbulento.

Para prácticas industriales es conveniente evitar condiciones de baja velocidad en el flujo del fluido porque esto origina un flujo laminar. Con un flujo turbulento se obtienen coeficientes más altos de transferencia de calor y como se indicó previamente el flujo de un fluido en una tubería es completamente turbulento cuando el número de $Re > 10,000$.

Para obtener una expresión que permita definir el número de Nusselt para un flujo turbulento desarrollado en tubos lisos, se reemplaza la primera ecuación de Petukhov que define el factor de fricción en flujo turbulento en la analogía de Chilton – Colburn, obteniéndose la ecuación de Colburn:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}} \quad \left(\begin{array}{l} 0.7 \leq Pr \leq 160 \\ Re > 10\,000 \end{array} \right) \quad (2.29)$$

2.3.6 Flujo externo sobre banco de tubos.

Para el análisis de un intercambiador de calor que contiene un banco de tubos no se puede proceder con los cálculos considerando una convección interna (analizar solo un tubo y multiplicar el resultado por el total de tubos), influye en el análisis el patrón de flujo (laminar y turbulento), la disposición de las tuberías, la forma geométrica de la sección de estas y el nivel de turbulencia. Por lo cual, es conveniente realizar el análisis considerando todo los tubos a la vez.

El arreglo de los tubos en un banco puede ser alineado o escalonado en la dirección del flujo como se ve en la **Figura 16**. La disposición de los tubos se caracteriza por una serie de

longitudes o pasos y el diámetro exterior D del tubo se considera como la longitud característica.

Donde:

S_T : Paso transversal. [m]

S_L : Paso longitudinal. [m]

S_D : Paso diagonal. [m]

D : Diámetro exterior del tubo. [m]

N_L : Número de tubos en la dirección longitudinal al fluido. [m]

N_T : Número de tubos en la dirección transversal al fluido. [m]

V : Velocidad de ingreso del fluido al banco de tubos. [$\frac{m}{s}$]

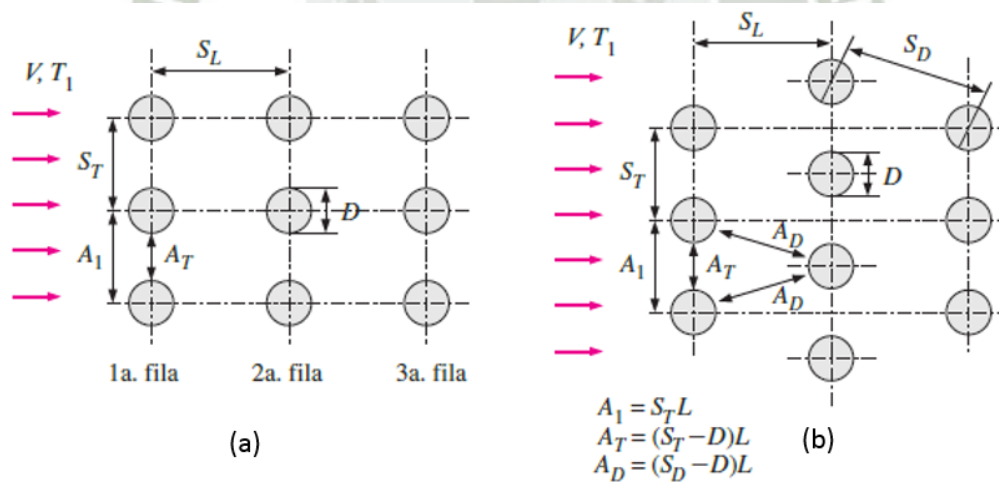


Figura 16: Configuración de tubos para bancos (a) alineados y (b) escalonados

Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011, p.440)

La velocidad del fluido será mayor cuando el área donde tenga que fluir el mismo disminuya, esta área de flujo varía dependiendo el arreglo de los tubos, si el área es mínima se

obtiene la velocidad máxima del fluido que puede alcanzar en el interior del banco de tubos y esta determina las características del flujo. El número de Reynolds se debe analizar a condiciones de máxima velocidad:

$$Re = \frac{\rho V_{max} D}{\mu} \quad (2.30)$$

Para un arreglo alineado, la velocidad máxima se alcanza en el área transversal del flujo, entonces la velocidad máxima resulta:

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad (2.31)$$

La **Ecuación (2.31)** se puede emplear para el arreglo escalonado siempre y cuando $2A_D > A_T$. En caso de que esto no se cumpla, el fluido alcanzará la velocidad máxima en el área diagonal por lo que esta resulta:

$$V_{max} = \frac{V \frac{S_T}{2}}{\sqrt{\left(\frac{S_T}{2}\right)^2 + S_L^2 - D}} \quad (2.32)$$

La **Ecuación (2.32)** de velocidad máxima se emplea cuando el arreglo es escalonado y se cumpla que $S_D < (S_T + D)/2$.

(Cengel & Ghajar, 2011) dice: La naturaleza del flujo alrededor de un tubo en la primera fila se asemeja al flujo sobre un solo tubo; sin embargo, la naturaleza del flujo alrededor de un tubo de la segunda fila y de las subsiguientes es muy diferente, debido a las estelas formadas y a la turbulencia causada por los tubos corriente arriba. El nivel de turbulencia y, por consiguiente, el coeficiente de transferencia de calor se incrementan con el número de filas transversales en virtud de los efectos combinados de las filas corriente arriba. (p.440)

Para hallar el número de Nusselt promedio para el flujo cruzado sobre un banco de tubos se emplea la correlación de Zukauskas:

$$Nu = \frac{hD}{k} = C Re^m P_{rf}^{0.36} \left(\frac{P_{rf}}{P_{rw}} \right)^{1/4} \quad (2.33)$$

Donde:

C, m : Constantes.

P_{rf} : Número de Prandtl a la temperatura de película. [adimensional]

P_{rw} : Número de Prandtl a la temperatura de pared de tubo. [adimensional]

Las constantes C y m dependen del valor del número de Reynolds y se obtienen de la

Tabla 1.

Tabla 1: Constantes C y m para la Ecuación (2.33)

| Configuración | $Re_{D, \text{máx}}$ | C | m |
|--|---------------------------------|--|------|
| Alineado | $10 - 10^2$ | 0.80 | 0.40 |
| Escalonado | $10 - 10^2$ | 0.90 | 0.40 |
| Alineado | $10^2 - 10^3$ | Se aproxima como un cilindro único (aislado) | |
| Escalonado | $10^2 - 10^3$ | | |
| Alineado ($S_T/S_L > 0.7$) ^a | $10^3 - 2 \times 10^5$ | 0.27 | 0.63 |
| Escalonado ($S_T/S_L < 2$) | $10^3 - 2 \times 10^5$ | $0.35(S_T/S_L)^{1/5}$ | 0.60 |
| Escalonado ($S_T/S_L > 2$) | $10^3 - 2 \times 10^5$ | 0.40 | 0.60 |
| Alineado | $2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$ | 0.021 | 0.84 |
| Escalonado | $2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$ | 0.022 | 0.84 |

^aPara $S_T/S_L < 0.7$, la transferencia de calor es ineficiente y los tubos alineados no se deben usar.

Fuente: (Incropera & De Witt, 1999, p.380)

Es importante recalcar que las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura de película:

$$T_p = \frac{T_i + T_o}{2} \quad (2.34)$$

$$T_f = \frac{T_p + T_w}{2} \quad (2.35)$$

Donde:

T_p : Temperatura promedio del fluido. [°C]

T_i, T_o : Temperatura de ingreso y salida del fluido, respectivamente. [°C]

T_f : Temperatura de película. [°C]

T_w : Temperatura de la pared de tubo. [°C]

Las constantes C y m obtenidas de la **Tabla 1** son para bancos de tubos de $N_L > 16$. En caso de que esto no se cumpla se debe aplicar un factor de corrección al número de Nusselt:

$$N_{u_{N_L < 16}} = C_2 N_u \quad (2.36)$$

El factor de corrección C_2 se obtiene de la **Tabla 2**.

Tabla 2: Factor de corrección C_2 para la Ecuación (2.36)

| NL | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 7 | 10 | 13 | 16 |
|------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Alineado | 0,7 | 0,8 | 0,86 | 0,9 | 0,92 | 0,95 | 0,97 | 0,98 | 0,99 |
| Triangular | 0,64 | 0,76 | 0,84 | 0,89 | 0,92 | 0,95 | 0,97 | 0,98 | 0,99 |

Fuente: (Incropera & De Witt, 1999, p.380)

(Incropera & De Witt, 1999) explica: Normalmente, el coeficiente de convección de una línea se incrementa al aumentar el número de líneas hasta aproximadamente la quinta línea, después de la cual hay poco cambio en la turbulencia y, por tanto, en el

coeficiente de convección. Sin embargo, para valores pequeños de $\frac{S_T}{S_L}$, las líneas contracorriente, en efecto, protegen a las líneas corrientes abajo de gran parte del flujo, y la transferencia de calor se ve afectada adversamente. Es decir, la trayectoria preferida del flujo es en bandas entre los tubos y gran parte de la superficie del tubo no se expone al flujo principal. Por esta razón, la operación de los bancos de tubos alineados con $\frac{S_T}{S_L} < 0.7$ es inconveniente. Sin embargo, para el arreglo escalonado la trayectoria del flujo principal es más tortuosa, y una gran parte del área superficial de los tubos corriente abajo permanece en esta trayectoria. En general, el aumento de la transferencia de calor es favorecido por el flujo más tortuoso de un arreglo escalonado. (p.381)

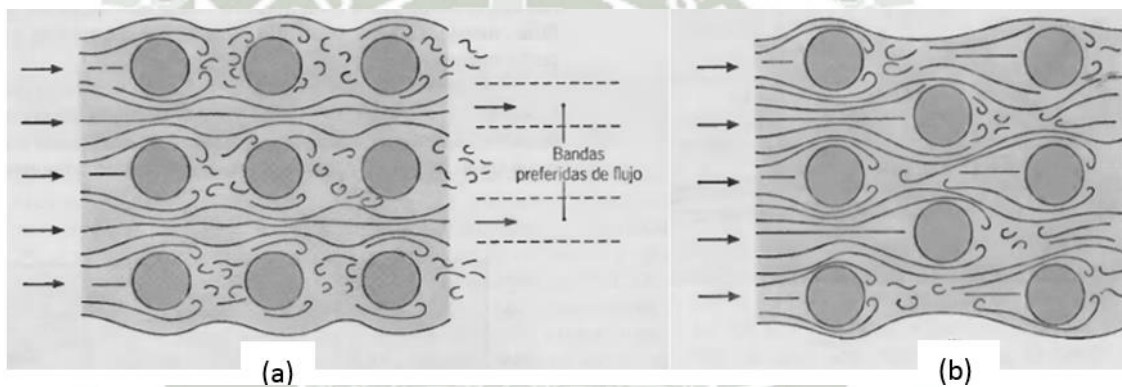


Figura 17: Condiciones de flujo para tubos (a) alineados y (b) escalonados

Fuente: (Incropera & De Witt, 1999, p.381)

La temperatura de salida del fluido del banco de tubos se determina con la siguiente expresión:

$$T_o = T_w - (T_w - T_i) \exp\left(-\frac{A_t h}{\dot{m} C_p}\right) \quad (2.37)$$

Donde:

T_i, T_o : Temperatura de ingreso y salida del fluido, respectivamente. [°C]

T_w : Temperatura de la pared de tubo. [$^{\circ}C$]

h : Coeficiente de convección para un banco de tubos. [$\frac{W}{m^2 \text{ } ^{\circ}C}$]

A_t : Área superficial total de transferencia de calor. [m^2]

\dot{m} : Flujo másico del fluido. [$\frac{kg}{s}$]

C_p : Calor específico del fluido. [$\frac{J}{Kg \text{ } ^{\circ}C}$]

2.3.6.1 Coeficiente de convección para un banco de tubos con aletas.

Cuando las tuberías presentan aletas transversales a lo largo de su superficie, el coeficiente de convección se obtiene de la siguiente expresión:

$$h_f = h \left(\frac{A_t}{A_o} \right) n_f \quad (2.38)$$

Donde:

h_f : Coeficiente de convección para un banco de tubos con aletas. [$\frac{W}{m^2 \text{ } ^{\circ}C}$]

h : Coeficiente de convección para un banco de tubos. [$\frac{W}{m^2 \text{ } ^{\circ}C}$]

A_t : Área superficial total de transferencia de calor. [m^2]

A_o : Área superficial exterior de la tubería lisa. [m^2]

n_f : Eficiencia ponderada de la aleta. [*adimensional*]

Para determinar la temperatura de salida del fluido de un banco de tubos con aletas, se debe realizar una corrección por la pérdida de temperatura a lo largo de la aleta. Considerando la **Ecuación (2.37)**, se introduce la eficiencia global de las aletas obteniéndose la temperatura de salida corregida, la ecuación resulta:

$$T_o = T_w - (T_w - T_i) \exp\left(-\frac{A_t h}{\dot{m} C_p} n_o\right) \quad (2.39)$$

Donde:

n_o : Eficiencia global de las aletas. [adimensional]

2.3.6.2 Caída de presión.

“La caída de presión es la diferencia entre las presiones en la admisión y a la salida del banco. Es una medida de la resistencia que los tubos ofrecen al flujo sobre ellos” (Cengel & Ghajar, 2011, p.442).

Y se expresa como:

$$\Delta P = N_L f x \frac{\rho V_{max}^2}{2} \quad (2.40)$$

Donde:

ΔP : Caída de presión del banco de tubos. $\left[\frac{N}{m^2}\right]$

f : Factor de fricción. [adimensional]

x : Factor de corrección. [adimensional]

ρ : Densidad del fluido. $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

El factor de fricción f para un arreglo escalonado se obtiene de la siguiente ecuación:

$$f = 4 \left(0.25 + \frac{0.1175}{\left(\frac{S_T - D}{D}\right)^{1.08}} \right) Re^{-0.16} \quad (2.41)$$

La **Ecuación (2.41)** solo es válida para $2,000 < Re < 40,000$.

El factor de fricción y el factor de corrección x se pueden obtener del **Anexo XIV**.

2.3.7 Superficies extendidas.

“Las aletas, son sólidos que transfieren calor por conducción a lo largo de su geometría y por convección a través de su entorno, son sistemas con conducción convección” (Meza, 2015).

El uso común de las aletas es el de acelerar la transferencia de energía (calor) desde una superficie al medio ambiente por medio del aumento en el área, el cual es muy indispensable para llevar a cabo este proceso.

Para tener mayor cantidad de energía transferida (calor) se necesita la mayor área posible, es por ello que se incrementa la longitud de la aleta, pero se debe considerar que la transferencia de calor de superficies extendidas existe un límite en la longitud de la aleta que sobresale desde la base.

Muchos autores clasifican a las aletas de acuerdo a diversos criterios, esta clasificación se divide en dos:

a) Aletas longitudinales

“Se usan en intercambiadores de tubos concéntricos, de camisa y de tubos, cuando uno de los fluidos es viscoso y escurre en régimen laminar” (Acosta , 2015).



Figura 18: Aleta longitudinal

Fuente: (Acosta , 2015)

b) Aletas transversales

Son usadas ampliamente para el calentamiento o enfriamiento de gases de flujo cruzado.

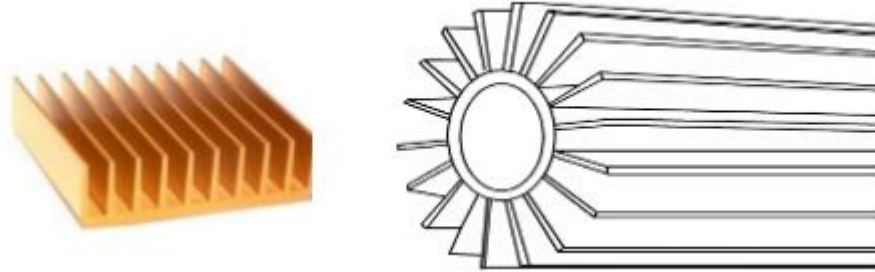


Figura 19: Aleta transversal

Fuente: (Acosta , 2015)

Generalmente las aletas se fabrican de cobre, aleaciones de aluminio entre otros.

La tubería con aletas integrales se fabrica mediante la extrusión de las aletas del tubo metálico. La tubería con aletas con tensión es ampliamente utilizada debido a su costo relativamente bajo.

En la **Figura 20** se muestran algunas configuraciones como son: En la parte (a) se muestra una aleta en L, que son menos susceptibles a la corrosión, en la parte (b) se muestra una aleta en G que está hecha al enrollar una tira del metal de la aleta en una ranura helicoidal mecanizado en la superficie del tubo y luego asegurando la tira en su lugar rellenando la ranura con el tubo metálico, en la parte (c) se muestra una aleta acanalada en el hombro y finalmente en la parte (d) se muestra una aleta en E que es bimetálica.

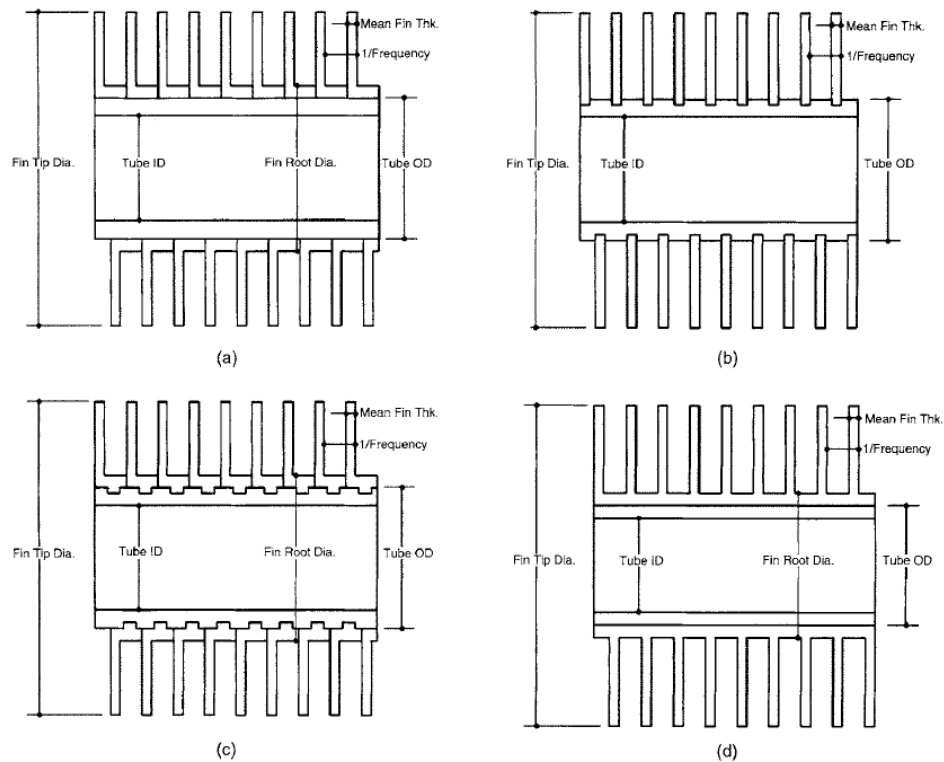


Figura 20: Tipos de aletas

Fuente: (Serth, 2007, p.633)

2.3.7.1 Eficiencia de la aleta.

Al considerar una aleta en una superficie con un contacto perfecto, el calor que se transmite desde la superficie hacia la aleta es por conducción mientras que la transmisión de calor de la aleta hacia el medio circundante es por convección. La temperatura de la aleta varía a lo largo de su longitud, en la base la temperatura de la aleta será igual a la temperatura de la superficie y gradualmente disminuirá hasta llegar a la punta, es decir, la temperatura cae a lo largo de ella y por lo tanto la transferencia de calor disminuirá. La eficiencia de la aleta considera este efecto de disminución de temperatura.

$$n_f = \frac{Q_{aleta}}{Q_{max}} = \frac{\text{Razón real de la transferencia de calor desde la aleta}}{\text{Razón ideal de la transferencia de calor desde la aleta si estuviera toda a la temperatura de la base}} \quad (2.42)$$

Donde:

n_f : Eficiencia de la aleta. [adimensional]

La transferencia de calor de una superficie aletada incluye ambas áreas: área primaria o sin aletas A_{libre} y área secundaria o aletada A_f , y se calcula:

$$\dot{Q} = (h A_{libre} + n_f h_f A_f)(T_r - T_{\infty}) \quad (2.43)$$

Donde:

h : Coeficiente de convección para la superficie. $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right]$

h_f : Coeficiente de convección para las aletas. $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right]$

T_r : Temperatura de la raíz. [$^\circ C$]

T_{∞} : Temperatura del medio circundante. [$^\circ C$]

Asumiendo que $h = h_f$, la eficiencia de las aletas se obtiene de la siguiente ecuación:

$$n_o = 1 - \frac{A_f}{A_t}(1 - n_f) \quad (2.44)$$

Y

$$\dot{Q} = n_o h A_t (T_r - T_{\infty}) \quad (2.45)$$

Donde:

n_o : Eficiencia de las aletas. [adimensional]

A_t : Área total. [m^2]

Las expresiones empíricas para el cálculo de aletas presentada por Schmidt presenta aproximaciones bastante exactas para determinar la eficacia de las aletas circulares, rectangulares y arreglos hexagonales en tuberías como se indica en la **Figura 21**.

La ecuación empírica de Schmidt es:

$$n_f = \frac{\tanh(mr_o z)}{mr_b \Phi} \quad (2.46)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h}{k\tau}} \quad (2.47)$$

$$z = \left(\frac{r_e}{r_o} - 1\right) \left(1 + 0.35 \ln \frac{r_e}{r_o}\right) \quad (2.48)$$

Donde:

r_o : Radio del tubo. [m]

r_e : Radio equivalente de la aleta. [m]

τ : Espesor de la aleta. [m]

Φ : Coeficiente de reducción por resistencia térmica de la aleta. [adimensional]

k : Conductividad térmica de la aleta. $\left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right]$

Las medidas de la aleta M y L se muestran en la **Figura 21**.

Para aletas rectangulares:

$$\frac{r_e}{r_o} = 1.28\psi\sqrt{\beta - 0.2} \quad (2.49)$$

$$\psi = \frac{M}{r_o} ; \beta = \frac{L}{M} \quad (2.50)$$

Para aletas hexagonales:

$$\frac{r_e}{r_o} = 1.27\psi\sqrt{\beta - 0.3} \quad (2.51)$$

$$M = \frac{a}{2} ; L = 0.5 \frac{a}{b} \sqrt{\frac{a^2}{2} + b^2} \quad (2.52)$$

Donde:

M : Ancho de la aleta. [m]

L : Altura de la aleta. [m]

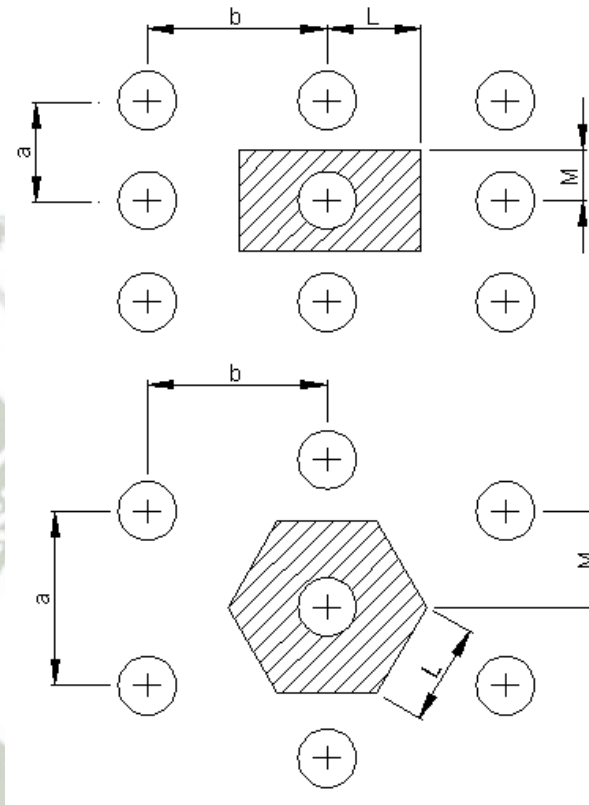


Figura 21: Tubo con aleta rectangular y hexagonal

Fuente: (ASHRAE, 2005)

El coeficiente de reducción por resistencia térmica de la aleta Φ se determina de la siguiente forma:

$$\Phi = \frac{R_f k \tau}{M^2} \quad (2.53)$$

La ecuación para el cálculo de la resistencia térmica de la aleta es:

$$R_f = \frac{1}{h} \left(\frac{1}{n_f} - 1 \right) \quad (2.54)$$

Donde:

τ : Espesor de la aleta. [m]

R_f : Resistencia térmica de la aleta. $\left[\frac{m^2 \text{ } ^\circ C}{W}\right]$

En el **Anexo X** se presenta la gráfica para obtener Φ_{max} , el valor máximo de Φ para aletas anulares y rectangulares.

En el **Anexo XI** se obtiene el factor de corrección $\frac{\Phi}{\Phi_{max}}$, para determinar el valor de Φ a partir de Φ_{max} para aletas anulares y rectangulares.

2.4 Intercambiadores de calor

“Los intercambiadores de calor son aparatos que facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí” (Cengel & Ghajar, 2011, p.629).

“Un intercambiador de calor es un dispositivo que transfiere calor entre un medio caliente y uno frío, por regla general se trata de fluidos” (Kreith & Bohn, 2001, p.485).

(Incropera & De Witt, 1999) explica: El proceso de intercambio de calor entre dos fluidos que están a diferentes temperaturas y separados por una pared sólida, ocurre en muchas aplicaciones de ingeniería. El dispositivo que se utiliza para llevar a cabo este intercambio se denomina intercambiador de calor, y las aplicaciones específicas se pueden encontrar en calefacción de locales y acondicionamiento de aire, producción de potencia, recuperación de calor de desecho y algunos procesamientos químicos. (p.582)

2.4.1 Tipos de intercambiadores de calor.

(Kreith & Bohn, 2001) explica: Existen tres tipos básicos de intercambiadores de calor:

- Recuperadores: En este tipo de intercambiador de calor los fluidos caliente y frío están separados por una pared y el calor se transfiere mediante una combinación de convección hacia y desde la pared y de conducción a través de ella. La pared puede incluir superficies extendidas, tales como aletas, u otros dispositivos que favorezcan la transferencia de calor.
- Regeneradores: En un regenerador, los fluidos caliente y frío ocupan el mismo espacio en el núcleo del intercambiador. El núcleo del intercambiador, o matriz, funciona como un almacén de calor que es calentado periódicamente por el de mayor temperatura de los dos fluidos y luego transfiere ese calor al fluido de menor temperatura.
- Intercambiadores de calor de contacto directo: En este tipo de intercambiador de calor de fluidos caliente y frío se ponen en contacto entre sí de manera directa. Un ejemplo de esta clase de dispositivo es una torre de enfriamiento en la que un rocío de agua que cae de la parte superior de la torre entra en contacto directo y es enfriado por una corriente de aire que fluye hacia arriba. (p.485)

Los intercambiadores de mayor uso son los recuperadores, siendo los intercambiadores más sencillos de este tipo los de doble tubo como se observa en la **Figura 22**. En este tipo de intercambiador, un fluido pasa por el tubo de menor diámetro y el otro fluido por el espacio anular entre los tubos, se puede denotar claramente que se pueden desarrollar dos tipos de configuración de flujo:

“En el flujo paralelo los dos fluidos entran en el intercambiador por el mismo extremo y se mueven en la misma dirección. En el contraflujo, los fluidos entran en el intercambiador por los extremos opuestos y fluyen en direcciones opuestas” (Cengel & Ghajar, 2011, p.630).

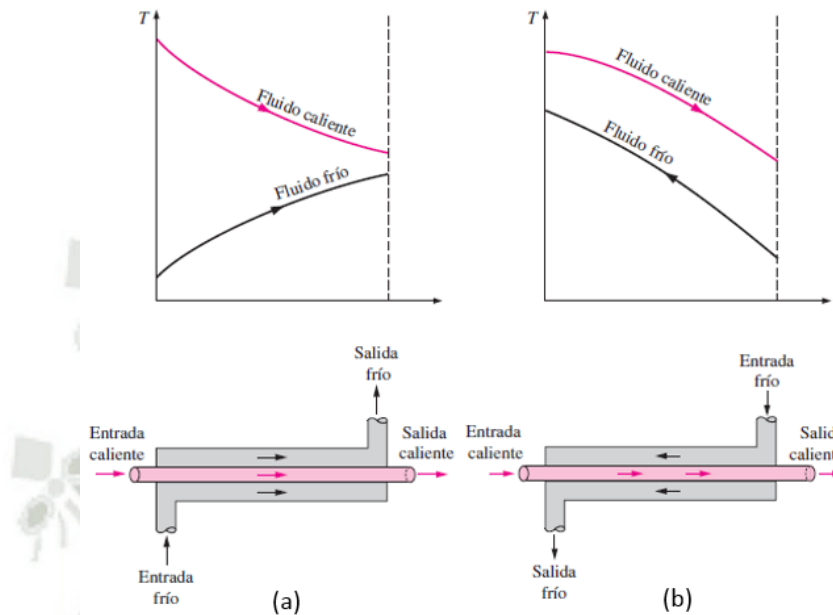


Figura 22: Intercambiador de doble tubo a (a) Flujo paralelo y (b) Contraflujo

Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011, p.630)

El intercambiador de mayor uso en la industria es el de coraza y tubos (casco y tubos) que se ve en la **Figura 23**.

(Kreith & Bohn, 2001) afirma: En este tipo de intercambiador, un fluido circula por el interior de los tubos mientras que el otro es forzado a través de la coraza y sobre la superficie externa de los tubos. Se hace que el fluido circule sobre los tubos y no a lo largo de ellos porque con flujo transversal se logra un coeficiente de transferencia de calor mayor que con un flujo paralelo. Para lograr el flujo transversal en el casco, se colocan desviadores (deflectores) en su interior. (p.486)

Este tipo de intercambiador también se puede clasificar por el número de pasos que presenta el haz de tubos, por ejemplo puede tener dos pasos por los tubos y uno en la coraza.

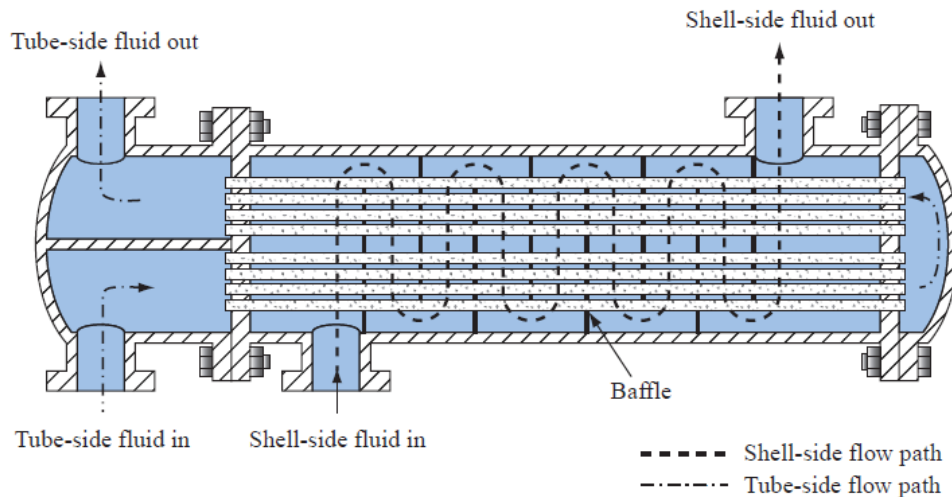


Figura 23: Intercambiador de calor de casco y tubos con deflectores, con dos pasos en los tubos y uno en la coraza

Fuente: (Kreith & Bohn, 2001, p.488)

Otro tipo de intercambiador es el de flujo transversal o flujo cruzado que generalmente es empleado para enfriar o calentar fluidos gaseosos, la característica de estos es que los fluidos se mueven de manera perpendicular, el fluido circula en el interior de los tubos mientras que el gas fluye a través del banco de tubos.

El flujo cruzado se clasifica en flujo no mezclado y mezclado, como se observa en la

Figura 24:

(Cengel & Ghajar, 2011) afirma: Se dice que el flujo cruzado es no mezclado en virtud de que las aletas de placa fuerzan al fluido a moverse por un espaciado particular entre ellas e impiden su movimiento en la dirección transversal (paralela a los tubos). El flujo es mezclado cuando el fluido tiene la libertad para moverse en la dirección transversal. (p.631)

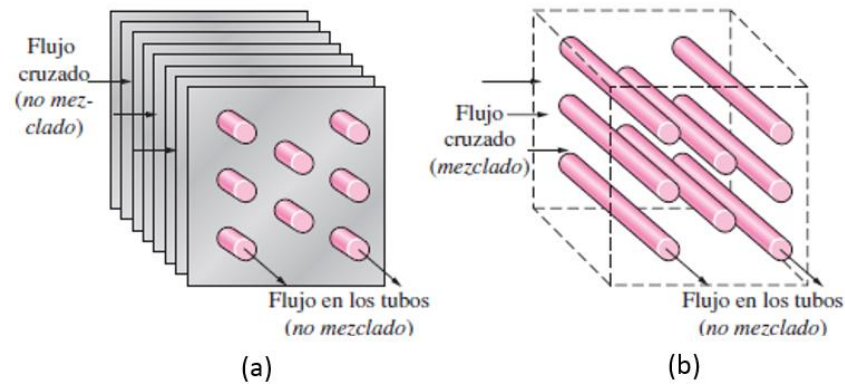


Figura 24: Intercambiador de calor de flujo cruzado (a) no mezclado y (b) mezclado

Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011, p.631)

2.4.2 Análisis del intercambiador de coraza y tubos.

El intercambiador más sencillo de coraza y tubos es el tipo fijo o intercambiador con cabezal de tubo estacionario, este intercambiador será analizado en la presente tesis y se muestra en la **Figura 25**.

(Donald Q., 1999) explica: Las partes esenciales son la coraza (1), equipada con dos entradas y que tiene dos cabezales de tubos o espejos (2) a ambos lados, que también sirven como bridas para fijar los dos carretes (3) y sus respectivas tapas (4). Los tubos se expanden en ambos espejos y están equipados con deflectores transversales (5) en el lado de la coraza. (p.161)

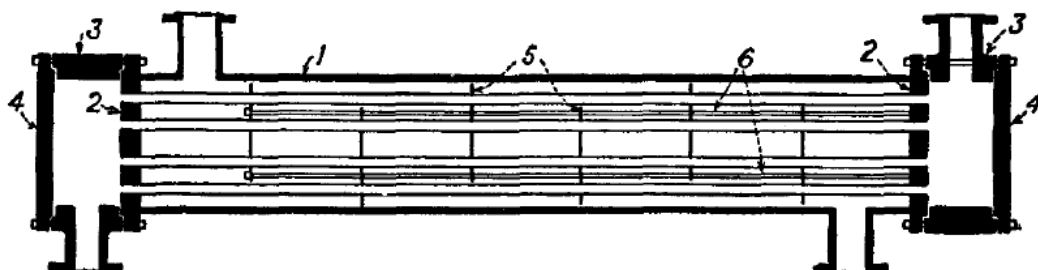


Figura 25: Intercambiador tubular de cabezal fijo

Fuente: (Donald Q., 1999, p.161)

El objetivo de los deflectores es provocar turbulencia en el fluido que circula por la coraza logrando así coeficientes de transferencia de calor más altos, estos se mantienen firmes gracias a los espaciadores (6). Los deflectores pueden ser de diferentes tipos, hay los de 25% de corte, los de disco y corona, y el deflector tipo corona; se observan en la **Figura 26**.

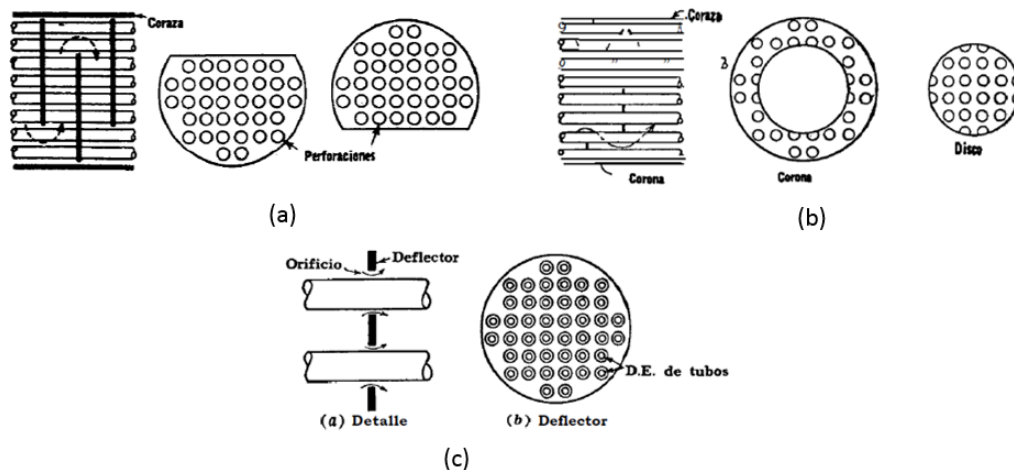


Figura 26: Deflector (a) con 25% de corte (b) de disco y corona (c) de orificio

Fuente: (Donald Q., 1999, p.163)

Los tubos para intercambiadores de calor se fabrican de diversos metales los cuales pueden ser acero, cobre, metal Muntz, cobre – níquel, aluminio – bronce y aceros inoxidables. Las corazas usualmente se fabrican de tubo de acero, si el diámetro es muy grande se rola una placa de acero.

2.4.2.1 Coeficiente de transferencia de calor por convección para lado de los tubos y el lado de la coraza.

Los estudios realizados por Morris y Whitman que consistían en dejar fluir en un tubo de ½ pulgada gasóleo y Straw oil con vapor para evaluar el comportamiento de la viscosidad del fluido cuando este es calentado, permitieron obtener una expresión que permitía calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección. Posteriormente, Sieder y Tate tomaron

los datos obtenidos en los estudios previos e hicieron una nueva correlación tanto para el calentamiento como enfriamiento de varios fluidos.

Para diferenciar las propiedades de cada fluido, se colocará el subíndice t cuando estén referidas a lado de los tubos y el subíndice s cuando estén referidas al lado de la coraza.

Para el lado de los tubos de un intercambiador de calor, la expresión para el cálculo del coeficiente de convección para un flujo turbulento es la siguiente:

$$h_i = j_{ht} \frac{k_t}{D} \left(\frac{c\mu_t}{k_t} \right)^{1/3} \phi_t \quad (2.55)$$

Y para el lado de la coraza:

$$h_o = j_{hs} \frac{k_s}{de} \left(\frac{c\mu_s}{k_s} \right)^{1/3} \phi_s \quad (2.56)$$

Donde:

h_i, h_o : Coeficiente de convección – lado de los tubos y de la coraza, respectivamente. $\left[\frac{BTU}{hr\ pie^2\ ^\circ F} \right]$

j_h : Factor de transferencia de calor. [adimensional]

k : Conductividad térmica del fluido. $\left[\frac{BTU}{hr\ pie^2\ ^\circ F / pie} \right]$

D : Diámetro interior del tubo. [pie]

de : Diámetro equivalente de la coraza. [pie]

c : Calor específico del fluido. $\left[\frac{BTU}{lb\ ^\circ F} \right]$

μ : Viscosidad dinámica del fluido. $\left[\frac{lb}{pie\ hr} \right]$

ϕ : Razón de viscosidad. [adimensional]

L : Longitud de tubo. [pie]

La razón de la viscosidad se halla con la siguiente ecuación:

$$\phi = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2.57)$$

Donde:

μ_w : Viscosidad dinámica a la temperatura de la pared del tubo. $\left[\frac{lb}{pie \cdot hr} \right]$

Para el cálculo del coeficiente de convección del lado de los tubos h_i y de la coraza h_o , las propiedades de los fluidos se evalúan a la temperatura promedio de las temperaturas de entrada y salida del haz de tubos y de la coraza, respectivamente.

En el **Anexo VI** se da la gráfica j_{h_t} vs Re_t , usando como parámetro L/D y conociendo el valor del número de Reynolds del fluido que circula por los tubos, se puede hallar el valor del factor de transferencia de calor para el lado de los tubos del intercambiador de calor.

La correlación obtenida para el fluido que circula por el interior de los tubos (**Anexo VI**) no es aplicable al fluido fluyendo sobre el banco de tubos, es decir, el fluido en la coraza. En el **Anexo VII** que gráfica j_{h_s} vs Re_s , se presenta la correlación correcta que nos permite obtener el valor del factor de transferencia de calor para el lado de la coraza considerando el diámetro equivalente de la misma.

2.4.2.2 Masa – velocidad de los fluidos.

La masa velocidad de un fluido se define como la relación existente entre el flujo másico del mismo y el área por donde fluye, es decir:

$$G = \frac{\dot{m}}{a} \quad (2.58)$$

Donde:

G : Masa velocidad. $\left[\frac{lb}{hr pie^2}\right]$

\dot{m} : Flujo másico. $\left[\frac{lb}{hr}\right]$

a : Área de flujo. $[pie^2]$

Para el cálculo de la masa velocidad del fluido que fluye por el lado de los tubos del intercambiador se debe considerar el área de la sección transversal de la tubería y multiplicarla por el número total de tubos, de esta manera, se está considerando el área de todas las tuberías del banco de tubos.

$$a_t = \frac{N_t a'_t}{144 n} \quad (2.59)$$

Donde:

a_t : Área de flujo para el lado de los tubos. $[pie^2]$

a'_t : Área de la sección transversal de una tubería. $[pulg^2]$

N_t : Número de tubos.

n : Número de pasos.

El cálculo del área de flujo para el lado de la coraza requiere de un análisis especial, ya que la velocidad lineal y la masa del fluido que fluye sobre el haz de tubos varía a lo largo de su recorrido, se debe tomar en consideración el espaciado entre deflectores, el paso entre tubos y el claro entre ellos, y el diámetro interior de la coraza. La expresión resultante es:

$$a_s = \frac{DI C'B}{144 P_T} \quad (2.60)$$

Donde:

a_s : Área transversal de flujo para el lado de la coraza. [pie^2]

DI : Diámetro interior de la coraza. [$pulg$]

C' : Sección libre entre tubos. [$pulg$]

B : Espaciado entre deflectores. [$pulg$]

P_T : Espaciado de los tubos. [$pulg$]

De la ecuación de la masa velocidad (**Ecuación (2.58)**), se puede representar el número de Reynolds en función de esta:

$$Re = \frac{DG}{\mu} \quad (2.61)$$

2.4.2.3 Diámetro equivalente para el lado de la coraza.

Para el cálculo del diámetro equivalente de la coraza no se puede considerar la ecuación del diámetro hidráulico tradicional debido a que esta expresión no considera diversos aspectos, no considera la existencia de deflectores en la coraza, no toma en consideración que la dirección del flujo del fluido en la coraza es longitudinal y transversal a lo largo del haz de tubos y, por último, no considera el arreglo del banco de tubos si es en cuadro o triangular. En la **Figura 27**, el achurado representa el diámetro equivalente para los dos tipos de arreglo.

El diámetro equivalente para un arreglo en cuadro es el siguiente:

$$de = \frac{4 \times (P_T^2 - \pi do^2 / 4)}{\pi do} \quad (2.62)$$

Para un arreglo triangular:

$$de = \frac{4 \times \left(\frac{1}{2} P_T \times 0.86 P_T - \frac{1}{2} \pi \frac{do^2}{4} \right)}{\frac{1}{2} \pi do} \quad (2.63)$$

Donde:

de : Diámetro equivalente de la coraza. [pulg]

P_T : Espaciado de los tubos. [pulg]

do : Diámetro exterior del tubo. [pulg]

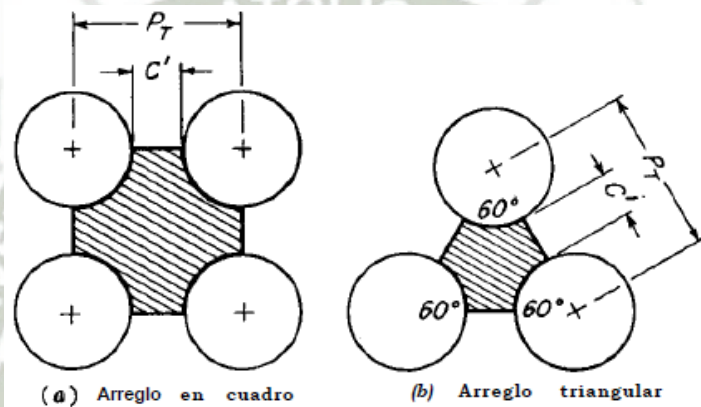


Figura 27: Diámetro equivalente

Fuente: (Donald Q., 1999, p.173)

2.4.2.4 Coeficiente de convección referido al diámetro exterior.

Para el cálculo de intercambiadores de calor de coraza y tubos es recomendable usar la superficie exterior de las tuberías pertenecientes al haz para el cálculo del calor total transferido. Debido a que el coeficiente de convección h_i hallado con la **Ecuación (2.55)** está referido al diámetro interior de la tubería, se debe aplicar una corrección que permita obtener un coeficiente de convección referido al diámetro exterior de la tubería.

$$h_{io} = h_i \frac{di}{do} \quad (2.64)$$

Donde:

h_{io} : Coeficiente de convección referido al diámetro exterior del tubo. $\left[\frac{BTU}{hr\ pie^2\ ^\circ F} \right]$

di : Diámetro interior del tubo. [*pulg*]

do : Diámetro exterior del tubo. [*pulg*]

2.4.2.5 Temperatura de la pared del tubo.

La temperatura de la pared del tubo se halla conociendo los coeficientes de convección h_o y h_{io} (**Figura 28**), como las razones de viscosidad no se pueden determinar porque se desconoce la temperatura de la pared de tubo (**Ecuación (2.57)**), es necesario determinar la temperatura considerando los coeficientes de convección en función de su razón de viscosidad. Entonces la expresión para el cálculo de la temperatura de la pared de tubo cuando el fluido caliente circula por la coraza es la siguiente:

$$t_w = t_p + \frac{h_o / \phi_s}{h_{io} / \phi_t + h_o / \phi_s} (T_p - t_p) \quad (2.65)$$

Cuando el fluido caliente circula por los tubos, la expresión es:

$$t_w = t_p + \frac{h_{io} / \phi_t}{h_{io} / \phi_t + h_o / \phi_s} (T_p - t_p) \quad (2.66)$$

Donde:

T_w : Temperatura de la pared del tubo. [$^\circ F$]

T_p : Temperatura promedio del fluido caliente. [$^\circ F$]

t_p : Temperatura promedio del fluido frío. [$^\circ F$]

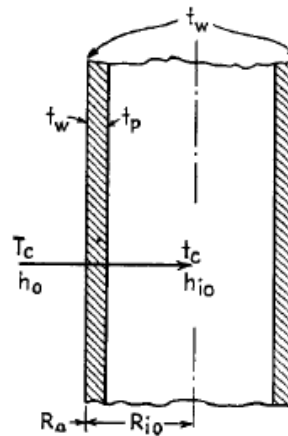


Figura 28: Temperatura de la pared del tubo

Fuente: (Donald Q., 1999, p.126)

2.4.2.6 Intercambiadores con corrección por viscosidad ϕ .

Una vez calculados las razones de viscosidad del lado de los tubos y de la coraza, se procede a determinar los coeficientes de convección aplicando esta corrección por viscosidad.

Para el lado del haz de tubos:

$$h_{i_o} = \frac{h_{i_o}}{\phi_t} \phi_t \quad (2.67)$$

Para el lado de la coraza:

$$h_o = \frac{h_o}{\phi_s} \phi_s \quad (2.68)$$

Obtenidos los coeficientes de convección, se calcula el coeficiente total de transferencia de calor U_c como si se trataran de dos resistencias térmicas en serie:

$$U_c = \frac{1}{R_{total}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{i_o}} + \frac{1}{h_o}} = \frac{h_{i_o} h_o}{h_{i_o} + h_o} \quad (2.69)$$

Donde:

U_c : Coeficiente de total de transferencia de calor. $\left[\frac{BTU}{hr \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F} \right]$

2.4.2.7 Caída de presión en el lado de los tubos.

La ecuación para la caída de presión en el lado del haz de tubos es la siguiente:

$$\Delta P_t = \frac{f G_t^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D s \phi_t} \quad (2.70)$$

Donde:

ΔP_t : Caída de presión del lado de los tubos. $\left[\frac{lb}{pulg^2} \right]$

f : Factor de fricción. $\left[\frac{pie^2}{pulg^2} \right]$

L : Longitud de tubo. $[pie]$

n : Número de pasos.

D : Diámetro interior del tubo. $[pie]$

s : Gravedad específica del fluido. $[adimensional]$

El **Anexo VIII** presenta la gráfica f vs Re_t donde se obtiene el valor del factor de fricción para el lado de los tubos.

2.4.2.8 Caída de presión en el lado de la coraza.

“La caída de presión a través de la coraza de un intercambiador es proporcional al número de veces que el fluido cruza el haz entre los deflectores. También es proporcional a la distancia a través del haz, cada vez que lo cruza” (Donald Q., 1999, p.182).

Para el cálculo del número de cruces se emplea:

$$N + 1 = \frac{12L}{B} \quad (2.71)$$

Donde:

$N + 1$: Número de cruces.

N : Número de deflectores.

L : Longitud de tubo. [*pie*]

B : Espaciado entre deflectores. [*pulg*]

La ecuación isotérmica para la caída de presión en el lado de la coraza es:

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 DI (N + 1)}{5.22 \times 10^{10} de s \phi_s} \quad (2.72)$$

Donde:

ΔP_s : Caída de presión del lado de la coraza. [$\frac{lb}{pulg^2}$]

f : Factor de fricción. [$\frac{pie^2}{pulg^2}$]

DI : Diámetro interior de la coraza. [*pie*]

de : Diámetro equivalente de la coraza. [*pie*]

s : Gravedad específica del fluido. [*adimensional*]

El **Anexo IX** presenta la gráfica f vs Re_s donde se obtiene el valor del factor de fricción para el lado de la coraza.

2.4.3 Coeficiente total de transferencia de calor.

(Cengel & Ghajar, 2011) explica: Por lo común un intercambiador de calor está relacionado con dos fluidos que fluyen separados por una pared sólida. En primer lugar, el calor se transfiere del fluido caliente hacia la pared por convección, después a través de la pared por conducción y, por último, de la pared hacia el fluido frío de nuevo por convección. Cualesquiera efectos de la radiación suelen incluirse en los coeficientes de calor por convección. (p.633)

Previamente se obtuvo la expresión para calcular el coeficiente total de transferencia de calor en un flujo unidireccional a través de una pared. Ahora se explicará el procedimiento de obtención del coeficiente para un tubo como el mostrado en la **Figura 29**.

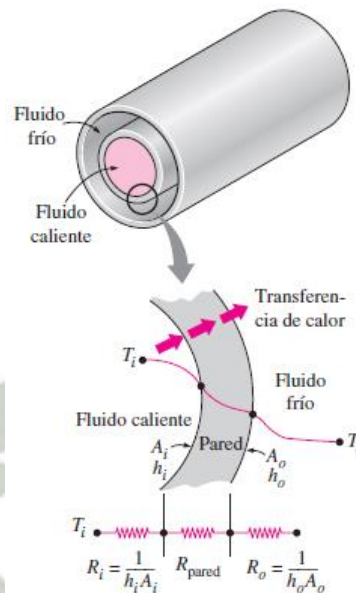


Figura 29: Red de resistencias térmicas para un tubo

Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011, p.633)

En la **Figura 29**, se muestra la red de resistencias térmicas asociadas a un tubo, las cuales incluyen la resistencia de convección hacia el tubo, la resistencia de conducción a través de la pared del tubo y la resistencia de convección desde el tubo, la resistencia total del sistema es:

$$R = R_{total} = R_i + R_{pared} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi L k} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2.73)$$

Donde A_i es el área de la superficie interna de la tubería y A_o es el área de la superficie externa de la misma. Para el análisis de los intercambiadores de calor resulta conveniente trabajar con la resistencia total del sistema, ahora considerando que el flujo de calor debe ser constante a través del sistema, la razón de transferencia de calor entre los fluidos se expresa:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = UA_t \Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T \quad (2.74)$$

Donde U es el coeficiente total de transferencia de calor y tiene las mismas unidades que el coeficiente de convección común h es decir $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$. Cancelando ΔT se obtiene:

$$\frac{1}{UA_t} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + R_{pared} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2.75)$$

Nótese que hay dos coeficientes U_i y U_o , esto se debe a que hay dos áreas: la interna A_i y la externa A_o que no son iguales, estos dos coeficientes serán iguales solo si las áreas mencionadas también lo sean.

“Por lo tanto, el coeficiente de transferencia de calor total U de un intercambiador de calor no tiene significado a menos que se especifique el área sobre el cual se basa” (Cengel & Ghajar, 2011, p.633).

Cuando a la resistencia de la pared se le puede considerar despreciable y las superficies exterior e interior son semejantes, la **Ecuación (2.75)** se reduce a:

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (2.76)$$

Cuando el tubo tiene aletas en uno de sus lados para mejorar la transferencia de calor, el área superficial total para la transferencia de calor es:

$$A_t = A_f + A_{libre} \quad (2.77)$$

Donde:

A_t : Área superficial total de transferencia de calor. [m^2]

A_f : Área superficial de las aletas. [m^2]

A_{libre} : Área libre de aletas de la superficie del tubo. [m^2]

2.4.3.1 Factor de incrustación.

(Cengel & Ghajar, 2011) explica: El rendimiento de los intercambiadores de calor suele deteriorarse con el paso del tiempo como resultado de la acumulación de depósitos sobre las superficies de transferencia de calor. La capa de depósitos representa una resistencia adicional para esta transferencia y hace que disminuya la razón de la misma en un intercambiador. El efecto neto de estas acumulaciones sobre la transferencia de calor se representa por un factor de incrustación R_f el cual es una medida de la resistencia térmica introducida por la incrustación. (p.635)

La resistencia de incrustación puede ser expresada como un coeficiente de incrustación de la siguiente forma:

$$h_{R_f} = \frac{1}{R_f} \quad (2.78)$$

Donde:

h_{R_f} : Coeficiente de incrustación. $\left[\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right]$

R_f : Resistencia de incrustación. $\left[\frac{m^2 \text{ } ^\circ C}{W} \right]$

Para hallar un coeficiente de convección corregido por la resistencia de incrustación se opera como si se tratara de dos resistencias en serie:

$$h^* = \frac{1}{\frac{1}{h} + \frac{1}{h_{R_f}}} = \frac{h h_{R_f}}{h + h_{R_f}} \quad (2.79)$$

Donde:

h^* : Coeficiente de convección corregido con la resistencia de incrustación. $\left[\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right]$

En la **Tabla 3** se dan valores representativos de factores de incrustación.

Tabla 3: Valores representativos de la resistencia de incrustación R_f

| Fluido | $R_f, m^2 \cdot ^\circ C/W$ |
|---|-----------------------------|
| Agua destilada, agua de mar, agua de río, agua de alimentación para calderas: | |
| Por debajo de 50°C | 0.0001 |
| Arriba de 50°C | 0.0002 |
| Combustóleo | 0.0009 |
| Vapor de agua (libre de aceite) | 0.0001 |
| Refrigerantes (líquido) | 0.0002 |
| Refrigerantes (vapor) | 0.0004 |
| Vapores de alcohol | 0.0001 |
| Aire | 0.0004 |

Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011, p.636)

Considerando las resistencias de incrustación, se procede a hallar el coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador con la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o n_f} + \frac{R_{fo}}{n_f} + R_w + R_{fi} \left(\frac{A_t}{A_i} \right) + \frac{1}{h_i} \left(\frac{A_t}{A_i} \right) \quad (2.80)$$

Donde:

U : Coeficiente global de transferencia de calor. $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$

R_{fo} : Resistencia de incrustación de la superficie externa del tubo. $\left[\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W} \right]$

R_{fi} : Resistencia de incrustación de la superficie interna del tubo. $\left[\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W} \right]$

R_w : Resistencia de la pared respecto a la superficie externa del tubo. $\left[\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W} \right]$

A_t : Área superficial total de transferencia de calor. $[m^2]$

A_i : Área superficial interior de la tubería. $[m^2]$

h_i, h_o : Coeficientes de convección interno y externo, respectivamente. $\left[\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right]$

n_f : Eficiencia ponderada de la aleta. [*adimensional*]

La resistencia de la pared del tubo aletado se calcula de la siguiente manera:

$$R_w = \frac{t}{k} \left(\frac{D + 2N_f L(D + L)}{D - t} \right) \quad (2.81)$$

Donde:

t : Espesor de la tubería. [*m*]

D : Diámetro exterior de la tubería. [*m*]

L : Altura de la aleta. [*m*]

N_f : Número de aletas por metro. $\left[\frac{\text{aletas}}{\text{metro}} \right]$

k : Conductividad térmica de la tubería. $\left[\frac{W}{m \text{ } ^\circ C} \right]$

2.4.4 Análisis de los intercambiadores de calor.

Para la selección apropiada de un intercambiador de calor se emplean dos métodos para el análisis, los cuales son los siguientes:

- Método de la diferencia media logarítmica de temperatura (LMTD). Es el método más apropiado para seleccionar un intercambiador de calor que logre un cambio de temperatura específica de una corriente de fluido de gasto de masa conocido.
- Método de la efectividad (NTU). Es el apropiado para predecir las temperaturas de salida de las corrientes del fluido caliente y del frío en un intercambiador de calor específico.

(Cengel & Ghajar, 2011) afirma: Los intercambiadores de calor suelen operar durante largos periodos sin cambios en sus condiciones de operación. Por lo tanto, se pueden considerar como aparatos de flujo estacionario. Como tales, el gasto de masa de cada fluido permanece constante y las propiedades de los fluidos, como la temperatura y la velocidad, en cualquier entrada o salida, siguen siendo las mismas. Así mismo, las corrientes de fluido experimentan poco o ningún cambio en sus velocidades y elevaciones y, como consecuencia, los cambios en la energía cinética y potencial son despreciables. La conducción axial de calor a lo largo del tubo suele ser insignificante y se considera despreciable. Por último, se supone que la superficie exterior del intercambiador está perfectamente aislada, de modo que no se tiene pérdida de calor hacia el medio circundante y cualquier transferencia de calor solo ocurre entre los dos fluidos. (p.640)

Teniendo en cuenta las premisas descritas, la primera ley de la termodinámica establece que la velocidad de transferencia de calor del fluido caliente debe ser igual a la del fluido frío, es decir:

$$\dot{Q} = \dot{m}_h c_{ph} (T_{h,ent} - T_{h,sal}) \quad (2.82)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{pc} (T_{c,sal} - T_{c,ent}) \quad (2.83)$$

En donde los subíndices c y h se refieren a los fluidos frío y caliente, respectivamente.

Donde:

\dot{m}_c, \dot{m}_h : Gastos de masa.

c_{pc}, c_{ph} : Calores específicos.

$T_{c,ent}, T_{h,ent}$: Temperaturas de entrada.

$T_{c,sal}, T_{h,sal}$: Temperaturas de salida.

Se puede definir ahora la razón de la capacidad calorífica como el producto del gasto de masa y el calor específico de un fluido, es decir:

$$C_h = \dot{m}_h c_{ph} \quad (2.84)$$

$$C_c = \dot{m}_c c_{pc} \quad (2.85)$$

En donde C_h y C_c son las razones de capacidad calorífica de los fluidos caliente y frío, respectivamente.

(Cengel & Ghajar, 2011) explica: La razón de capacidad calorífica de una corriente de fluido representa la velocidad de la transferencia de calor necesaria para cambiar la temperatura de esa corriente en 1°C conforme fluye por el intercambiador de calor. Nótese que en un intercambiador el fluido con una razón de capacidad calorífica grande experimenta un cambio pequeño en la temperatura y aquel con una razón de capacidad calorífica pequeña experimentará un cambio grande en la temperatura. (p.640)

La razón de transferencia de calor en un intercambiador se puede expresar de forma análoga a la ley de Newton del enfriamiento, de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = UA_t \Delta T_m \quad (2.86)$$

Donde:

\dot{Q} : Razón de transferencia neta de calor en el intercambiador. [W]

U : Coeficiente global de transferencia de calor. $\left[\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}\right]$

A_t : Área superficial total de transferencia de calor. [m^2]

ΔT_m : Diferencia promedio de temperatura entre los dos fluidos. [$^\circ\text{C}$]

2.4.4.1 Método de la diferencia media logarítmica de temperatura.

En la **Ecuación (2.86)** se describió que para calcular la razón neta de transferencia de calor resulta conveniente emplear una diferencia de temperatura promedio. Como se observa en la **Figura 30** se presenta un intercambiador de doble tubo con flujo paralelo, la diferencia de temperaturas de la salida y entrada de ambos fluidos no varían linealmente, lo hacen de manera exponencial.

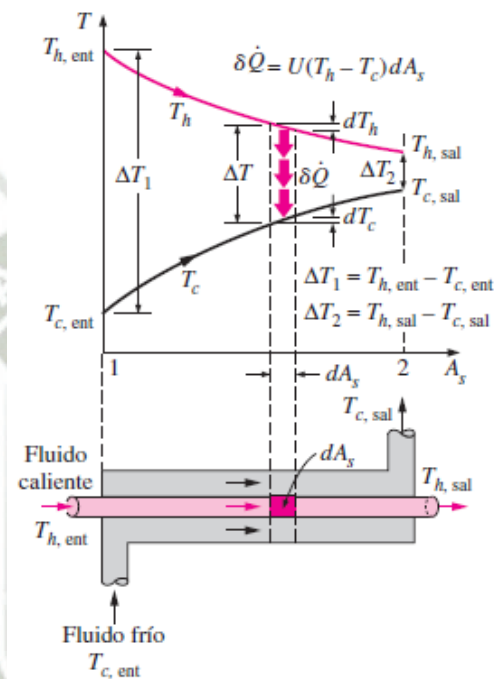


Figura 30: Variación de temperaturas en un intercambiador de doble tubo y flujo paralelo

Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011, p.642)

Por lo que el empleo de una diferencia promedio de temperaturas $\Delta T_m = \frac{1}{2}(\Delta T_1 + \Delta T_2)$ para el cálculo de la razón neta de transferencia de calor no es la mejor alternativa para obtener resultados certeros, es necesario el empleo de una expresión que refleje realmente el comportamiento de la variación de la temperatura en ambos fluidos, dicha expresión es la siguiente:

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (2.87)$$

Donde $LMTD$ es la diferencia media logarítmica de temperatura y es la forma apropiada de la diferencia de temperatura promedio que se debe emplear para el análisis de intercambiadores de calor.

“ $LMTD$ se obtiene siguiendo el perfil real de temperaturas de los fluidos a lo largo del intercambiador y es una representación exacta de la diferencia de temperatura promedio entre los fluidos caliente y frío” (Cengel & Ghajar, 2011, p.643).

En la **Figura 31** se representa la variación de temperaturas en un intercambiador de doble tubo y contraflujo.

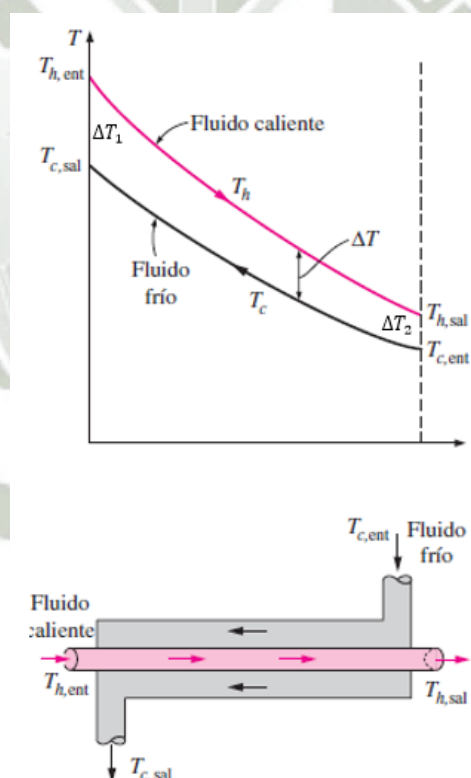


Figura 31: Variación de temperaturas en un intercambiador de doble tubo y contraflujo

Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011, p.644)

La **Ecuación (2.87)** para la LMTD se limita a intercambiadores de flujo paralelo y contraflujo, para intercambiadores de flujo cruzado y de tubos y coraza de pasos múltiples es necesario añadir un factor de corrección a la ecuación mencionada, resultando:

$$LMTD_{correctado} = F LMTD_{CF} \quad (2.88)$$

Donde F es el factor de corrección y $LMTD_{CF}$ es la diferencia media logarítmica de temperatura para el caso del intercambiador a contraflujo. El factor F depende de la configuración geométrica del intercambiador y de las temperaturas de entrada y salida de los fluidos.

(Cengel & Ghajar, 2011) explica: 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, $F < 1$. El valor límite de $F = 1$ corresponde al intercambiador a contraflujo. Por lo tanto, el factor de corrección F para un intercambiador es una medida de la desviación de la LMTD con respecto a los valores correspondientes para el caso de contraflujo. (p. 644)

En el **Anexo XIII** se da el factor de corrección F para un intercambiador de flujo cruzado con los dos fluidos de flujo no mezclado y está en función de las razones R y P , las cuales se definen:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (2.89)$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (2.90)$$

La razón de transferencia de calor en un intercambiador considerando su LMTD se puede expresar de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = UA_t LMTD_{correctado} \quad (2.91)$$

2.4.4.2 Método de la efectividad NTU.

El método de la efectividad es el más adecuado para determinar la razón de transferencia de calor y las temperaturas de salida de los fluidos, este método se basa en un parámetro adimensional llamado efectividad de la transferencia de calor ε definido como:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\text{Razón de transferencia de calor real}}{\text{Razón máxima posible de la transferencia de calor}} \quad (2.92)$$

La razón de transferencia de calor real de un intercambiador de calor se dio en la Ecuación (2.82) y (2.83):

$$\dot{Q} = C_c(T_{c,sal} - T_{c,ent}) = C_h(T_{h,ent} - T_{h,sal}) \quad (2.93)$$

En donde $C_h = \dot{m}_h c_{ph}$ y $C_c = \dot{m}_c c_{pc}$ son las razones de capacidad calorífica de los fluidos caliente y frío, respectivamente.

(Cengel & Ghajar, 2011) explica: Cuando $C_h \neq C_c$, el fluido con la razón de capacidad calorífica menor experimentará un cambio más grande en la temperatura y, de este modo, será el primero en experimentar la diferencia máxima de temperatura, en cuyo punto se suspenderá la transferencia de calor. (p. 652)

Considerando la anterior premisa, la razón máxima posible de transferencia de calor en un intercambiador es:

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{h,ent} - T_{c,ent}) \quad (2.94)$$

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

La efectividad ε se define en base de dos cantidades adimensionales. La primera se denomina número de unidades de transferencia o NTU , y se calcula:

$$NTU = \frac{UA_t}{C_{min}} \quad (2.95)$$

Donde:

U : Coeficiente global de transferencia de calor. $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$

A_t : Área superficial total de transferencia de calor. $[m^2]$

La segunda cantidad adimensional se denomina relación de capacidades C y se determina:

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (2.96)$$

Conociendo los valores de ambas cantidades adimensionales y dependiendo el tipo de intercambiador y la configuración del flujo, se puede ubicar en la **Tabla 4**, la ecuación adecuada para el cálculo de la efectividad ϵ .

Tabla 4: Relaciones de la efectividad para los intercambiadores de calor

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

Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011, p.656)

CAPITULO III

ANÁLISIS TÉCNICO

3.1 Características de los motores

02 Motores diésel estacionarios, de 4 tiempos, de simple efecto, con émbolos rotativos, turbo – alimentadores, refrigeradores de aire, inyección directa, con las siguientes características principales:

- Número de cilindros : 12 en V
- Diámetro de cilindro : 400 mm
- Carrera de émbolo : 480 mm
- Potencia efectiva máxima continua : 6,180 kW (8,460 BHP)
- Velocidad nominal : 514 RPM
- Velocidad media del émbolo : 8.22 m/s
- Presión media efectiva : 20.47 kg/cm²

El motor puede soportar una sobrecarga de 10% durante una hora, con un intervalo mínimo de 12 horas.

La potencia del motor se entiende para las siguientes condiciones nominales:

- Temperatura de agua cruda de refrigeración hasta 32 °C.
- Temperatura de aire hasta 45 °C y una humedad relativa hasta 85 °C.
- Caída de presión de aire de admisión hasta de 200 mm de col. Agua.
- Contrapresión de gases de escape hasta 500 mm de col. Agua.
- Altura de sitio: nivel de mar (presión atmosférica 760 mm Hg).

3.2 Características de trabajo

3.2.1 Localización.

Los motores diésel se encuentran ubicados en la provincia y departamento de Arequipa, a una altura de aproximada de 2,374 m.s.n.m. y una temperatura promedio anual de 23.0 °C.

3.2.2 Combustible.

El motor ha sido diseñado para consumir combustibles livianos y combustibles pesados tratados (diésel o petróleo residual), con la condición de que estos últimos sean calentados a tal punto que no puedan entrar en las bombas de combustible del motor con una viscosidad superior a 10/14 centi – Stokes, pudiendo tener las siguientes características:

- Peso específico : 0.98/cm³
- Contenido de azufre máximo : 4% en peso
- Contenido de vanadio máximo : 200m
- Contenido de sodio máximo : 50 ppm
- Número de cetano mínimo : 40 ppm
- Contenido de carbón conradson máximo : 10%

El motor puede quemar también combustibles de más baja calidad, lo cual ocasionará menores intervalos entre la programación de mantenimiento ocasionando incremento de gastos en mantenimiento.

El consumo en condiciones ISO, referido a un poder calorífico inferior de 10.200 kcal/kg (18.355 BTU/lb), es de:

- 4/4 carga : 146 gramos por BHP-h
- 3/4 carga : 144 gramos por BHP-h
- 1/2 carga : 142 gramos por BHP-h

El consumo puede variar alrededor de un 3%.

3.2.3 Potencia.

Las cifras indicadas están basadas en las siguientes condiciones ambientales y operando con Petróleo N° 6 y Diésel Oil, descritas en las siguientes especificaciones:

Potencia en Fábrica

- Temperatura de aire de admisión : 27 °C
- Humedad : 60 %
- Presión barométrica promedio : 750 mm Hg
- Temperatura de agua a la entrada del intercambiador : 27 °C

Potencia en Sitio

- Temperatura de aire ambiente : 22 °C
- Temperatura de sala de máquinas : 30 °C
- Altitud sobre el nivel del mar : 2,370 m
- Humedad relativa : 80 %

La **Tabla 5** muestra los valores de potencia en fábrica y en sitio del motor diésel.

Tabla 5: Potencia en fábrica y en sitio del motor diésel

| | Porcentaje de potencia máxima continua | | |
|--|---|-------------|-------------|
| | 100 % | 75 % | 50 % |
| Potencia en fábrica | | | |
| Potencia de salida en brida de acoplamiento, HP | 8,460 | 6,345 | 4,230 |
| Consumo específico de combustible, kCal/kWh | 2,030 | 2,003 | 2,030 |
| Potencia en sitio | | | |
| Potencia de salida en terminales de generador a 0.8 de factor de potencia kW | 4,812 | 3,609 | 2,406 |
| Consumo específico de combustible, kCal/kWh | 2,135 | 2,109 | 2,149 |
| Generador | | | |
| Potencia continua máxima en sitio a 0.8 de factor de potencia, kW | 4,812 | 3,609 | 2,406 |
| Eficiencia a 0.8 de factor de potencia, % | 96.2 | 96.1 | 95.6 |
| Eficiencia a 1.0 de factor de potencia, % | 97.3 | 97.1 | 96.4 |

Fuente: Datos técnicos de un motor diésel estacionario

3.2.4 Presiones y temperaturas de operación.

Tabla 6: Gama de presión y temperatura para motores generadores de potencia

| PRESIONES Y TEMPERATURAS EN POTENCIA DE SERVICIO CONTINUA | | | | | | | |
|---|---|--|----------------|-------------|-----------------------|----------|----|
| PUNTOS DE MEDIDA (parcialmente en el motor, parcialmente en el lado instalación) | | | Presión Bar | | Temperatura °C | | |
| | | | Min. | Max. | Min. | Max. | |
| AGUA DULCE | Agua de enfriamiento del cilindro | Orificio de entrada | 2 | 4.5 | 70 | | |
| | | Orificio de salida | | | 80 | 90 | |
| | Agua de enfriamiento de la Turbina (conectada con el enfriamiento del cilindro) | Orificio de entrada | | | 70 | | |
| | | Orificio de salida | | | | 90 | |
| | Agua de enfriamiento de la válvula de combustible | Orificio de entrada | 2 | 4.5 | 75 | | |
| | | Orificio de salida | | | | 85 | |
| | Agua de enfriamiento del aire de carga (sistema de enfriamiento central) | Orificio de entrada | | 4 | 25 | | |
| | | Orificio de salida | | | | | |
| AGUA DE MAR | Agua de enfriamiento del aire de carga | Orificio de entrada | | 4 | 25 | | |
| | | Orificio de salida | | | | 45 | |
| ACEITE LUBRICANTE | Aceite de los cojinetes + Aceite de enfriamiento del pistón | Orificio de entrada | 4 Normal | 7 5 | 50 Normal | 60 50 | |
| | | Orificio de salida | | | | | |
| | Cojinete principal | Casco del cojinete | | | | | |
| | Aceite del cojinete del turboalimentador | Manual del turboalimentador | | | | | |
| COMBUSTIBLE | Circulación del combustible | Orificio de entrada de las bombas de inyección | 4 Normal | 6 5 | Manual de instrucción | | |
| AIRE DE CARGA | Filtro de aire en el turboalimentador | Caída de presión admisible | | 100 mm w.g. | | | |
| | Sistema de admisión de aire (conductos, filtro, silenciador) | Caída de presión admisible | | 200 mm w.g. | | | |
| | Enfriador del aire de carga | Orificio de salida | | | | 35 | 65 |
| | | Caída de presión admisible | | | 350 mm w.g. | | |
| AIRE | Aire de arranque | Orificio de entrada del motor | 7 | 30 | | | |
| | Aire de control | Motor | 6 | 7.7 | | | |

Fuente: Datos técnicos de un motor diésel estacionario

3.3 Descripción de los circuitos de refrigeración de los motores

Cada motor cuenta con 03 circuitos de agua de refrigeración, son circuitos independientes y no se mezclan en ningún punto del motor, los circuitos refrigeran distintos componentes del motor a diferentes temperaturas:

- Circuito de agua cruda de refrigeración:

El agua cruda se emplea para la refrigeración del aire de admisión (carga), refrigeración del aceite y refrigeración de condensado del vapor utilizado para el calentamiento del combustible, para evitar la cavitación de la bomba de alimentación al calderín de recuperación.

El caudal de agua cruda de refrigeración requerido por motor es de 327 m³/hr.

El rango de temperaturas de operación es de mínimo 25 °C y un máximo de 40 °C.

- Circuito de agua de refrigeración de cilindros:

El agua de enfriamiento del cilindro (agua fresca) es suministrada al motor mediante los múltiples de distribución, uno en cada lado de la envoltura del motor. El agua enfría primero la parte superior de las camisas del cilindro. Luego, pasando por los agujeros tangenciales en las camisas del cilindro, fluye a la envoltura del guía de agua y luego a las culatas. El agua de enfriamiento sale de las culatas por la parte superior y luego fluye al múltiple colector.

En la culata, el agua de enfriamiento es conducida a través de agujeros adecuados hasta los asientos de las válvulas de entrada y de salida para enfriar estas piezas, que también se calientan durante el servicio.

Una parte del agua es bifurcada de los dos múltiples de distribución a cada lado del motor, y es llevada por ramales hacia los turboalimentadores, donde es usada para enfriar las envolturas respectivas de la entrada y salida del gas.

El caudal de agua de refrigeración de cilindros requerido por motor es de 168 m³/hr.

El rango de temperaturas de operación es de mínimo 70 °C y un máximo de 90 °C.

- Circuito de agua de refrigeración para los inyectores:

Las líneas de suministro y de retorno para el enfriamiento de los inyectores de combustible están conectadas a un circuito separado, cuya agua de enfriamiento puede ser precalentada.

Las tuberías de la entrada y salida de agua están conectadas a los lados de cada culata. El agua es alimentada a través de un agujero en la culata del cilindro entre el segundo y el tercer anillo de caucho (vistos desde arriba) insertados en las ranuras del inyector de combustible. El agua de enfriamiento llega hasta la cámara de enfriamiento a través de un agujero axial en el cuerpo del inyector y regresa nuevamente a lo largo de otro agujero desde donde deja la culata cerca de la conexión de entrada.

Se cuenta con 02 sistemas independientes de intercambio de calor, por motor, capaces de trabajar en paralelo y diseñados para enfriar el agua de refrigeración cruda y de cilindros a las condiciones necesarias, los sistemas son:

- Sistema de refrigeración agua – agua, constituido por intercambiadores de calor de coraza y tubos.
- Sistema de refrigeración agua – aire, constituido por intercambiadores de flujo transversal con ventiladores.

3.4 Análisis técnico del sistema de intercambio de calor agua – agua

3.4.1 Descripción del sistema.

El sistema de intercambio agua – agua está conformado por 03 intercambiadores de calor para cada motor, los cuales serán denominados A, B y C. En la **Figura 32** se muestra un esquema de la captación de agua y la distribución de los intercambiadores.

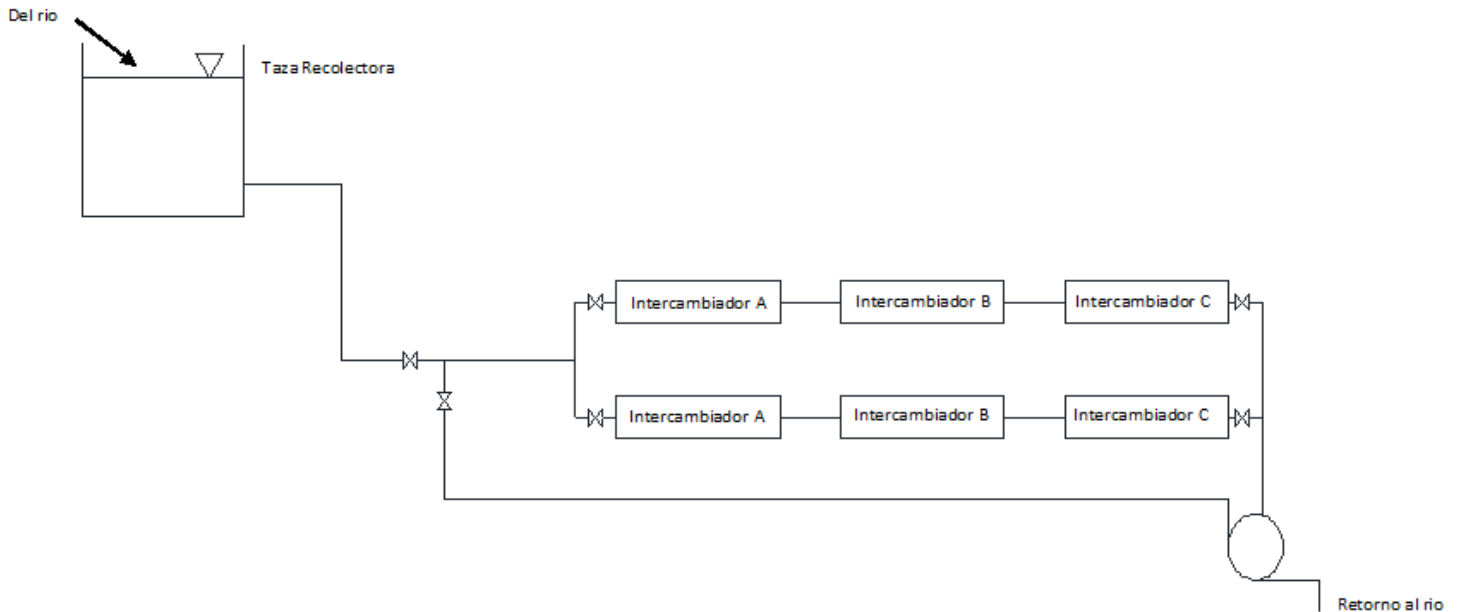


Figura 32: Esquema de captación de agua de la taza y distribución de los intercambiadores agua – agua

Fuente: Elaboración propia

Los intercambiadores son del tipo coraza y tubos con deflectores, de un paso en los tubos y en la coraza, en el interior de los tubos fluye el agua tomada de la taza (fluido frío) mientras que en la coraza fluye el agua de refrigeración de los motores (fluido caliente), la configuración de flujo de los fluidos es a contraflujo y los tubos tienen una distribución (arreglo) triangular.

Los intercambiadores A y B son utilizados para enfriar el agua cruda de refrigeración del motor, la cual ingresa por el intercambiador B (primera etapa) y sale por el intercambiador A (segunda etapa), el intercambio de calor para este circuito se produce en dos etapas; mientras que el intercambiador C es utilizado para enfriar el agua de refrigeración de cilindros es decir es un circuito de una etapa.

Los intercambiadores están conectados en serie de tal manera que el agua tomada de la taza (fluido frío) circula por los tres sucesivamente, ingresa por el intercambiador A y sale por

el C, el caudal no varía y aumenta su temperatura progresivamente. El caudal de diseño de fluido frío (agua de la taza) requerido por el sistema es de:

$$\dot{v} = 359.25 \frac{m^3}{hr} = 99.79 \frac{L}{s}$$

En la **Figura 33** se muestra la distribución de temperaturas de trabajo de cada intercambiador.

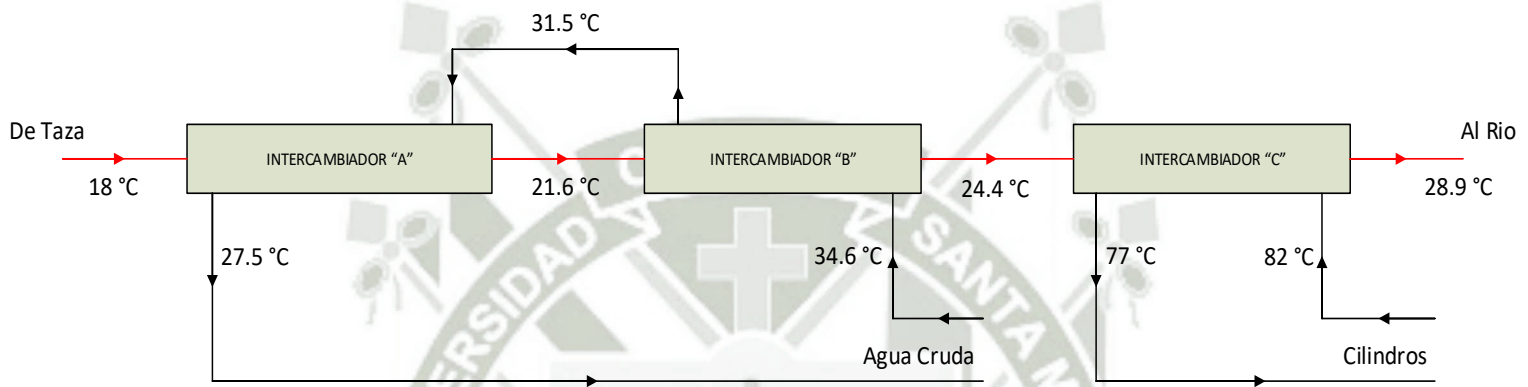


Figura 33: Distribución de temperaturas de trabajo en los intercambiadores agua – agua para un motor

Fuente: Elaboración propia

El sistema de intercambio de calor agua – agua (intercambiadores A, B y C) es idéntico para ambos motores por lo que el análisis se realizará de uno solo. Para diferenciar las propiedades de los fluidos en cada intercambiador, se colocará el subíndice t cuando estén referidas a lado de los tubos y el subíndice s cuando estén referidas al lado de la coraza.

3.4.2 Análisis técnico del intercambiador “A”.

Todos los datos técnicos listados a continuación fueron extraídos de los datos de diseño (Anexo XVI) y del plano del intercambiador A:

Datos de Diseño

- Diámetro interior de la coraza DI 25 pulgadas
- Número de tubos N_t 294 unidades
- Diámetro exterior del tubo do 0.945 pulgadas
- Diámetro interior del tubo di 0.866 pulgadas
- Longitud del tubo L 14.76 pies
- Espaciado de los tubos P_T 1.25 pulgadas
- Espaciado entre deflectores B 19.68 pulgadas
- Número de deflectores N 08 unidades
- Número de pasos n 01 paso
- Arreglo triangular de las tuberías

Datos de Temperaturas, Flujo Másico y Caudal

Lado de los tubos (fluido frío)

- Temperatura de entrada t_1 18.0 °C
64.40 °F
- Temperatura de salida t_2 21.6 °C
70.88 °F
- Flujo másico \dot{m} 792,000 lb/hr
- Caudal \dot{v} 359.25 m³/hr

Lado de la coraza (fluido caliente)

- Temperatura de entrada T_1 31.5 °C
88.70 °F
- Temperatura de salida T_2 27.5 °C
81.50 °F
- Flujo másico \dot{M} 717,200 lb/hr
- Caudal \dot{v} 325.32 m³/hr

Cálculos de Transferencia de Calor

Razón de transferencia de calor de la Ec. (2.5):

$$c = \text{Calor específico del agua} = 1 \frac{BTU}{lb \text{ } ^\circ F}$$

- Lado de los tubos (fluido frío):

$$\dot{Q} = \dot{m}c(t_2 - t_1)$$

$$\dot{Q} = 792,000(1)(70.88 - 64.40)$$

$$\dot{Q} = 5,132,160 \text{ BTU/hr} = 1,504.09 \text{ kW}$$

- Lado de la coraza (fluido caliente):

$$\dot{Q} = \dot{M}c(T_1 - T_2)$$

$$\dot{Q} = 717,200(1)(88.70 - 81.50)$$

$$\dot{Q} = 5,163,840 \text{ BTU/hr} = 1,513.38 \text{ kW}$$

Diferencia media logarítmica de temperatura para contraflujo de la **Ec. (2.87)** y la

Figura 31:

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(88.70 - 70.88) - (81.50 - 64.40)}{\ln\left(\frac{88.70 - 70.88}{81.50 - 64.40}\right)}$$

$$LMTD = 17.4575 \text{ } ^\circ F = 9.6986 \text{ } ^\circ C$$

El factor de corrección para el LMTD es 1 ya que se trata de un intercambiador a contraflujo de un solo paso en los tubos.

Temperatura promedio de la **Ec. (2.28)**:

- Lado de los tubos (fluido frío):

$t_p = \text{Temperatura promedio del fluido frío (} ^\circ F \text{)}$

$$t_p = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{64.40 + 70.88}{2}$$

$$t_p = 67.64 \text{ } ^\circ F = 19.80 \text{ } ^\circ C$$

- Lado de la coraza (fluido caliente):

$T_p = \text{Temperatura promedio del fluido caliente (} ^\circ F \text{)}$

$$T_p = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{88.70 + 81.50}{2}$$

$$T_p = 85.10 \text{ } ^\circ F = 29.50 \text{ } ^\circ C$$

Área de flujo para el lado de los tubos (fluido frío) de la **Ec. (2.59)**:

$a'_t = \text{área de la seccion transversal de la tubería (pulg}^2\text{)}$

$$a'_t = di^2 \frac{\pi}{4} = (0.866)^2 \frac{\pi}{4}$$

$$a'_t = 0.5890 \text{ pulg}^2$$

$$a_t = \frac{N_t a'_t}{144 n} = \frac{294(0.5890)}{144(1)}$$

$$a_t = 1.2026 \text{ pie}^2 = 0.1117 \text{ m}^2$$

Área de flujo transversal para el lado de la coraza (fluido caliente) de la **Ec. (2.60)**, la sección libre entre tubos de la **Fig. 27**:

$C' = \text{Sección libre entre tubos (pulg)}$

$$C' = P_T - do = 1.25 - 0.945$$

$$C' = 0.305 \text{ pulg}$$

$$a_s = \frac{DI C' B}{144 P_T} = \frac{25(0.305)(19.68)}{144(1.25)}$$

$$a_s = 0.8337 \text{ pie}^2 = 0.0775 \text{ m}^2$$

Masa velocidad de la **Ec. (2.58)**:

- Lado de los tubos (fluido frío):

$$G_t = \frac{\dot{m}}{a_t} = \frac{792,000}{1.2026}$$

$$G_t = 658,589.3112 \frac{\text{lb}}{\text{hr pie}^2} = 893.1986 \frac{\text{kg}}{\text{s m}^2}$$

- Lado de la coraza (fluido caliente):

$$G_s = \frac{\dot{M}}{a_s} = \frac{717,200}{0.8337}$$

$$G_s = 860,295.8816 \frac{\text{lb}}{\text{hr pie}^2} = 1,166.7591 \frac{\text{kg}}{\text{s m}^2}$$

Viscosidad dinámica del lado de los tubos (fluido frío) a $t_p = 67.64 \text{ }^\circ\text{F}$ del **Anexo IV**:

$$\mu_t = 1.05 \text{ cpoise} \times 2.42$$

$$\mu_t = 2.5410 \frac{\text{lb}}{\text{pie hr}}$$

Número de Reynolds del lado de los tubos (fluido frío) de la **Ec. (2.61)**:

$D = \text{Diámetro interior del tubo (pie)}$

$$Re_t = \frac{DG_t}{\mu_t} = \frac{(0.866/12)(658,589.3112)}{2.5410}$$

$$Re_t = 18,704.5239$$

Diámetro equivalente del lado de la coraza (fluido caliente) de la **Ec. (2.63)**:

$$de = \frac{4 \times \left(\frac{1}{2} P_T \times 0.86 P_T - \frac{1}{2} \pi do^2 / 4 \right)}{\frac{1}{2} \pi do}$$

$$de = \frac{4 \times \left(\frac{1}{2} \times 1.25 \times 0.86 \times 1.25 - \frac{1}{2} \pi (0.945)^2 / 4 \right)}{\frac{1}{2} \pi (0.945)}$$

$$de = 0.8655 \text{ pulg} = 0.0721 \text{ pie}$$

Viscosidad dinámica del lado de la coraza (fluido caliente) a $T_p = 85.10 \text{ }^\circ\text{F}$ del **Anexo**

IV:

$$\mu_s = 0.85 \text{ cpoise} \times 2.42$$

$$\mu_s = 2.0570 \frac{\text{lb}}{\text{pie hr}}$$

Número de Reynolds del lado de la coraza (fluido caliente) de la **Ec. (2.61)**:

$$Re_s = \frac{de G_s}{\mu_s} = \frac{(0.0721)(860,295.8816)}{2.0570}$$

$$Re_s = 30,164.4725$$

Factor de transferencia de calor:

- Lado de los tubos (fluido frío) para $Re_t = 18\,704.5239$ del **Anexo VI**:

$$\frac{L}{D} = \frac{14.76}{0.866/12} = 204.53$$

$$j_{h_t} = 65$$

- Lado de la coraza (fluido caliente) para $Re_s = 30\,164.4725$ del **Anexo VII**:

$$j_{h_s} = 100$$

Conductividad térmica y factor $\left(\frac{cu}{k}\right)^{1/3}$:

- Lado de los tubos (fluido frío) a $t_p = 67.64\text{ }^\circ F$ del **Anexo V**:

$$k_t = 0.3472 \frac{BTU}{hr\ pie^2\ ^\circ F / pie}$$

$$\left(\frac{c\mu_t}{k_t}\right)^{1/3} = \left(\frac{1(2.5410)}{0.3472}\right)^{1/3} = 1.9415$$

- Lado de la coraza (fluido caliente) a $T_p = 85.10\text{ }^\circ F$ del **Anexo V**:

$$k_s = 0.3556 \frac{BTU}{hr\ pie^2\ ^\circ F / pie}$$

$$\left(\frac{c\mu_s}{k_s}\right)^{1/3} = \left(\frac{1(2.0570)}{0.3556}\right)^{1/3} = 1.7951$$

Coefficiente de transferencia de calor por la razón de viscosidad:

- Lado de los tubos (fluido frío) de la **Ec. (2.55)**:

$$h_i = j_{h_t} \frac{k_t}{D} \left(\frac{c\mu_t}{k_t}\right)^{1/3} \phi_t$$

$$\frac{h_i}{\phi_t} = 65 \times \frac{0.3472}{0.866/12} \times 1.9415$$

$$\frac{h_i}{\phi_t} = 607.1529$$

- Lado de la coraza (fluido caliente) de la **Ec. (2.56)**:

$$h_o = j_{h_s} \frac{k_s}{de} \left(\frac{c\mu_s}{k_s}\right)^{1/3} \phi_s$$

$$\frac{h_o}{\phi_s} = 100 \times \frac{0.3556}{0.0721} \times 1.7951$$

$$\frac{h_o}{\phi_s} = 885.0553$$

Valor de h_i referido al diámetro exterior del tubo de la **Ec. (2.64)**:

$$\frac{h_{io}}{\phi_t} = \frac{h_i}{\phi_t} \frac{di}{do} = 607.1529 \times \frac{0.866}{0.945}$$

$$\frac{h_{io}}{\phi_t} = 556.3962$$

Temperatura de la pared del tubo de la **Ec. (2.65)**:

$$t_w = t_p + \frac{h_o/\phi_s}{h_{io}/\phi_t + h_o/\phi_s} (T_p - t_p)$$

$$t_w = 67.64 + \frac{885.0553}{556.3962 + 885.0553} (85.10 - 67.64)$$

$$t_w = 78.3605 \text{ } ^\circ F = 25.7558 \text{ } ^\circ C$$

Viscosidad dinámica a $t_w = 78.3605 \text{ } ^\circ F$ del **Anexo IV**:

$$\mu_w = 0.95 \text{ cpoise} \times 2.42$$

$$\mu_w = 2.2990 \frac{lb}{pie \text{ } hr}$$

Razón de viscosidad de la **Ec. (2.57)**:

- Lado de los tubos (fluido frío):

$$\phi_t = \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0.14} = \left(\frac{2.5410}{2.2990} \right)^{0.14} = 1.0141$$

- Lado de la coraza (fluido caliente):

$$\phi_s = \left(\frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{0.14} = \left(\frac{2.0570}{2.2990} \right)^{0.14} = 0.9845$$

Coefficiente corregido:

- Lado de los tubos (fluido frío) de la **Ec. (2.67)**:

$$h_{io} = \frac{h_{io}}{\phi_t} \phi_t = 556.3962 \times 1.0141$$

$$h_{io} = 564.2471 \frac{BTU}{hr \text{ } pie^2 \text{ } ^\circ F} = 3,203.9564 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

- Lado de la coraza (fluido caliente) de la **Ec. (2.68)**:

$$h_o = \frac{h_o}{\phi_s} \phi_s = 885.0553 \times 0.9845$$

$$h_o = 871.3803 \frac{BTU}{hr \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F} = 4,947.9465 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Coefficiente total de transferencia de calor de la **Ec. (2.69)**:

$$U_c = \frac{h_{io} h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{(564.2471)(871.3803)}{564.2471 + 871.3803}$$

$$U_c = 342.4801 \frac{BTU}{hr \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F} = 1,944.6999 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Área de transferencia de calor:

$a'' =$ Superficie externa de la tubería (pie)

$$a'' = \frac{2\pi(d_o/2)}{12} = \frac{2\pi(0.945/2)}{12} = 0.2474 \text{ pie}$$

$$A = a'' L N_t = (0.2474)(14.76)(294) = 1,073.5793 \text{ pie}^2 = 99.7388 \text{ m}^2$$

Razón de transferencia de calor de la **Ec. (2.91)**:

$$\dot{Q} = U_c A LMTD_{\text{corregido}} = 342.4801(1,073.5793)(17.4575)$$

$$\dot{Q} = 6,418,775.1824 \frac{BTU}{hr} = 1,881.1647 \text{ kW}$$

Cálculo de Eficiencia

$$\dot{m}_{coraza} = 717,200 \frac{lb}{hr} ; \dot{m}_{tubos} = 792,000 \frac{lb}{hr} ; C_p = 1 \frac{BTU}{lb \text{ } ^\circ F}$$

De la **Ec. (2.84)** y **(2.85)**:

$$C_h = \dot{m}_{coraza} C_p = 717,200 \times 1 = 717,200 \frac{BTU}{hr \text{ } ^\circ F}$$

$$C_c = \dot{m}_{tubos} C_p = 792,000 \times 1 = 792,000 \frac{BTU}{hr \text{ } ^\circ F}$$

$$C_{min} = 717,200 \frac{BTU}{hr \text{ } ^\circ F}$$

$$C_{max} = 792,000 \frac{BTU}{hr \text{ } ^\circ F}$$

Número de unidades de transferencia de la **Ec. (2.95)**:

$$NTU = \frac{U_c A_t}{C_{min}} = \frac{342.4801 \times 1,073.5793}{717,200}$$

$$NTU = 0.5127$$

Relación de capacidades de la **Ec. (2.96)**:

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{717,200}{792,000} = 0.9056$$

De la **Tabla 4**, se obtiene la ecuación de la eficiencia para un intercambiador a contraflujo de un solo paso en el lado coraza y tubos:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C)]}{1 - C \exp[-NTU(1 - C)]}$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-0.5127(1 - 0.9056)]}{1 - 0.9056 \times \exp[-0.5127(1 - 0.9056)]} = 0.3444 = 34.44 \%$$

Cálculos de Caída de Presión

- Lado de los tubos (fluido frío):

Factor de fricción para $Re_t = 18,704.5239$ del **Anexo VIII**:

$$f = 0.00023 \frac{pie^2}{pulg^2}$$

Caída de presión de la **Ec. (2.70)**:

$$\Delta P_t = \frac{f G_t^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D s \phi_t}$$

$$\Delta P_t = \frac{(0.00023)(658,589.3112)^2(14.76)(1)}{5.22 \times 10^{10} \times (0.866/12)(1)(1.0141)}$$

$$\Delta P_t = 0.3854 \frac{lb}{pulg^2} = 2.6575 \text{ kPa}$$

- Lado Coraza (Fluido caliente)

Factor de fricción para $Re_s = 30,164.4725$ del **Anexo IX**:

$$f = 0.0017 \frac{pie^2}{pulg^2}$$

Número de cruces de la **Ec. (2.71)**:

$$N + 1 = \frac{12L}{B} = \frac{12(14.76)}{19.68}$$

$$N + 1 = 9$$

$$DI = 25 \frac{pulg}{12} = 2.0833 \text{ pie}$$

Caída de presión de la **Ec. (2.72)**:

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 D I (N + 1)}{5.22 \times 10^{10} de s \phi_s}$$

$$\Delta P_s = \frac{(0.0017)(860,295.8816)^2 (2.0833)(9)}{5.22 \times 10^{10} \times (0.0721)(1)(0.9845)}$$

$$\Delta P_s = 6.3644 \frac{lb}{pulg^2} = 43.8808 kPa$$



3.4.3 Análisis técnico del intercambiador “B”.

Todos los datos técnicos listados a continuación fueron extraídos de los datos de diseño (Anexo XVII) y del plano del intercambiador B:

Datos de Diseño

- Diámetro interior de la coraza DI 25 pulgadas
- Número de tubos N_t 294 unidades
- Diámetro exterior del tubo do 0.945 pulgadas
- Diámetro interior del tubo di 0.866 pulgadas
- Longitud del tubo L 11.48 pies
- Espaciado de los tubos P_T 1.25 pulgadas
- Espaciado entre deflectores B 19.68 pulgadas
- Número de deflectores N 06 unidades
- Número de pasos n 01 paso
- Arreglo triangular de las tuberías

Datos de Temperaturas, Flujo Másico y Caudal

Lado de los tubos (fluido frío)

- Temperatura de entrada t_1 21.6 °C
70.88 °F
- Temperatura de salida t_2 24.4 °C
75.92 °F
- Flujo másico \dot{m} 792,000 lb/hr
- Caudal \dot{v} 359.25 m³/hr

Lado de la coraza (fluido caliente)

- Temperatura de entrada T_1 34.6 °C
94.28 °F
- Temperatura de salida T_2 31.5 °C
88.70 °F
- Flujo másico \dot{M} 717,200 lb/hr
- Caudal \dot{v} 325.32 m³/hr

Cálculos de Transferencia de Calor

Razón de transferencia de calor de la Ec. (2.5):

$$c = \text{Calor específico del agua} = 1 \frac{BTU}{lb \text{ } ^\circ F}$$

- Lado de los tubos (fluido frío):

$$\dot{Q} = \dot{m}c(t_2 - t_1)$$

$$\dot{Q} = 792,000(1)(75.92 - 70.88)$$

$$\dot{Q} = 3,991,680 \text{ BTU/hr} = 1,169.85 \text{ kW}$$

- Lado de la coraza (fluido caliente):

$$\dot{Q} = \dot{M}c(T_1 - T_2)$$

$$\dot{Q} = 717,200(1)(94.28 - 88.70)$$

$$\dot{Q} = 4,001,976 \text{ BTU/hr} = 1,172.87 \text{ kW}$$

Diferencia media logarítmica de temperatura para contraflujo de la **Ec. (2.87)** y la

Figura 31:

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(94.28 - 75.92) - (88.70 - 70.88)}{\ln\left(\frac{94.28 - 75.92}{88.70 - 70.88}\right)}$$

$$LMTD = 18.0887 \text{ } ^\circ F = 10.0493 \text{ } ^\circ C$$

El factor de corrección para el LMTD es 1 ya que se trata de un intercambiador a contraflujo de un solo paso en los tubos.

Temperatura promedio de la **Ec. (2.28)**:

- Lado de los tubos (fluido frío):

$t_p = \text{Temperatura promedio del fluido frío (} ^\circ F \text{)}$

$$t_p = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{70.88 + 75.92}{2}$$

$$t_p = 73.40 \text{ } ^\circ F = 23.00 \text{ } ^\circ C$$

- Lado de la coraza (fluido caliente):

$T_p = \text{Temperatura promedio del fluido caliente (} ^\circ F \text{)}$

$$T_p = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{94.28 + 88.70}{2}$$

$$T_p = 91.49 \text{ } ^\circ F = 33.05 \text{ } ^\circ C$$

Área de flujo para el lado de los tubos (fluido frío) de la **Ec. (2.59)**:

$a'_t = \text{área de la seccion transversal de la tubería (pulg}^2\text{)}$

$$a'_t = di^2 \frac{\pi}{4} = (0.866)^2 \frac{\pi}{4}$$

$$a'_t = 0.5890 \text{ pulg}^2$$

$$a_t = \frac{N_t a'_t}{144 n} = \frac{294(0.5890)}{144(1)}$$

$$a_t = 1.2026 \text{ pie}^2 = 0.1117 \text{ m}^2$$

Área de flujo transversal para el lado de la coraza (fluido caliente) de la **Ec. (2.60)**, la sección libre entre tubos de la **Fig. 27**:

$C' = \text{Sección libre entre tubos (pulg)}$

$$C' = P_T - do = 1.25 - 0.945$$

$$C' = 0.305 \text{ pulg}$$

$$a_s = \frac{DI C' B}{144 P_T} = \frac{25(0.305)(19.68)}{144(1.25)}$$

$$a_s = 0.8337 \text{ pie}^2 = 0.0775 \text{ m}^2$$

Masa velocidad de la **Ec. (2.58)**:

- Lado de los tubos (fluido frío):

$$G_t = \frac{\dot{m}}{a_t} = \frac{792,000}{1.2026}$$

$$G_t = 658,589.3112 \frac{\text{lb}}{\text{hr pie}^2} = 893.1986 \frac{\text{kg}}{\text{s m}^2}$$

- Lado de la coraza (fluido caliente):

$$G_s = \frac{\dot{M}}{a_s} = \frac{717,200}{0.8337}$$

$$G_s = 860,295.8816 \frac{\text{lb}}{\text{hr pie}^2} = 1,166.7591 \frac{\text{kg}}{\text{s m}^2}$$

Viscosidad dinámica del lado de los tubos (fluido frío) a $t_p = 73.40 \text{ }^\circ\text{F}$ del **Anexo IV**:

$$\mu_t = 0.96 \text{ cpoise} \times 2.42$$

$$\mu_t = 2.3232 \frac{\text{lb}}{\text{pie hr}}$$

Número de Reynolds del lado de los tubos (fluido frío) de la **Ec. (2.61)**:

$D = \text{Diámetro interior del tubo (pie)}$

$$Re_t = \frac{DG_t}{\mu_t} = \frac{(0.866/12)(658,589.3112)}{2.3232}$$

$$Re_t = 20,458.0730$$

Diámetro equivalente del lado de la coraza (fluido caliente) de la **Ec. (2.63)**:

$$de = \frac{4 \times \left(\frac{1}{2} P_T \times 0.86 P_T - \frac{1}{2} \pi do^2 / 4 \right)}{\frac{1}{2} \pi do}$$

$$de = \frac{4 \times \left(\frac{1}{2} \times 1.25 \times 0.86 \times 1.25 - \frac{1}{2} \pi (0.945)^2 / 4 \right)}{\frac{1}{2} \pi (0.945)}$$

$$de = 0.8655 \text{ pulg} = 0.0721 \text{ pie}$$

Viscosidad dinámica del lado de la coraza (fluido caliente) a $T_p = 91.49 \text{ }^\circ\text{F}$ del **Anexo**

IV:

$$\mu_s = 0.80 \text{ cpoise} \times 2.42$$

$$\mu_s = 1.9360 \frac{\text{lb}}{\text{pie hr}}$$

Número de Reynolds del lado de la coraza (fluido caliente) de la **Ec. (2.61)**:

$$Re_s = \frac{de G_s}{\mu_s} = \frac{(0.0721)(860,295.8816)}{1.9360}$$

$$Re_s = 32,049.7520$$

Factor de transferencia de calor:

- Lado de los tubos (fluido frío) para $Re_t = 20\,458.0730$ del **Anexo VI**:

$$\frac{L}{D} = \frac{11.48}{0.866/12} = 159.08$$

$$j_{h_t} = 70$$

- Lado de la coraza (fluido caliente) para $Re_s = 32\,049.7520$ del **Anexo VII**:

$$j_{h_s} = 110$$

Conductividad térmica y factor $\left(\frac{cu}{k}\right)^{1/3}$:

- Lado de los tubos (fluido frío) a $t_p = 73.40\text{ }^\circ F$ del **Anexo V**:

$$k_t = 0.3499 \frac{BTU}{hr\ pie^2\ ^\circ F / pie}$$

$$\left(\frac{c\mu_t}{k_t}\right)^{1/3} = \left(\frac{1(2.3232)}{0.3499}\right)^{1/3} = 1.8795$$

- Lado de la coraza (fluido caliente) a $T_p = 91.49\text{ }^\circ F$ del **Anexo V**:

$$k_s = 0.3585 \frac{BTU}{hr\ pie^2\ ^\circ F / pie}$$

$$\left(\frac{c\mu_s}{k_s}\right)^{1/3} = \left(\frac{1(1.9360)}{0.3585}\right)^{1/3} = 1.7544$$

Coeficiente de transferencia de calor por la razón de viscosidad:

- Lado de los tubos (fluido frío) de la **Ec. (2.55)**:

$$h_i = j_{h_t} \frac{k_t}{D} \left(\frac{c\mu_t}{k_t}\right)^{1/3} \phi_t$$

$$\frac{h_i}{\phi_t} = 70 \times \frac{0.3499}{0.866/12} \times 1.8795$$

$$\frac{h_i}{\phi_t} = 637.9004$$

- Lado de la coraza (fluido caliente) de la **Ec. (2.56)**:

$$h_o = j_{h_s} \frac{k_s}{de} \left(\frac{c\mu_s}{k_s}\right)^{1/3} \phi_s$$

$$\frac{h_o}{\phi_s} = 110 \times \frac{0.3585}{0.0721} \times 1.7544$$

$$\frac{h_o}{\phi_s} = 959.2645$$

Valor de h_i referido al diámetro exterior del tubo de la **Ec. (2.64)**:

$$\frac{h_{io}}{\phi_t} = \frac{h_i}{\phi_t} \frac{di}{do} = 637.9004 \times \frac{0.866}{0.945}$$

$$\frac{h_{io}}{\phi_t} = 584.5733$$

Temperatura de la pared del tubo de la **Ec. (2.65)**:

$$t_w = t_p + \frac{h_o/\phi_s}{h_{io}/\phi_t + h_o/\phi_s} (T_p - t_p)$$

$$t_w = 73.40 + \frac{959.2645}{584.5733 + 959.2645} (91.49 - 73.40)$$

$$t_w = 84.6402 \text{ } ^\circ F = 29.2446 \text{ } ^\circ C$$

Viscosidad dinámica a $t_w = 84.6402 \text{ } ^\circ F$ del **Anexo IV**:

$$\mu_w = 0.85 \text{ cpoise} \times 2.42$$

$$\mu_w = 2.0570 \frac{lb}{pie \text{ } hr}$$

Razón de viscosidad de la **Ec. (2.57)**:

- Lado de los tubos (fluido frío):

$$\phi_t = \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0.14} = \left(\frac{2.3232}{2.0570} \right)^{0.14} = 1.0172$$

- Lado de la coraza (fluido caliente):

$$\phi_s = \left(\frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{0.14} = \left(\frac{1.9360}{2.0570} \right)^{0.14} = 0.9915$$

Coefficiente corregido:

- Lado de los tubos (fluido frío) de la **Ec. (2.67)**:

$$h_{io} = \frac{h_{io}}{\phi_t} \phi_t = 584.5733 \times 1.0172$$

$$h_{io} = 594.6183 \frac{BTU}{hr \text{ } pie^2 \text{ } ^\circ F} = 3,376.4128 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

- Lado de la coraza (fluido caliente) de la **Ec. (2.68)**:

$$h_o = \frac{h_o}{\phi_s} \phi_s = 959.2645 \times 0.9915$$

$$h_o = 951.1573 \frac{BTU}{hr \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F} = 5,400.9428 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Coefficiente total de transferencia de calor de la **Ec. (2.69)**:

$$U_c = \frac{h_{io} h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{(594.6183)(951.1573)}{594.6183 + 951.1573}$$

$$U_c = 365.8846 \frac{BTU}{hr \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F} = 2,077.5975 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Área de transferencia de calor:

$a'' =$ Superficie externa de la tubería (pie)

$$a'' = \frac{2\pi(d_o/2)}{12} = \frac{2\pi(0.945/2)}{12} = 0.2474 \text{ pie}$$

$$A = a'' LN_t = (0.2474)(11.48)(294) = 835.0061 \text{ pie}^2 = 77.5746 \text{ m}^2$$

Razón de transferencia de calor de la **Ec. (2.91)**:

$$\dot{Q} = U_c A LMTD_{\text{corregido}} = 365.8846(835.0061)(18.0887)$$

$$\dot{Q} = 5,526,372.4508 \frac{BTU}{hr} = 1,619.6263 \text{ kW}$$

Cálculo de Eficiencia

$$\dot{m}_{coraza} = 717,200 \frac{lb}{hr} ; \dot{m}_{tubos} = 792,000 \frac{lb}{hr} ; C_p = 1 \frac{BTU}{lb \text{ } ^\circ F}$$

De la **Ec. (2.84)** y **(2.85)**:

$$C_h = \dot{m}_{coraza} C_p = 717,200 \times 1 = 717,200 \frac{BTU}{hr \text{ } ^\circ F}$$

$$C_c = \dot{m}_{tubos} C_p = 792,000 \times 1 = 792,000 \frac{BTU}{hr \text{ } ^\circ F}$$

$$C_{min} = 717,200 \frac{BTU}{hr \text{ } ^\circ F}$$

$$C_{max} = 792,000 \frac{BTU}{hr \text{ } ^\circ F}$$

Número de unidades de transferencia de la **Ec. (2.95)**:

$$NTU = \frac{U_c A_t}{C_{min}} = \frac{365.8846 \times 835.0061}{717,200}$$

$$NTU = 0.4260$$

Relación de capacidades de la **Ec. (2.96)**:

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{717,200}{792,000} = 0.9056$$

De la **Tabla 4**, se obtiene la ecuación de la eficiencia para un intercambiador a contraflujo de un solo paso en el lado coraza y tubos:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C)]}{1 - C \exp[-NTU(1 - C)]}$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-0.4260(1 - 0.9056)]}{1 - 0.9056 \times \exp[-0.4260(1 - 0.9056)]} = 0.3030 = 30.30 \%$$

Cálculos de Caída de Presión

- Lado de los tubos (fluido frío):

Factor de fricción para $Re_t = 20,458.0730$ del **Anexo VIII**:

$$f = 0.00023 \frac{pie^2}{pulg^2}$$

Caída de presión de la **Ec. (2.70)**:

$$\Delta P_t = \frac{f G_t^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D s \phi_t}$$

$$\Delta P_t = \frac{(0.00023)(658,589.3112)^2(11.48)(1)}{5.22 \times 10^{10} \times (0.866/12)(1)(1.0172)}$$

$$\Delta P_t = 0.2989 \frac{lb}{pulg^2} = 2.0607 \text{ kPa}$$

- Lado Coraza (Fluido caliente)

Factor de fricción para $Re_s = 32,049.7520$ del **Anexo IX**:

$$f = 0.0017 \frac{pie^2}{pulg^2}$$

Número de cruces de la **Ec. (2.71)**:

$$N + 1 = \frac{12L}{B} = \frac{12(11.48)}{19.68}$$

$$N + 1 = 7$$

$$DI = 25 \text{ pulg} / 12 = 2.0833 \text{ pie}$$

Caída de presión de la **Ec. (2.72)**:

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 D I (N + 1)}{5.22 \times 10^{10} de s \phi_s}$$

$$\Delta P_s = \frac{(0.0017)(860,295.8816)^2 (2.0833)(7)}{5.22 \times 10^{10} \times (0.0721)(1)(0.9915)}$$

$$\Delta P_s = 4.9151 \frac{lb}{pulg^2} = 33.8886 kPa$$



3.4.4 Análisis técnico del intercambiador “C”.

Todos los datos técnicos listados a continuación fueron extraídos de los datos de diseño (Anexo XVIII) y del plano del intercambiador C:

Datos de Diseño

- Diámetro interior de la coraza DI 21.25 pulgadas
- Número de tubos N_t 199 unidades
- Diámetro exterior del tubo do 0.945 pulgadas
- Diámetro interior del tubo di 0.866 pulgadas
- Longitud del tubo L 11.48 pies
- Espaciado de los tubos P_T 1.25 pulgadas
- Espaciado entre deflectores B 12.52 pulgadas
- Número de deflectores N 10 unidades
- Número de pasos n 01 paso
- Arreglo triangular de las tuberías

Datos de Temperaturas, Flujo Másico y Caudal

Lado de los tubos (fluido frío)

- Temperatura de entrada t_1 24.4 °C
75.92 °F
- Temperatura de salida t_2 28.9 °C
84.02 °F
- Flujo másico \dot{m} 792,000 lb/hr
- Caudal \dot{v} 359.25 m³/hr

Lado de la coraza (fluido caliente)

- Temperatura de entrada T_1 82.0 °C
179.60 °F
- Temperatura de salida T_2 77.0 °C
170.60 °F
- Flujo másico \dot{M} 369,600 lb/hr
- Caudal \dot{v} 167.65 m³/hr

Cálculos de Transferencia de Calor

Razón de transferencia de calor de la Ec. (2.5):

$$c = \text{Calor específico del agua} = 1 \frac{BTU}{lb \text{ } ^\circ F}$$

- Lado de los tubos (fluido frío):

$$\dot{Q} = \dot{m}c(t_2 - t_1)$$

$$\dot{Q} = 792,000(1)(84.02 - 75.92)$$

$$\dot{Q} = 6,415,200 \text{ BTU/hr} = 1,880.12 \text{ kW}$$

- Lado de la coraza (fluido caliente):

$$\dot{Q} = \dot{M}c(T_1 - T_2)$$

$$\dot{Q} = 369,600(1)(179.60 - 170.60)$$

$$\dot{Q} = 3,326,400 \text{ BTU/hr} = 974.88 \text{ kW}$$

Diferencia media logarítmica de temperatura para contraflujo de la **Ec. (2.87)** y la

Figura 31:

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(179.60 - 84.02) - (170.60 - 75.92)}{\ln\left(\frac{179.60 - 84.02}{170.60 - 75.92}\right)}$$

$$LMTD = 95.1293 \text{ } ^\circ F = 52.8496 \text{ } ^\circ C$$

El factor de corrección para el LMTD es 1 ya que se trata de un intercambiador a contraflujo de un solo paso en los tubos.

Temperatura promedio de la **Ec. (2.28)**:

- Lado de los tubos (fluido frío):

$t_p =$ Temperatura promedio del fluido frío ($^\circ F$)

$$t_p = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{75.92 + 84.02}{2}$$

$$t_p = 79.97 \text{ } ^\circ F = 26.65 \text{ } ^\circ C$$

- Lado de la coraza (fluido caliente):

$T_p =$ Temperatura promedio del fluido caliente ($^\circ F$)

$$T_p = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{179.60 + 170.60}{2}$$

$$T_p = 175.10 \text{ } ^\circ F = 79.50 \text{ } ^\circ C$$

Área de flujo para el lado de los tubos (fluido frío) de la **Ec. (2.59)**:

$a'_t =$ área de la sección transversal de la tubería (pulg^2)

$$a'_t = di^2 \frac{\pi}{4} = (0.866)^2 \frac{\pi}{4}$$

$$a'_t = 0.5890 \text{ pulg}^2$$

$$a_t = \frac{N_t a'_t}{144 n} = \frac{199(0.5890)}{144(1)}$$

$$a_t = 0.8140 \text{ pie}^2 = 0.0756 \text{ m}^2$$

Área de flujo transversal para el lado de la coraza (fluido caliente) de la **Ec. (2.60)**, la sección libre entre tubos de la **Fig. 27**:

$C' = \text{Sección libre entre tubos (pulg)}$

$$C' = P_T - do = 1.25 - 0.945$$

$$C' = 0.305 \text{ pulg}$$

$$a_s = \frac{DI C' B}{144 P_T} = \frac{21.25(0.305)(12.52)}{144(1.25)}$$

$$a_s = 0.4508 \text{ pie}^2 = 0.0419 \text{ m}^2$$

Masa velocidad de la **Ec. (2.58)**:

- Lado de los tubos (fluido frío):

$$G_t = \frac{\dot{m}}{a_t} = \frac{792,000}{0.8140}$$

$$G_t = 972,991.2436 \frac{\text{lb}}{\text{hr pie}^2} = 1,319.5999 \frac{\text{kg}}{\text{s m}^2}$$

- Lado de la coraza (fluido caliente):

$$G_s = \frac{\dot{M}}{a_s} = \frac{369,600}{0.4508}$$

$$G_s = 819,863.1466 \frac{\text{lb}}{\text{hr pie}^2} = 1,111.9230 \frac{\text{kg}}{\text{s m}^2}$$

Viscosidad dinámica del lado de los tubos (fluido frío) a $t_p = 79.97 \text{ }^\circ\text{F}$ del **Anexo IV**:

$$\mu_t = 0.90 \text{ cpoise} \times 2.42$$

$$\mu_t = 2.1780 \frac{\text{lb}}{\text{pie hr}}$$

Número de Reynolds del lado de los tubos (fluido frío) de la **Ec. (2.61)**:

$D = \text{Diámetro interior del tubo (pie)}$

$$Re_t = \frac{DG_t}{\mu_t} = \frac{(0.866/12)(972,991.2436)}{2.1780}$$

$$Re_t = 32,239.4558$$

Diámetro equivalente del lado de la coraza (fluido caliente) de la **Ec. (2.63)**:

$$de = \frac{4 \times \left(\frac{1}{2} P_T \times 0.86 P_T - \frac{1}{2} \pi do^2 / 4 \right)}{\frac{1}{2} \pi do}$$

$$de = \frac{4 \times \left(\frac{1}{2} \times 1.25 \times 0.86 \times 1.25 - \frac{1}{2} \pi (0.945)^2 / 4 \right)}{\frac{1}{2} \pi (0.945)}$$

$$de = 0.8655 \text{ pulg} = 0.0721 \text{ pie}$$

Viscosidad dinámica del lado de la coraza (fluido caliente) a $T_p = 175.10 \text{ }^\circ\text{F}$ del **Anexo**

IV:

$$\mu_s = 0.36 \text{ cpoise} \times 2.42$$

$$\mu_s = 0.8712 \frac{\text{lb}}{\text{pie hr}}$$

Número de Reynolds del lado de la coraza (fluido caliente) de la **Ec. (2.61)**:

$$Re_s = \frac{de G_s}{\mu_s} = \frac{(0.0721)(819,863.1466)}{0.8712}$$

$$Re_s = 67,874.3496$$

Factor de transferencia de calor:

- Lado de los tubos (fluido frío) para $Re_t = 32\,239.4558$ del **Anexo VI**:

$$\frac{L}{D} = \frac{11.48}{0.866/12} = 159.08$$

$$j_{h_t} = 100$$

- Lado de la coraza (fluido caliente) para $Re_s = 67\,874.3496$ del **Anexo VII**:

$$j_{h_s} = 160$$

Conductividad térmica y factor $\left(\frac{cu}{k}\right)^{1/3}$:

- Lado de los tubos (fluido frío) a $t_p = 79.97^\circ F$ del **Anexo V**:

$$k_t = 0.3531 \frac{BTU}{hr\ pie^2\ ^\circ F / pie}$$

$$\left(\frac{c\mu_t}{k_t}\right)^{1/3} = \left(\frac{1(2.1780)}{0.3531}\right)^{1/3} = 1.8339$$

- Lado de la coraza (fluido caliente) a $T_p = 175.10^\circ F$ del **Anexo V**:

$$k_s = 0.3976 \frac{BTU}{hr\ pie^2\ ^\circ F / pie}$$

$$\left(\frac{c\mu_s}{k_s}\right)^{1/3} = \left(\frac{1(0.8712)}{0.3976}\right)^{1/3} = 1.2988$$

Coefficiente de transferencia de calor por la razón de viscosidad:

- Lado de los tubos (fluido frío) de la **Ec. (2.55)**:

$$h_i = j_{h_t} \frac{k_t}{D} \left(\frac{c\mu_t}{k_t}\right)^{1/3} \phi_t$$

$$\frac{h_i}{\phi_t} = 100 \times \frac{0.3531}{0.866/12} \times 1.8339$$

$$\frac{h_i}{\phi_t} = 897.3209$$

- Lado de la coraza (fluido caliente) de la **Ec. (2.56)**:

$$h_o = j_{h_s} \frac{k_s}{de} \left(\frac{c\mu_s}{k_s}\right)^{1/3} \phi_s$$

$$\frac{h_o}{\phi_s} = 160 \times \frac{0.3976}{0.0721} \times 1.2988$$

$$\frac{h_o}{\phi_s} = 1,145.6220$$

Valor de h_i referido al diámetro exterior del tubo de la **Ec. (2.64)**:

$$\frac{h_{io}}{\phi_t} = \frac{h_i}{\phi_t} \frac{di}{do} = 897.3209 \times \frac{0.866}{0.945}$$

$$\frac{h_{io}}{\phi_t} = 822.3068$$

Temperatura de la pared del tubo de la **Ec. (2.65)**:

$$t_w = t_p + \frac{h_o/\phi_s}{h_{io}/\phi_t + h_o/\phi_s} (T_p - t_p)$$

$$t_w = 79.97 + \frac{1,145.6220}{822.3068 + 1,145.6220} (175.10 - 79.97)$$

$$t_w = 135.3496 \text{ } ^\circ F = 57.4164 \text{ } ^\circ C$$

Viscosidad dinámica a $t_w = 135.3496 \text{ } ^\circ F$ del **Anexo IV**:

$$\mu_w = 0.51 \text{ cpoise} \times 2.42$$

$$\mu_w = 1.2342 \frac{lb}{pie \text{ } hr}$$

Razón de viscosidad de la **Ec. (2.57)**:

- Lado de los tubos (fluido frío):

$$\phi_t = \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0.14} = \left(\frac{2.1780}{1.2342} \right)^{0.14} = 1.0828$$

- Lado de la coraza (fluido caliente):

$$\phi_s = \left(\frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{0.14} = \left(\frac{0.8712}{1.2342} \right)^{0.14} = 0.9524$$

Coefficiente corregido:

- Lado de los tubos (fluido frío) de la **Ec. (2.67)**:

$$h_{io} = \frac{h_{io}}{\phi_t} \phi_t = 822.3068 \times 1.0828$$

$$h_{io} = 890.3648 \frac{BTU}{hr \text{ } pie^2 \text{ } ^\circ F} = 5,055.7459 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

- Lado de la coraza (fluido caliente) de la **Ec. (2.68)**:

$$h_o = \frac{h_o}{\phi_s} \phi_s = 1,145.6220 \times 0.9524$$

$$h_o = 1,091.0983 \frac{BTU}{hr \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F} = 6,195.5676 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Coefficiente total de transferencia de calor de la **Ec. (2.69)**:

$$U_c = \frac{h_{io} h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{(890.3648)(1,091.0983)}{890.3648 + 1,091.0983}$$

$$U_c = 490.2819 \frac{BTU}{hr \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F} = 2,783.9608 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Área de transferencia de calor:

$a'' =$ Superficie externa de la tubería (pie)

$$a'' = \frac{2\pi(d_o/2)}{12} = \frac{2\pi(0.945/2)}{12} = 0.2474 \text{ pie}$$

$$A = a'' L N_t = (0.2474)(11.48)(199) = 565.1912 \text{ ft}^2 = 52.5080 \text{ m}^2$$

Razón de transferencia de calor de la **Ec. (2.91)**:

$$\dot{Q} = U_c A LMTD_{\text{corregido}} = 490.2819(565.1912)(95.1293)$$

$$\dot{Q} = 26,360,614.6963 \frac{BTU}{hr} = 7,725.5639 \text{ kW}$$

Cálculo de Eficiencia

$$\dot{m}_{coraza} = 369,600 \frac{lb}{hr} ; \dot{m}_{tubos} = 792,000 \frac{lb}{hr} ; C_p = 1 \frac{BTU}{lb \text{ } ^\circ F}$$

De la **Ec. (2.84)** y **(2.85)**:

$$C_h = \dot{m}_{coraza} C_p = 369,600 \times 1 = 369,600 \frac{BTU}{hr \text{ } ^\circ F}$$

$$C_c = \dot{m}_{tubos} C_p = 792,000 \times 1 = 792,000 \frac{BTU}{hr \text{ } ^\circ F}$$

$$C_{min} = 369,600 \frac{BTU}{hr \text{ } ^\circ F}$$

$$C_{max} = 792,000 \frac{BTU}{hr \text{ } ^\circ F}$$

Número de unidades de transferencia de la **Ec. (2.95)**:

$$NTU = \frac{U_c A_t}{C_{min}} = \frac{490.2819 \times 565.1912}{369,600}$$

$$NTU = 0.7497$$

Relación de capacidades de la **Ec. (2.96)**:

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{369,600}{792,000} = 0.4667$$

De la **Tabla 4**, se obtiene la ecuación de la eficiencia para un intercambiador a contraflujo de un solo paso en el lado coraza y tubos:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C)]}{1 - C \exp[-NTU(1 - C)]}$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-0.7497(1 - 0.4667)]}{1 - 0.4667 \times \exp[-0.7497(1 - 0.4667)]} = 0.4796 = 47.96 \%$$

Cálculos de Caída de Presión

- Lado de los tubos (fluido frío):

Factor de fricción para $Re_t = 32,239.4558$ y del **Anexo VIII**:

$$f = 0.00020 \text{ pie}^2 / \text{pulg}^2$$

Caída de presión de la **Ec. (2.70)**:

$$\Delta P_t = \frac{f G_t^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D s \phi_t}$$

$$\Delta P_t = \frac{(0.00020)(972,991.2436)^2(11.48)(1)}{5.22 \times 10^{10} \times (0.866/12)(1)(1.0828)}$$

$$\Delta P_t = 0.5329 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2} = 3.6742 \text{ kPa}$$

- Lado Coraza (Fluido caliente)

Factor de fricción para $Re_s = 67,874.3496$ y del **Anexo IX**:

$$f = 0.0015 \text{ pie}^2 / \text{pulg}^2$$

Número de cruces de la **Ec. (2.71)**:

$$N + 1 = \frac{12L}{B} = \frac{12(11.48)}{12.52}$$

$$N + 1 = 11$$

$$DI = 21.25 \text{ pulg} / 12 = 1.7708 \text{ pie}$$

Caída de presión de la **Ec. (2.72)**:

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 D I (N + 1)}{5.22 \times 10^{10} de s \phi_s}$$

$$\Delta P_s = \frac{(0.0015)(819,863.1466)^2(1.7708)(11)}{5.22 \times 10^{10} \times (0.0721)(1)(0.9524)}$$

$$\Delta P_s = 5.4773 \frac{lb}{pulg^2} = 37.7649 \text{ kPa}$$

En las **Tablas 7, 8 y 9** se muestran el resumen de los resultados obtenidos en el análisis técnico de los intercambiadores A, B y C, respectivamente.



Tabla 7: Resultados del análisis técnico del intercambiador A

| Intercambiador A | Lado Tubos | Lado Coraza |
|--|--|--|
| | $t_1 = 18.0\text{ }^\circ\text{C}$; $t_2 = 21.6\text{ }^\circ\text{C}$ | $T_1 = 31.5\text{ }^\circ\text{C}$; $T_2 = 27.5\text{ }^\circ\text{C}$ |
| | $\dot{m} = 99.79\text{ }\frac{\text{kg}}{\text{s}}$; $\dot{v} = 359.25\text{ }\frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$ | $\dot{M} = 90.37\text{ }\frac{\text{kg}}{\text{s}}$; $\dot{v} = 325.32\text{ }\frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$ |
| Razón de transferencia de calor | $\dot{Q} = 1,504.09\text{ kW}$ | $\dot{Q} = 1,513.38\text{ kW}$ |
| LMTD | $LMTD = 9.6986\text{ }^\circ\text{C}$ | |
| Temperatura promedio | $t_p = 19.80\text{ }^\circ\text{C}$ | $T_p = 29.50\text{ }^\circ\text{C}$ |
| Área de flujo | $a_t = 0.1117\text{ m}^2$ | $a_s = 0.0775\text{ m}^2$ |
| Masa velocidad | $G_t = 893.1986\text{ }\frac{\text{kg}}{\text{s m}^2}$ | $G_s = 1,166.7591\text{ }\frac{\text{kg}}{\text{s m}^2}$ |
| Número de Reynolds | $Re_t = 18,704.5239$ | $Re_s = 30,164.4725$ |
| Factor de transferencia de calor | $j_{h_t} = 65$ | $j_{h_s} = 100$ |
| Factor $\left(\frac{cu}{k}\right)^{1/3}$ | $\left(\frac{c\mu_t}{k_t}\right)^{1/3} = 1.9415$ | $\left(\frac{c\mu_s}{k_s}\right)^{1/3} = 1.7951$ |
| Temperatura de la pared del tubo | $t_w = 25.7558\text{ }^\circ\text{C}$ | |
| Razón de Viscosidad | $\phi_t = 1.0141$ | $\phi_s = 0.9845$ |
| Coefficiente de convección | $h_{io} = 3,203.9564\text{ }\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C}}$ | $h_o = 4,947.9465\text{ }\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C}}$ |
| Coefficiente total de transferencia de calor | $U_c = 1,944.6999\text{ }\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C}}$ | |
| Área de transferencia de calor | $A = 99.7388\text{ m}^2$ | |
| Razón de transferencia de calor del intercambiador | $\dot{Q} = 1,881.1647\text{ kW}$ | |
| Eficiencia | $\varepsilon = 34.44\text{ }%$ | |
| Caída de presión | $\Delta P_t = 2.6575\text{ kPa}$ | $\Delta P_s = 43.8808\text{ kPa}$ |

Fuente: Elaboración propia

Tabla 8: Resultados del análisis técnico del intercambiador B

| Intercambiador B | Lado Tubos | Lado Coraza |
|--|--|--|
| | $t_1 = 21.6\text{ }^\circ\text{C}$; $t_2 = 24.4\text{ }^\circ\text{C}$ | $T_1 = 34.6\text{ }^\circ\text{C}$; $T_2 = 31.5\text{ }^\circ\text{C}$ |
| | $\dot{m} = 99.79\text{ }\frac{\text{kg}}{\text{s}}$; $\dot{v} = 359.25\text{ }\frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$ | $\dot{M} = 90.37\text{ }\frac{\text{kg}}{\text{s}}$; $\dot{v} = 325.32\text{ }\frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$ |
| Razón de transferencia de calor | $\dot{Q} = 1,169.85\text{ kW}$ | $\dot{Q} = 1,172.87\text{ kW}$ |
| LMTD | $LMTD = 10.0493\text{ }^\circ\text{C}$ | |
| Temperatura promedio | $t_p = 23.00\text{ }^\circ\text{C}$ | $T_p = 33.05\text{ }^\circ\text{C}$ |
| Área de flujo | $a_t = 0.1117\text{ m}^2$ | $a_s = 0.0775\text{ m}^2$ |
| Masa velocidad | $G_t = 893.1986\text{ }\frac{\text{kg}}{\text{s m}^2}$ | $G_s = 1,166.7591\text{ }\frac{\text{kg}}{\text{s m}^2}$ |
| Número de Reynolds | $Re_t = 20,458.0730$ | $Re_s = 32,049.7520$ |
| Factor de transferencia de calor | $j_{ht} = 70$ | $j_{hs} = 110$ |
| Factor $\left(\frac{cu}{k}\right)^{1/3}$ | $\left(\frac{c\mu_t}{k_t}\right)^{1/3} = 1.8795$ | $\left(\frac{c\mu_s}{k_s}\right)^{1/3} = 1.7544$ |
| Temperatura de la pared del tubo | $t_w = 29.2446\text{ }^\circ\text{C}$ | |
| Razón de Viscosidad | $\phi_t = 1.0172$ | $\phi_s = 0.9915$ |
| Coefficiente de convección | $h_{io} = 3,376.4128\text{ }\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C}}$ | $h_o = 5,400.9428\text{ }\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C}}$ |
| Coefficiente total de transferencia de calor | $U_c = 2,077.5975\text{ }\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C}}$ | |
| Área de transferencia de calor | $A = 77.5746\text{ m}^2$ | |
| Razón de transferencia de calor del intercambiador | $\dot{Q} = 1,619.6263\text{ kW}$ | |
| Eficiencia | $\varepsilon = 30.30\text{ }%$ | |
| Caída de presión | $\Delta P_t = 2.0607\text{ kPa}$ | $\Delta P_s = 33.8886\text{ kPa}$ |

Fuente: Elaboración propia

Tabla 9: Resultados del análisis técnico del intercambiador C

| Intercambiador C | Lado Tubos | Lado Coraza |
|--|--|--|
| | $t_1 = 24.4\text{ }^{\circ}\text{C} ; t_2 = 28.9\text{ }^{\circ}\text{C}$ | $T_1 = 82.0\text{ }^{\circ}\text{C} ; T_2 = 77.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ |
| | $\dot{m} = 99.79\text{ }\frac{\text{kg}}{\text{s}} ; \dot{v} = 359.25\text{ }\frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$ | $\dot{M} = 46.57\text{ }\frac{\text{kg}}{\text{s}} ; \dot{v} = 167.65\text{ }\frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$ |
| Razón de transferencia de calor | $\dot{Q} = 1,880.12\text{ kW}$ | $\dot{Q} = 974.88\text{ kW}$ |
| LMTD | $LMTD = 52.8496\text{ }^{\circ}\text{C}$ | |
| Temperatura promedio | $t_p = 26.65\text{ }^{\circ}\text{C}$ | $T_p = 79.50\text{ }^{\circ}\text{C}$ |
| Área de flujo | $a_t = 0.0756\text{ m}^2$ | $a_s = 0.0419\text{ m}^2$ |
| Masa velocidad | $G_t = 1,319.5999\text{ }\frac{\text{kg}}{\text{s m}^2}$ | $G_s = 1,111.9230\text{ }\frac{\text{kg}}{\text{s m}^2}$ |
| Número de Reynolds | $Re_t = 32,239.4558$ | $Re_s = 67,874.3496$ |
| Factor de transferencia de calor | $j_{h_t} = 100$ | $j_{h_s} = 160$ |
| Factor $\left(\frac{cu}{k}\right)^{1/3}$ | $\left(\frac{c\mu_t}{k_t}\right)^{1/3} = 1.8339$ | $\left(\frac{c\mu_s}{k_s}\right)^{1/3} = 1.2988$ |
| Temperatura de la pared del tubo | $t_w = 57.4164\text{ }^{\circ}\text{C}$ | |
| Razón de Viscosidad | $\phi_t = 1.0828$ | $\phi_s = 0.9524$ |
| Coefficiente de convección | $h_{io} = 5,055.7459\text{ }\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}}$ | $h_o = 6,195.5676\text{ }\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}}$ |
| Coefficiente total de transferencia de calor | $U_c = 2,783.9608\text{ }\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}}$ | |
| Área de transferencia de calor | $A = 52.5080\text{ m}^2$ | |
| Razón de transferencia de calor del intercambiador | $\dot{Q} = 7,725.5639\text{ kW}$ | |
| Eficiencia | $\varepsilon = 47.96\text{ }%$ | |
| Caída de presión | $\Delta P_t = 3.6742\text{ kPa}$ | $\Delta P_s = 37.7649\text{ kPa}$ |

Fuente: Elaboración propia

3.5 Análisis técnico del sistema de intercambio de calor agua – aire

3.5.1 Descripción del sistema.

El sistema de intercambio agua – aire está conformado por 03 intercambiadores de calor para cada motor. En la **Figura 34** se muestra un esquema de la distribución de los intercambiadores por motor.

Los intercambiadores son bancos de tubos aletados de flujo transversal o cruzado, de un paso de los tubos, en el interior de los tubos fluye el agua de refrigeración de los motores (fluido caliente) y es enfriada por el aire (fluido frío) que es suministrado por 10 ventiladores (convección forzada), los tubos tienen un arreglo escalonado.

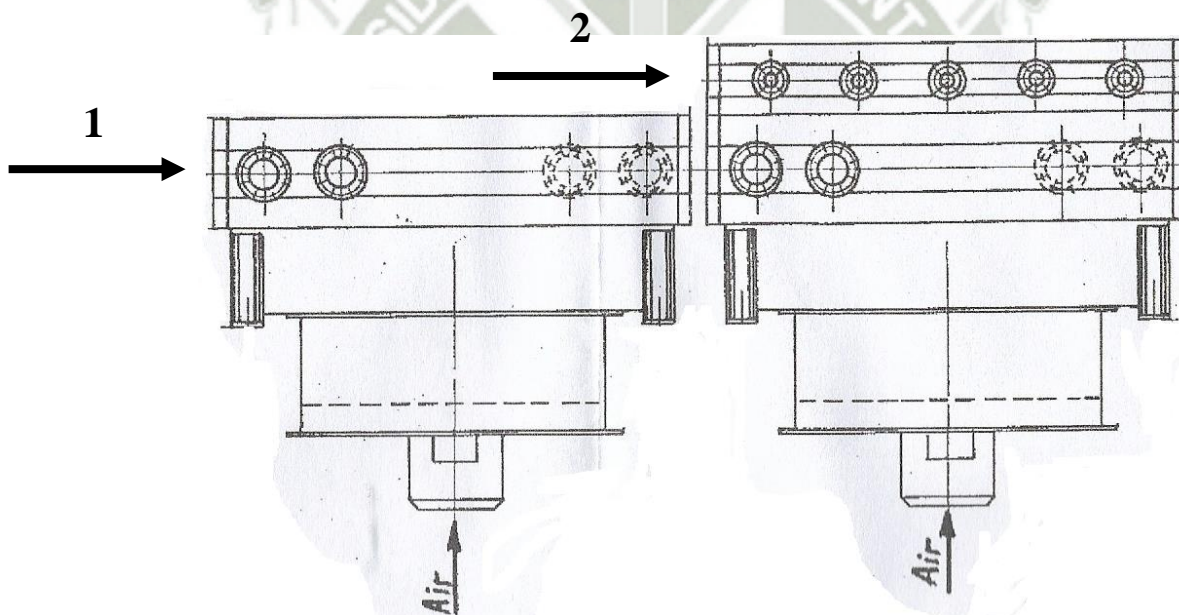


Figura 34: Vista frontal de los intercambiadores agua – aire para un motor

Fuente: Planos de los intercambiadores

Los 02 intercambiadores ubicados en la fila 1 de la **Figura 34** son utilizados para enfriar el agua cruda de refrigeración del motor, los intercambiadores son idénticos y están conectados

en paralelo, el agua cruda se reparte entre ambos intercambiadores, y cada uno es alimentado de aire por 05 ventiladores, como se observa en la **Figura 35**.

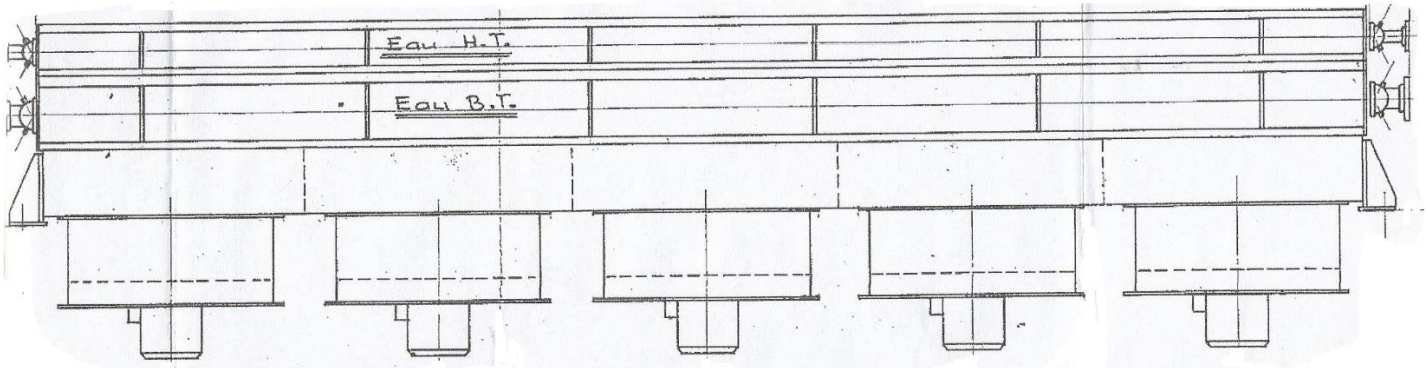


Figura 35: Vista lateral de los intercambiadores agua – aire para un motor

Fuente: Planos de los intercambiadores

El intercambiador ubicado en la fila 2 de la **Figura 34** es utilizado para enfriar el agua de refrigeración de cilindros es decir trabaja con el caudal total de este circuito, está montado encima de un intercambiador del circuito de agua cruda por lo que también es alimentado de aire por 05 ventiladores (**Figura 35**).

El sistema de intercambio de calor agua – aire (03 intercambiadores de flujo cruzado) es idéntico para ambos motores por lo que el análisis se realizará de uno solo.

3.5.2 Análisis técnico del intercambiador agua – aire para el agua cruda de refrigeración.

Se emplean 02 intercambiadores idénticos para refrigerar el caudal total de agua cruda de refrigeración de un motor, por lo que el análisis se realizará a uno solo considerando la mitad del caudal de agua cruda y un caudal de aire proporcionado por 05 ventiladores.

Todos los datos técnicos listados a continuación fueron extraídos de los datos de diseño (**Anexo XIX**) y del plano del intercambiador para el circuito de agua cruda de refrigeración:

Datos de Diseño

| | | | |
|----------------------------|-------------------|-------|--------------|
| Número de intercambiadores | | 02 | unidades |
| Largo del intercambiador | L | 10.4 | metros |
| Ancho del intercambiador | W | 2.375 | metros |
| Número de tubos | N_t | 261 | unidades |
| Forma de la tubería | Elíptica | | |
| • Eje mayor exterior | $2a$ | 36 | milímetros |
| • Eje menor exterior | $2b$ | 14 | milímetros |
| • Espesor | t | 1.5 | milímetros |
| • Número de filas | N_L | 03 | filas |
| • Material | Acero galvanizado | | |
| • Arreglo | Escalonado | | |
| Forma de la aleta | Rectangular | | |
| • Altura | — | 55 | milímetros |
| • Base | — | 26 | milímetros |
| • Paso entre aletas | — | 1.5 | milímetros |
| • Espesor | τ | 0.45 | milímetros |
| • Aletas por metro | N_f | 513 | aletas/metro |
| • Material | Acero galvanizado | | |
| Número de pasos | n | 01 | paso |

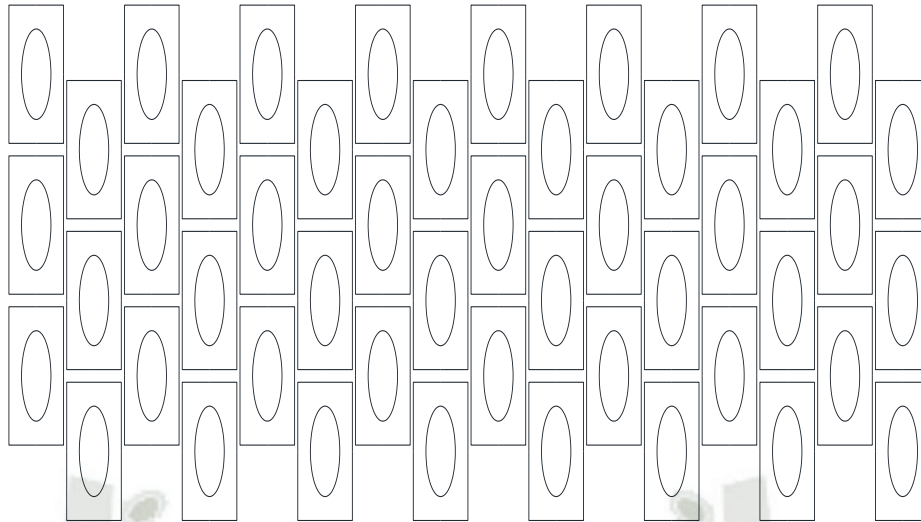


Figura 36: Vista frontal del arreglo escalonado de los tubos aletados del intercambiador del circuito de agua cruda de refrigeración

Fuente: Elaboración propia

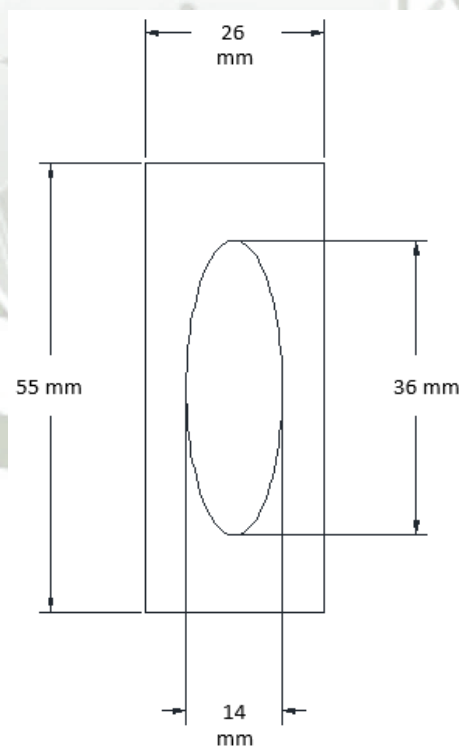


Figura 37: Sección transversal de la tubería aletada

Fuente: Elaboración propia

Las medidas externas de la tubería elíptica y la aleta rectangular se pueden observar en la **Figura 37**.

Medidas de la elipse exterior:

$$2a = 36$$

$$2b = 14$$

$$a_e = 18 \text{ mm}$$

$$b_e = 7 \text{ mm}$$

Medidas de la elipse interior (descontando espesor la tubería):

$$2a = 36 - 2(1.5) = 33$$

$$2b = 14 - 2(1.5) = 11$$

$$a_i = 16.5 \text{ mm}$$

$$b_i = 5.5 \text{ mm}$$

Datos de Temperaturas, Flujo Másico y Caudal

Lado Agua

- Temperatura de entrada T_1 38.9 °C
- Temperatura de salida T_2 32.0 °C
- Caudal \dot{v} 327 m³/hr

Lado Aire

- Temperatura de entrada t_1 24.0 °C
- Número de ventiladores 10 ventiladores
- Caudal del ventilador 33 m³/s

Cálculos de Transferencia de Calor

Lado Agua

Temperatura promedio del agua de la **Ec. (2.28)**:

$$T_p = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{38.9 + 32}{2} = 35.45 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Propiedades del agua a temperatura promedio del **Anexo I**:

$$C_p = 4,178 \frac{J}{kg \text{ } K}$$

$$\rho = 993.83 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu = 7.1397 \times 10^{-4} \frac{kg}{m \text{ } s}$$

$$Pr = 4.784$$

$$K = 0.624 \frac{W}{m \text{ } K}$$

Flujo másico de agua de la **Ec. (2.4)**:

$$\dot{m} = \rho \dot{v} = 993.83 \times \frac{327}{3,600}$$

$$\dot{m} = 90.27 \frac{kg}{s}$$

Razón de transferencia de calor de la **Ec. (2.5)**:

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p (T_1 - T_2)$$

$$\dot{Q} = 90.27(4,178)(38.9 - 32)$$

$$\dot{Q} = 2,602,404.9755 \text{ } W$$

Velocidad del agua de la **Ec. (2.4)**:

$$V = \frac{\dot{m} (n/N_t)}{\rho \times A_{elipse}}$$

Área de la sección transversal de la tubería:

$$A_{elipse} = a_i \times b_i \times \pi$$

$$V = \frac{90.27 \left(\frac{1}{2 \times 261} \right)}{993.83 \times 16.5 \times 5.5 \times 10^{-6} \times \pi} = 0.6103 \frac{m}{s}$$

Diámetro hidráulico de la **Ec. (2.27)**:

$$D_h = \frac{4A_c}{P}$$

Donde A_c y P de la elipse (sección transversal de la tubería) se calculan con las siguientes ecuaciones:

$$A_c = a \times b \times \pi \quad P = 2\pi \sqrt{\frac{a^2 + b^2}{2}}$$

El diámetro hidráulico resulta:

$$D_h = \frac{4 \times a \times b \times \pi}{2\pi \sqrt{\frac{a^2 + b^2}{2}}}$$

Con medidas internas:

$$D_{h,int} = \frac{4 \times 16.5 \times 5.5 \times \pi}{2\pi \sqrt{\frac{16.5^2 + 5.5^2}{2}}} = 14.7580 \text{ mm} = 0.0148 \text{ m}$$

Con medidas externas:

$$D_{h,ext} = \frac{4 \times 18 \times 7 \times \pi}{2\pi \sqrt{\frac{18^2 + 7^2}{2}}} = 18.4528 \text{ mm} = 0.0184 \text{ m}$$

Número de Reynolds de la **Ec. (2.26)**:

$$Re = \frac{D_{h,int} V \rho}{\mu} = \frac{0.0148 \times 0.6103 \times 993.83}{7.1397 \times 10^{-4}}$$

$$Re = 12,531.1082$$

Para un flujo turbulento $Re > 10,000$, el número de Nusselt de la **Ec. (2.29)**:

$$N_u = 0.023 Re^{0.8} P_r^{1/3}$$

$$N_u = 0.023(12,531.1082)^{0.8}(4.784)^{1/3}$$

$$N_u = 73.5727$$

Coefficiente de convección del agua de la **Ec. (2.23)**:

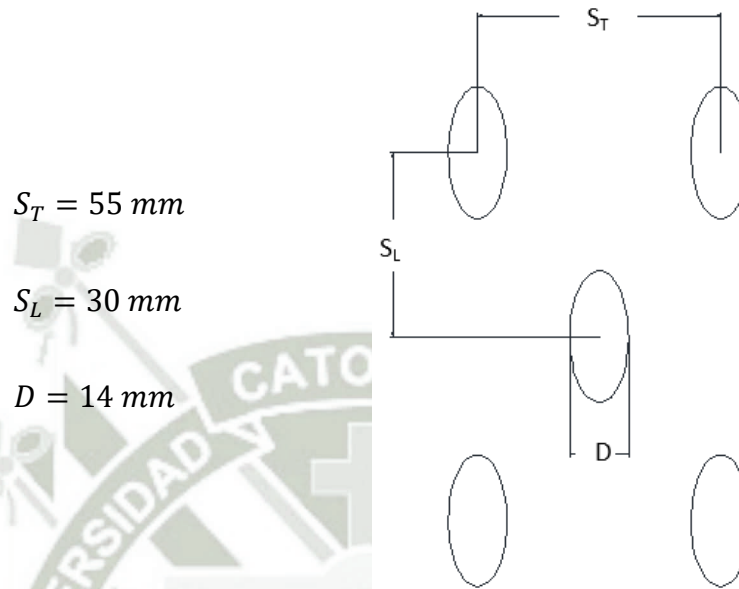
$$h_i = \text{Coeficiente de convección} - \text{lado agua} \left(\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right)$$

$$h_i = \frac{K}{D_{h,int}} \times N_u = \frac{0.624}{0.0148} \times 73.5727$$

$$h_i = 3,110.8105 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Lado Aire

Del arreglo escalonado de las tuberías en el intercambiador, se extrae las siguientes medidas:



$$S_T = 55 \text{ mm}$$

$$S_L = 30 \text{ mm}$$

$$D = 14 \text{ mm}$$

Para determinar el coeficiente total de transferencia de calor del banco de tuberías se debe asumir inicialmente una temperatura de salida del aire:

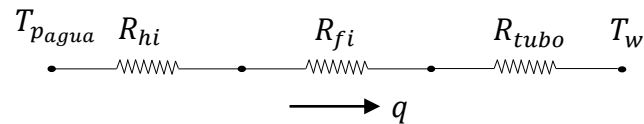
$$t_2 = 30.73 \text{ } ^\circ\text{C}$$

El cálculo de la temperatura de la pared del tubo T_w obedece al siguiente arreglo de resistencias térmicas:

$$R_{hi} = \text{Resistencia de convección interna} \left(\frac{^\circ\text{C}}{\text{W}} \right)$$

$$R_{fi} = \text{Resistencia de incrustación} \left(\frac{^\circ\text{C}}{\text{W}} \right)$$

$$R_{tubo} = \text{Resistencia de pared de tubo} \left(\frac{^\circ\text{C}}{\text{W}} \right)$$



Resistencia de convección interna de la **Ec. (2.12)**:

$$R_{hi} = \frac{1}{h_i A_i}$$

Cálculo del área interna de la tubería:

A_i = Área superficial interna de la tubería (m^2)

P_i = Perímetro interior de la tubería (m)

$$A_i = P_i \times L = 2\pi \sqrt{\frac{16.5^2 + 5.5^2}{2}} \times 10.4 \times 10^{-3} = 0.8036 \text{ m}^2$$

$$R_{hi} = \frac{1}{3,110.8105 \times 0.8036} = 4 \times 10^{-4} \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}}$$

De la **Tabla 3**, se obtiene la resistencia de incrustación del agua a una $T_p = 35.45 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$R_{fi} = 0.0001 \frac{\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}{\text{W}}$$

$$\frac{R_{fi}}{A_i} = \frac{0.0001}{0.8036} = 1.2440 \times 10^{-4} \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}}$$

Resistencia de la pared de tubo de la **Ec. (2.21)**, la conductividad térmica del acero galvanizado del **Anexo XV**:

$$K_{\text{acero galvanizado}} = 52.8 \frac{\text{W}}{\text{m } ^\circ\text{C}}$$

$$R_{tubo} = \frac{\ln(D_{h \text{ ext}}/D_{h \text{ int}})}{2\pi KL} = \frac{\ln(18.4528/14.7580)}{2\pi \times 52.8 \times 10.4}$$

$$R_{tubo} = 6.4758 \times 10^{-5} \frac{^{\circ}C}{W}$$

De la razón de transferencia de calor total del agua:

$$\dot{Q} = 2,602,404.9755 W$$

Se determina la razón de transferencia por tubería:

$$\dot{q}_{tubo} = \frac{2,602,404.9755}{2 \times 261} = 4,985.4502 W$$

De la **Ec. (2.15)**, se determina la temperatura de la pared del tubo:

$$\dot{q} = \frac{T_{p\ agua} - T_w}{R_{hi} + R_{fi} + R_{tubo}}$$

$$T_w = T_{p\ agua} - \dot{q}(R_{hi} + R_{fi} + R_{tubo})$$

$$T_w = 35.45 - 4,985.4502 (4 \times 10^{-4} + 1.2440 \times 10^{-4} + 6.4758 \times 10^{-5})$$

$$T_w = 32.5130 ^{\circ}C$$

Todas las propiedades del aire son evaluadas a la temperatura fílmica:

- Temperatura promedio del aire de la **Ec. (2.34)**:

$$T_p = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{24 + 30.73}{2} = 27.3650 ^{\circ}C$$

- Temperatura fílmica de la **Ec. (2.35)**:

$$T_f = \frac{T_p + T_w}{2} = \frac{27.3650 + 32.5130}{2} = 29.9390 ^{\circ}C \cong 30 ^{\circ}C$$

Del **Anexo II**:

$$C_{p_f} = 1,007 \frac{J}{kg K}$$

$$K_f = 0.02588 \frac{W}{m K}$$

$$\mu_f = 1.8720 \times 10^{-5} \frac{kg}{m s}$$

$$P_{r_f} = 0.7282$$

$$P_{r_w} = 0.7275$$

Para la presión atmosférica de Arequipa, se determina la densidad del aire:

$$R = \text{Constante universal de los gases} = 287 \frac{J}{kg K}$$

Para 2400 m.s.n.m. del **Anexo III**: $P_{atmosférica} = 75,630 Pa$

$$\rho_a = \frac{P_{atmosférica}}{R T_f} = \frac{75,630}{287 \times (29.94 + 273)}$$

$$\rho_a = 0.8697 \frac{kg}{m^3}$$

Velocidad del aire a la entrada del intercambiador de la **Ec. (2.4)**:

\dot{V} = Caudal de aire entregado por los ventiladores (m^3/s)

A = Área frontal al ingreso del intercambiador (m^2)

$$V_a = \frac{\dot{V}}{A}$$

$$\dot{V} = 5 \times 33 = 165 \frac{m^3}{s}$$

$$A = L \times W = 10.4 \times 2.375 = 24.7 \text{ m}^2$$

$$V_a = \frac{165}{24.7} = 6.6802 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Velocidad máxima del aire de la **Ec. (2.31)** y **Ec. (2.32)**:

$$V_{max_1} = \frac{V_a S_T}{S_T - D}$$

$$V_{max_1} = \frac{6.6802 \times 55}{55 - 14}$$

$$V_{max_1} = 8.9612 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_{max_2} = \frac{V_a \frac{S_T}{2}}{\sqrt{\left(\frac{S_T}{2}\right)^2 + S_L^2 - D}}$$

$$V_{max_2} = \frac{6.6802 \times \frac{55}{2}}{\sqrt{\left(\frac{55}{2}\right)^2 + 30^2 - 14}}$$

$$V_{max_2} = 6.8811 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Número de Reynolds con la mayor velocidad de la **Ec. (2.30)**:

$$Re = \frac{\rho_a V_{max} D}{\mu_f} = \frac{0.8697 \times 8.9612 \times 0.014}{1.8720 \times 10^{-5}} = 5,828.5138$$

Número de Nusselt de la **Ec. (2.33)**:

$$Nu = C Re^m P_{rf}^{0.36} \left(\frac{P_{rf}}{P_{rw}}\right)^{1/4}$$

$$\frac{S_T}{S_L} = \frac{55}{30} = 1.8333 < 2 \quad \text{y} \quad 1000 < Re < 2 \times 10^5$$

Las constantes C y m se obtienen de la **Tabla 1**:

$$C = 0.35 \left(\frac{S_T}{S_L}\right)^{1/5} = 0.35(1.8333)^{1/5} = 0.3951$$

$$m = 0.6$$

$$Nu = 0.3951 \times (5,828.5138)^{0.6} \times 0.7282^{0.36} \left(\frac{0.7282}{0.7275}\right)^{1/4}$$

$$N_u = 64.0555$$

Corrección del número de Nusselt de la **Ec. (2.36)**:

$$N_{u_{N_L < 16}} = C_2 N_u$$

Para $N_L = 3$, de la **Tabla 2**:

$$C_2 = 0.84$$

$$N_u = 0.84(64.0555) = 53.8066$$

El coeficiente de convección del banco de tubos de la **Ec. (2.33)**:

$$h_a = \text{Coeficiente de convección del banco de tubos} \left(\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right)$$

$$h_a = \frac{N_u \times K_f}{D} = \frac{53.8066 \times 0.02588}{0.014} = 99.4653 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Coeficiente de convección del banco de tubos corregido con la resistencia de incrustación del aire de la **Ec. (2.79)**:

$$h_{R_{fo}} = \text{Coeficiente de incrustación del aire} \left(\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right)$$

$$h_a^* = \frac{h_{R_{fo}} h_a}{h_{R_{fo}} + h_a}$$

Resistencia de incrustación del aire de la **Tabla 3** y el coeficiente de incrustación del aire de la **Ec. (2.78)**:

$$R_{fo} = 0.0004 \frac{m^2 \text{ } ^\circ C}{W}$$

$$h_{R_{fo}} = \frac{1}{R_{fo}} = \frac{1}{0.0004} = 2,500 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

$$h_a^* = \frac{2,500 \times 99.4653}{2,500 + 99.4653} = 95.6594 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Cálculo de la eficiencia de la aleta.

Las medidas L y M se usa la **Fig. 21** y **Fig. 37**:

$$L = \frac{55}{2} = 27.5 \text{ mm}$$

$$M = \frac{26}{2} = 13 \text{ mm}$$

$$r_o = \frac{D_{h_{ext}}}{2} = \frac{18.4528}{2} = 9.2264 \text{ mm}$$

Del **Anexo X**, se obtiene Φ_{max} :

$$\frac{L}{M} = \frac{27.5}{13} = 2.11$$

$$\frac{M}{r_o} = \frac{13}{9.2264} = 1.41$$

$$\Phi_{max} = 2$$

Resistencia térmica de la aleta de la **Ec. (2.53)**:

$$\Phi_{max} = \frac{R_{f_{max}} k \tau}{M^2}$$

$$R_{f_{max}} = \frac{\Phi_{max} M^2}{k \tau} = \frac{2 \times 0.013^2}{52.8 \times 0.00045}$$

$$R_{f_{max}} = 1.4226 \times 10^{-2} \frac{m^2 \text{ } ^\circ C}{W}$$

Asumiendo $R_f = R_{f_{max}}$ se calcula la primera aproximación de la eficiencia de la aleta

de la **Ec. (2.54)**:

$$R_f = \frac{1}{h_a} \left(\frac{1}{n_f} - 1 \right)$$

$$n_f^* = \frac{1}{1 + R_{f_{max}} \times h_a} = \frac{1}{1 + 1.4226 \times 10^{-2} \times 99.4653}$$

$$n_f^* = 0.4141$$

Factor de corrección $\frac{\Phi}{\Phi_{max}}$ para aletas rectangulares se obtiene del **Anexo XI**:

$$\frac{L}{M} = \frac{27.5}{13} = 2.11$$

$$\frac{M}{r_o} = \frac{13}{9.2264} = 1.41$$

$$\frac{\Phi}{\Phi_{max}} = 0.61$$

De la resistencia térmica máxima calculada y la relación entre Φ y Φ_{max} , se obtiene la resistencia real de la aleta:

$$R_f = \frac{\Phi}{\Phi_{max}} R_{f_{max}} = 0.61 \times 1.4226 \times 10^{-2} = 8.6779 \times 10^{-3} \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$$

Eficiencia real de la aleta de la **Ec. (2.54)**:

$$n_f = \frac{1}{1 + R_f \times h_a} = \frac{1}{1 + 8.6779 \times 10^{-3} \times 99.4653} = 0.5367$$

La eficiencia de las aletas se encuentra de la **Ec. (2.44)**:

$$n_o = 1 - \frac{A_f}{A_t} (1 - n_f)$$

Área superficial total de la **Ec. (2.77)**:

$$A_t = A_{libre} + A_f$$

Cálculo del área libre de aletas:

$P_o =$ Perímetro exterior de la tubería (m)

$$A_{libre} = P_o \times L(1 - \tau N_f)$$

$$P_o = 2\pi \sqrt{\frac{7^2 + 18^2}{2}} = 85.806 \text{ mm} = 0.0858 \text{ m}$$

$$A_{libre} = 0.0858 \times 10.4(1 - 0.00045 \times 513)$$

$$A_{libre} = 0.6864 \text{ m}^2$$

Cálculo del área de aletas:

$$A_f = 2(A_{rectángulo} - A_{elipse})N_f \times L$$

$$A_{rectángulo} = base \times altura = 0.026 \times 0.055 = 1.43 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$A_{elipse} = a_e \times b_e \times \pi = 0.018 \times 0.007 \times \pi = 3.9584 \times 10^{-4}$$

$$A_f = 2(1.43 \times 10^{-3} - 3.9584 \times 10^{-4}) \times 513 \times 10.4$$

$$A_f = 11.0349 \text{ m}^2$$

$$A_t = A_{libre} + A_f = 0.6864 + 11.0349 = 11.7214 \text{ m}^2$$

La eficiencia de las aletas n_o :

$$n_o = 1 - \frac{A_f}{A_t}(1 - n_f) = 1 - \frac{11.0349}{11.7214}(1 - 0.5367)$$

$$n_o = 0.5639$$

Coeficiente de convección para un banco de tubos con aletas de la **Ec. (2.38)**:

$$h_{fa} = h_a \left(\frac{A_t}{A_o} \right) n_f$$

Cálculo de área externa de la tubería lisa:

$A_o = \text{Área superficial externa de la tubería lisa (m}^2\text{)}$

$$A_o = P_o \times L = 0.0858 \times 10.4$$

$$A_o = 0.8924 \text{ m}^2$$

$$h_{fa} = 99.4653 \left(\frac{11.7214}{0.8924} \right) 0.5367$$

$$h_{fa} = 701.1697 \frac{W}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Coefficiente de convección del banco de tubos con aletas corregido con la resistencia de incrustación del aire de la **Ec. (2.79)**:

$$h_{fa}^* = \frac{h_{Rfo} h_{fa}}{h_{Rfo} + h_{fa}}$$

$$h_{Rfo} = \frac{1}{R_{fo}}; R_{fo} = 0.0004 \frac{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}{W}$$

$$h_{Rfo} = \frac{1}{0.0004} = 2,500 \frac{W}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$h_{fa}^* = \frac{2,500 \times 701.1697}{2,500 + 701.1697}$$

$$h_{fa}^* = 547.5887 \frac{W}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Temperatura de salida del aire de la **Ec. (2.39)**:

$$t_2 = T_w - (T_w - t_1) \exp \left(- \frac{A_t \times h_{fa}^*}{\dot{m}_a \times C_p} \times n_o \right)$$

Cálculo del flujo másico del aire de la **Ec. (2.4)**:

$$\dot{m}_a = \text{flujo másico de aire} \left(\frac{kg}{s} \right)$$

$$\dot{m}_a = \rho \dot{V} = 33 \times 5 \times 0.8697 = 143.5005 \frac{kg}{s}$$

$$t_2 = 32.5130 - (32.5130 - 24) \exp\left(-\frac{11.7214 \times 261 \times 547.5887}{143.5005 \times 1007} \times 0.5639\right)$$

$$t_2 = 32.5007 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Coefficiente global de transferencia de calor de la **Ec. (2.80)**:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{fa} \cdot n_f} + \frac{R_{fo}}{n_f} + R_w + R_{fi} \left(\frac{A_t}{A_i}\right) + \frac{1}{h_i} \left(\frac{A_t}{A_i}\right)$$

Cálculo de la resistencia de espesor de tubo de la **Ec. (2.81)**:

$$R_w = \frac{t}{k} \left(\frac{D_{h,ext} + 2N_f L(D_{h,ext} + L)}{D_{h,ext} - t} \right)$$

$$R_w = \frac{0.0015}{52.8} \left(\frac{0.0184 + 2 \times 513 \times 0.0275 \times (0.0184 + 0.0275)}{0.0184 - 0.0015} \right)$$

$$R_w = 2.2037 \times 10^{-3} \frac{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}{W}$$

Donde:

$$R_{fo} = 0.0004 \frac{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}{W}$$

$$R_{fi} = 0.0001 \frac{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}{W}$$

$$A_o = 0.8924 \text{ } m^2$$

$$A_i = 0.8036 \text{ } m^2$$

$$h_i = 3,110.8105 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{547.5887 \times 0.5367} + \frac{0.0004}{0.5367} + 2.2037 \times 10^{-3} + 0.0001 \left(\frac{11.7214}{0.8036}\right) + \frac{1}{3,110.8105} \left(\frac{11.7214}{0.8036}\right)$$

$$U = 80.0059 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Razón de transferencia de calor en un tubo de la **Ec. (2.91)**:

$$\dot{Q} = UA_t LMTD_{\text{corregido}}$$

Diferencia media logarítmica de temperatura para contraflujo de la **Ec. (2.87)** y la

Figura 31:

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(38.9 - 32.5007) - (32 - 24)}{\ln\left(\frac{38.9 - 32.5007}{32 - 24}\right)}$$

$$LMTD = 7.1699 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Razones R y P de la **Ec. (2.89)** y **Ec. (2.90)**:

$$T_1 = 38.9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_1 = 24 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 32 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_2 = 32.5007 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{38.9 - 32}{32.5007 - 24} = 0.81$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{32.5007 - 24}{38.9 - 24} = 0.57$$

Factor de corrección del **Anexo XII**:

$$F = 0.88$$

$$\dot{q} = UA_t LMTD_{\text{corregido}}$$

$$\dot{q} = 80.0059 \times 11.7214 \times 0.88 \times 7.1699$$

$$\dot{q} = 5,916.9414 \text{ } W$$

Razón de transferencia de calor total para el banco de tubos:

$$\dot{Q} = \dot{q} \times N_t = 5,916.9414 \times 261 = 1,544,321.7054 \text{ } W$$

Considerando que 02 intercambiadores conforman el sistema de enfriamiento del circuito de agua cruda de refrigeración, la razón de transferencia total es:

$$\dot{Q}_{TOTAL} = 2 \times \dot{Q} = 1,544,321.7054 \times 2 = 3,088,643.4108 \text{ W}$$

Comprobando T_w :

$$T_w = T_{p \text{ agua}} - \dot{q}(R_{hi} + R_{incrustación} + R_{tubo})$$

$$T_w = 35.45 - 5,916.9414 (4 \times 10^{-4} + 1.2440 \times 10^{-4} + 6.4758 \times 10^{-5})$$

$$T_w = 31.9640 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Esta segunda temperatura de pared de tubo hallada se aproxima a la primera temperatura calculada $T_w = 32.5130 \text{ } ^\circ\text{C}$, por lo que no es necesario realizar una segunda iteración de los cálculos.

Comprobando T_f :

- Temperatura promedio del aire:

$$T_p = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{24 + 32.5007}{2} = 28.2504 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Temperatura fílmica:

$$T_f = \frac{T_p + T_w}{2} = \frac{28.2504 + 31.9640}{2} = 30.1072 \text{ } ^\circ\text{C} \cong 30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Esta segunda temperatura fílmica hallada se aproxima a la primera temperatura calculada $T_f = 29.9390 \text{ } ^\circ\text{C}$, por lo que no es necesario realizar una segunda iteración de los cálculos.

Cálculo de la Eficiencia

$$\dot{m}_{aire} = 143.5005 \frac{kg}{s} ; C_{pf} = 1,007 \frac{J}{kg K}$$

$$\dot{m}_{agua} = \frac{90.27}{2} = 45.135 \frac{kg}{s} ; C_p = 4,178 \frac{J}{kg K}$$

De la **Ec. (2.84)** y **(2.85)**:

$$C_{agua} = \dot{m}_{agua} C_p = 45.135 \times 4,178 = 188,574.03 \frac{W}{k}$$

$$C_{aire} = \dot{m}_{aire} C_{pf} = 143.5005 \times 1,007 = 144,505.0035 \frac{W}{k}$$

$$C_{min} = 144,505.0035 \frac{W}{k}$$

$$C_{max} = 188,574.03 \frac{W}{k}$$

Número de unidades de transferencia de la **Ec. (2.95)**:

$$NTU = \frac{UA_t}{C_{min}} = \frac{80.0059 \times 11.7214 \times 261}{144,505.0035}$$

$$NTU = 1.6938$$

Relación de capacidades de la **Ec. (2.96)**:

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{144,505.0035}{188,574.03} = 0.7663$$

De la **Tabla 4**, se obtiene la ecuación de la eficiencia para un intercambiador de flujo cruzado de un solo paso donde los dos fluidos no se encuentran mezclados:

$$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0.22}}{C} \left[\exp(-C NTU^{0.78}) - 1 \right] \right\}$$

$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{1.6938^{0.22}}{0.7663} [\exp(-0.7663 \times 1.6938^{0.78}) - 1]\right\}$$

$$\varepsilon = 0.6336 = 63.36 \%$$

Cálculos de Caída de Presión

De la **Ec. (2.40)**:

$$\Delta P = N_L f x \frac{\rho V_{max}^2}{2}$$

Factor de corrección del **Anexo XIV**:

$$P_T = \frac{S_T}{D} = \frac{55}{14} = 3.93 \qquad \frac{P_T}{P_L} = 1.83$$

$$P_L = \frac{S_L}{D} = \frac{30}{14} = 2.14 \qquad x = 1.05$$

Factor de fricción para arreglo escalonado de la **Ec. (2.41)**:

$$f = 4 \left(0.25 + \frac{0.1175}{\left(\frac{S_T - D}{D}\right)^{1.08}} \right) Re^{-0.16}$$

$$f = 4 \left(0.25 + \frac{0.1175}{\left(\frac{55 - 14}{14}\right)^{1.08}} \right) (5,828.5138)^{-0.16} = 0.2865$$

$$\Delta P = 3 \times 0.2865 \times 1.05 \times \frac{0.8697 \times 8.9612^2}{2}$$

$$\Delta P = 31.5142 \frac{N}{m^2}$$

3.5.3 Análisis técnico del intercambiador agua – aire para el agua de refrigeración de cilindros.

Se emplea 01 intercambiador para refrigerar el caudal total del agua de refrigeración de cilindros de un motor, la temperatura de ingreso de aire a este intercambiador es igual a la temperatura de salida de aire del intercambiador de agua cruda debido a que se encuentra montado encima de este, el caudal de aire es proporcionado por 05 ventiladores.

Todos los datos técnicos listados a continuación fueron extraídos de los datos de diseño (Anexo XX) y del plano del intercambiador para el circuito de agua de refrigeración de cilindros:

Datos de Diseño

| | | | |
|----------------------------|-------------------|-------|------------|
| Número de intercambiadores | | 01 | unidades |
| Largo del intercambiador | L | 10.4 | metros |
| Ancho del intercambiador | W | 2.375 | metros |
| Número de tubos | N_t | 87 | unidades |
| Forma de la tubería | Elíptica | | |
| • Eje mayor exterior | $2a$ | 36 | milímetros |
| • Eje menor exterior | $2b$ | 14 | milímetros |
| • Espesor | t | 1.5 | milímetros |
| • Número de filas | N_L | 01 | filas |
| • Material | Acero galvanizado | | |
| • Arreglo | Escalonado | | |
| Forma de la aleta | Rectangular | | |
| • Altura | | 55 | milímetros |
| • Base | | 26 | milímetros |

| | | |
|---------------------|--------|-------------------|
| • Paso entre aletas | | 4.5 milímetros |
| • Espesor | τ | 0.45 milímetros |
| • Aletas por metro | N_f | 202 aletas/metro |
| • Material | | Acero galvanizado |
| Número de pasos | n | 01 paso |

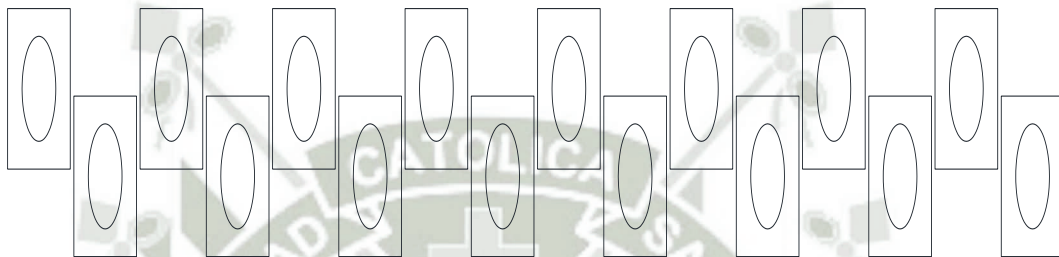


Figura 38: Vista frontal del arreglo escalonado de los tubos aletados del intercambiador del circuito de agua de refrigeración de cilindros

Fuente: Elaboración propia

Las medidas externas de la tubería elíptica y la aleta rectangular se pueden observar en la **Figura 37**.

Medidas de la elipse exterior:

$$2a = 36$$

$$2b = 14$$

$$a_e = 18 \text{ mm}$$

$$b_e = 7 \text{ mm}$$

Medidas de la elipse interior (descontando espesor la tubería):

$$2a = 36 - 2(1.5) = 33$$

$$2b = 14 - 2(1.5) = 11$$

$$a_i = 16.5 \text{ mm}$$

$$b_i = 5.5 \text{ mm}$$

Datos de Temperaturas, Flujo Másico y Caudal

Lado Agua

- Temperatura de entrada T_1 85.0 °C
- Temperatura de salida T_2 76.1 °C
- Caudal \dot{v} 168 m³/hr

Lado Aire

- Temperatura de entrada t_1 32.5 °C
- Número de ventiladores 05 ventiladores
- Caudal del ventilador 33 m³/s

Cálculos de Transferencia de Calor

Lado Agua

Temperatura promedio del agua de la **Ec. (2.28)**:

$$T_p = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{85 + 76.1}{2} = 80.55 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Propiedades del agua a temperatura promedio del **Anexo I**:

$$C_p = 4,197.44 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$$

$$\rho = 971.39 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu = 3.5258 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}$$

$$Pr = 2.2046$$

$$K = 0.6703 \frac{W}{m K}$$

Flujo másico de agua de la **Ec. (2.4)**:

$$\dot{m} = \rho \dot{v} = 971.39 \times \frac{168}{3600}$$

$$\dot{m} = 45.33 \frac{kg}{s}$$

Razón de transferencia de calor de la **Ec. (2.5)**:

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p (T_1 - T_2)$$

$$\dot{Q} = 45.33(4,197.44)(85 - 76.1)$$

$$\dot{Q} = 1,693,466.1085 W$$

Velocidad del agua de la **Ec. (2.4)**:

$$V = \frac{\dot{m} (n_p/n_t)}{\rho \times A_{elipse}}$$

Área de la sección transversal de la tubería:

$$A_{elipse} = a_i \times b_i \times \pi$$

$$V = \frac{45.33(1/87)}{971.39 \times 16.5 \times 5.5 \times 10^{-6} \times \pi} = 1.8814 m/s$$

Diámetro hidráulico de la **Ec. (2.27)**:

$$D_h = \frac{4A_C}{P}$$

Donde A_C y P de la elipse (sección transversal de la tubería) se calculan con las siguientes ecuaciones:

$$A_c = a \times b \times \pi$$

$$P = 2\pi \sqrt{\frac{a^2 + b^2}{2}}$$

El diámetro hidráulico resulta:

$$D_h = \frac{4 \times a \times b \times \pi}{2\pi \sqrt{\frac{a^2 + b^2}{2}}}$$

Con medidas internas:

$$D_{h,int} = \frac{4 \times 16.5 \times 5.5 \times \pi}{2\pi \sqrt{\frac{16.5^2 + 5.5^2}{2}}} = 14.7580 \text{ mm} = 0.0148 \text{ m}$$

Con medidas externas:

$$D_{h,ext} = \frac{4 \times 18 \times 7 \times \pi}{2\pi \sqrt{\frac{18^2 + 7^2}{2}}} = 18.4528 \text{ mm} = 0.0184 \text{ m}$$

Número de Reynolds de la **Ec. (2.26)**:

$$Re = \frac{D_{h,int} V \rho}{\mu} = \frac{0.0148 \times 1.8814 \times 971.39}{3.5258 \times 10^{-4}}$$

$$Re = 76,497.2709$$

Para un flujo turbulento $Re > 10,000$, el número de Nusselt de la **Ec. (2.29)**:

$$N_u = 0.023 Re^{0.8} P_r^{1/3}$$

$$N_u = 0.023(76,497.2709)^{0.8}(2.2046)^{1/3}$$

$$N_u = 241.5949$$

Coefficiente de convección del agua de la **Ec. (2.23)**:

$$h_i = \text{Coeficiente de convección} - \text{lado agua} \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right)$$

$$h_i = \frac{K}{D_{h,int}} \times N_u = \frac{0.6703}{0.0148} \times 241.5949$$

$$h_i = 10,973.5969 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

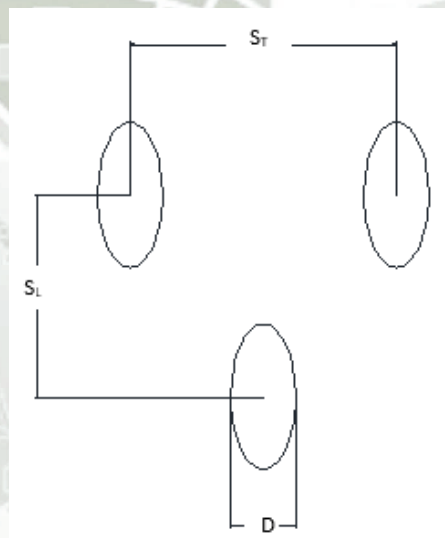
Lado Aire

De la disposición de las tuberías en el intercambiador, se extrae las siguientes medidas:

$$S_T = 55 \text{ mm}$$

$$S_L = 30 \text{ mm}$$

$$D = 14 \text{ mm}$$



Para determinar el coeficiente total de transferencia de calor del banco de tuberías se debe asumir inicialmente una temperatura de salida del aire:

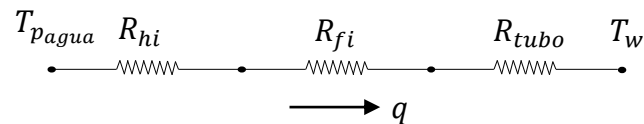
$$t_2 = 42.50 \text{ } ^\circ C$$

El cálculo de la temperatura de la pared del tubo T_w obedece al siguiente arreglo de resistencias térmicas:

$$R_{hi} = \text{Resistencia de convección interna} \left(\frac{^\circ C}{W} \right)$$

$$R_{fi} = \text{Resistencia de incrustación} \left(\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} \right)$$

$$R_{tubo} = \text{Resistencia de pared de tubo} \left(\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} \right)$$



Resistencia de convección interna de la **Ec. (2.12)**:

$$R_{hi} = \frac{1}{h_i A_i}$$

Cálculo del área interna de la tubería:

$$A_i = \text{Área superficial interna de la tubería} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$P_i = \text{Perímetro interior de la tubería} \text{ (m)}$$

$$A_i = P_i \times L = 2\pi \frac{\sqrt{16.5^2 + 5.5^2}}{2} \times 10.4 \times 10^{-3} = 0.8036 \text{ m}^2$$

$$R_{hi} = \frac{1}{10,973.5969 \times 0.8036} = 1.1340 \times 10^{-4} \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}$$

De la **Tabla 3**, se obtiene la resistencia de incrustación del agua a una $T_p = 80.55 \text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$R_{fi} = 0.0002 \frac{\text{m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}}{\text{W}}$$

$$\frac{R_{fi}}{A_i} = \frac{0.0002}{0.8036} = 2.4888 \times 10^{-4} \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}$$

Resistencia de la pared de tubo de la **Ec. (2.21)**, la conductividad térmica del acero galvanizado del **Anexo XV**:

$$K_{acero\ galvanizado} = 52.8 \frac{W}{m\ ^\circ C}$$

$$R_{tubo} = \frac{\ln(D_{h\ ext}/D_{h\ int})}{2\pi KL} = \frac{\ln(18.4528/14.7580)}{2\pi \times 52.8 \times 10.4}$$

$$R_{tubo} = 6.4758 \times 10^{-5} \frac{^\circ C}{W}$$

De la razón de transferencia de calor total del agua:

$$\dot{Q} = 1,693,466.1085\ W$$

Se determina la razón de transferencia por tubería:

$$\dot{q}_{tubo} = \frac{1,693,466.1085}{87} = 19,465.1277\ W$$

De la **Ec. (2.15)**, se determina la temperatura de la pared del tubo:

$$\dot{q} = \frac{T_{p\ agua} - T_w}{R_{hi} + R_{fi} + R_{tubo}}$$

$$T_w = T_{p\ agua} - \dot{q}(R_{hi} + R_{fi} + R_{tubo})$$

$$T_w = 80.55 - 19,465.1277 (1.1340 \times 10^{-4} + 2.4888 \times 10^{-4} + 6.4758 \times 10^{-5})$$

$$T_w = 72.2377\ ^\circ C$$

Todas las propiedades del aire son evaluadas a la temperatura fílmica:

- Temperatura promedio del aire de la **Ec. (2.34)**:

$$T_p = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{32.5 + 42.5}{2} = 37.5\ ^\circ C$$

- Temperatura fílmica de la **Ec. (2.35)**:

$$T_f = \frac{T_p + T_w}{2} = \frac{37.5 + 72.2377}{2} = 54.8689\ ^\circ C \cong 55\ ^\circ C$$

Del **Anexo II**:

$$C_{p_f} = 1,007 \frac{J}{kg K}$$

$$K_f = 0.0277 \frac{W}{m K}$$

$$\mu_f = 1.9847 \times 10^{-5} \frac{kg}{m s}$$

$$P_{r_f} = 0.7215$$

$$P_{r_w} = 0.7166$$

Para la presión atmosférica de Arequipa, se determina la densidad del aire:

$$R = \text{Constante universal de los gases} = 287 \frac{J}{kg K}$$

Para 2400 m.s.n.m. del **Anexo III**: $P_{atmosférica} = 75,630 Pa$

$$\rho_a = \frac{P_{atmosférica}}{R T_f} = \frac{75,630}{287 \times (54.87 + 273)}$$

$$\rho_a = 0.8038 \frac{kg}{m^3}$$

Velocidad del aire a la entrada del intercambiador de la **Ec. (2.4)**:

\dot{V} = Caudal de aire entregado por los ventiladores (m^3/s)

A = Área frontal al ingreso del intercambiador (m^2)

$$V_a = \frac{\dot{V}}{A}$$

$$\dot{V} = 5 \times 33 = 165 \frac{m^3}{s}$$

$$A = L \times W = 10.4 \times 2.375 = 24.7 \text{ m}^2$$

$$V_a = \frac{165}{24.7} = 6.6802 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Velocidad máxima del aire de la **Ec. (2.31)** y **Ec. (2.32)**:

$$V_{max_1} = \frac{V_a S_T}{S_T - D}$$

$$V_{max_1} = \frac{6.6802 \times 55}{55 - 14}$$

$$V_{max_1} = 8.9612 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_{max_2} = \frac{V_a \frac{S_T}{2}}{\sqrt{\left(\frac{S_T}{2}\right)^2 + S_L^2 - D}}$$

$$V_{max_2} = \frac{6.6802 \times \frac{55}{2}}{\sqrt{\left(\frac{55}{2}\right)^2 + 30^2 - 14}}$$

$$V_{max_2} = 6.8811 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Número de Reynolds con la mayor velocidad de la **Ec. (2.30)**:

$$Re = \frac{\rho_a V_{max} D}{\mu_f} = \frac{0.8038 \times 8.9612 \times 0.014}{1.9847 \times 10^{-5}} = 5,081.0545$$

Número de Nusselt de la **Ec. (2.33)**:

$$Nu = C Re^m P_{rf}^{0.36} \left(\frac{P_{rf}}{P_{rw}}\right)^{1/4}$$

$$\frac{S_T}{S_L} = \frac{55}{30} = 1.8333 < 2 \quad \text{y} \quad 1000 < Re < 2 \times 10^5$$

Las constantes C y m se obtienen de la **Tabla 1**:

$$C = 0.35 \left(\frac{S_T}{S_L}\right)^{1/5} = 0.35(1.8333)^{1/5} = 0.3951$$

$$m = 0.6$$

$$Nu = 0.3951 \times (5,081.0545)^{0.6} \times 0.7215^{0.36} \left(\frac{0.7215}{0.7166}\right)^{1/4}$$

$$N_u = 58.8614$$

Corrección del número de Nusselt de la **Ec. (2.36)**:

$$N_{u_{N_L < 16}} = C_2 N_u$$

Para $N_L = 1$, de la **Tabla 2**:

$$C_2 = 0.64$$

$$N_u = 0.64(58.8614) = 37.6713$$

El coeficiente de convección del banco de tubos de la **Ec. (2.33)**:

$$h_a = \text{Coeficiente de convección del banco de tubos} \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right)$$

$$h_a = \frac{N_u \times K_f}{D} = \frac{37.6713 \times 0.0277}{0.014} = 74.5354 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Coeficiente de convección del banco de tubos corregido con la resistencia de incrustación del aire de la **Ec. (2.79)**:

$$h_{R_{fo}} = \text{Coeficiente de incrustación del aire} \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right)$$

$$h_a^* = \frac{h_{R_{fo}} h_a}{h_{R_{fo}} + h_a}$$

Resistencia de incrustación del aire de la **Tabla 3** y el coeficiente de incrustación del aire de la **Ec. (2.78)**:

$$R_{fo} = 0.0004 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$$

$$h_{R_{fo}} = \frac{1}{R_{fo}} = \frac{1}{0.0004} = 2,500 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$h_a^* = \frac{2,500 \times 74.5354}{2,500 + 74.5354} = 72.3775 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Cálculo de la eficiencia de la aleta.

Las medidas L y M se usa la **Fig. 21** y **Fig. 37**:

$$L = \frac{55}{2} = 27.5 \text{ mm}$$

$$M = \frac{26}{2} = 13 \text{ mm}$$

$$r_o = \frac{D_{h_{ext}}}{2} = \frac{18.4528}{2} = 9.2264 \text{ mm}$$

Del **Anexo X**, se obtiene Φ_{max} :

$$\frac{L}{M} = \frac{27.5}{13} = 2.11$$

$$\frac{M}{r_o} = \frac{13}{9.2264} = 1.41$$

$$\Phi_{max} = 2$$

Resistencia térmica de la aleta de la **Ec. (2.53)**:

$$\Phi_{max} = \frac{R_{f_{max}} k \tau}{M^2}$$

$$R_{f_{max}} = \frac{\Phi_{max} M^2}{k \tau} = \frac{2 \times 0.013^2}{52.8 \times 0.00045}$$

$$R_{f_{max}} = 1.4226 \times 10^{-2} \frac{m^2 \text{ } ^\circ C}{W}$$

Asumiendo $R_f = R_{f_{max}}$ se calcula la primera aproximación de la eficiencia de la aleta

de la **Ec. (2.54)**:

$$R_f = \frac{1}{h_a} \left(\frac{1}{n_f} - 1 \right)$$

$$n_f^* = \frac{1}{1 + R_{f_{max}} \times h_a} = \frac{1}{1 + 1.4226 \times 10^{-2} \times 74.5354}$$

$$n_f^* = 0.4854$$

Factor de corrección $\frac{\Phi}{\Phi_{max}}$ para aletas rectangulares se obtiene del **Anexo XI**:

$$\frac{L}{M} = \frac{27.5}{13} = 2.11$$

$$\frac{M}{r_o} = \frac{13}{9.2264} = 1.41$$

$$\frac{\Phi}{\Phi_{max}} = 0.67$$

De la resistencia térmica máxima calculada y la relación entre Φ y Φ_{max} , se obtiene la resistencia real de la aleta:

$$R_f = \frac{\Phi}{\Phi_{max}} R_{f_{max}} = 0.67 \times 1.4226 \times 10^{-2} = 9.5314 \times 10^{-3} \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$$

Eficiencia real de la aleta de la **Ec. (2.54)**:

$$n_f = \frac{1}{1 + R_f \times h_a} = \frac{1}{1 + 9.5314 \times 10^{-3} \times 74.5354} = 0.5846$$

La eficiencia de las aletas se encuentra de la **Ec. (2.44)**:

$$n_o = 1 - \frac{A_f}{A_t} (1 - n_f)$$

Área superficial total de la **Ec. (2.77)**:

$$A_t = A_{libre} + A_f$$

Cálculo del área libre de aletas:

$P_o =$ Perímetro exterior de la tubería (m)

$$A_{libre} = P_o \times L(1 - \tau N_f)$$

$$P_o = 2\pi \sqrt{\frac{7^2 + 18^2}{2}} = 85.806 \text{ mm} = 0.0858 \text{ m}$$

$$A_{libre} = 0.0858 \times 10.4(1 - 0.00045 \times 202)$$

$$A_{libre} = 0.8113 \text{ m}^2$$

Cálculo del área de aletas:

$$A_f = 2(A_{rectángulo} - A_{elipse})N_f \times L$$

$$A_{rectángulo} = base \times altura = 0.026 \times 0.055 = 1.43 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$A_{elipse} = a_e \times b_e \times \pi = 0.018 \times 0.007 \times \pi = 3.9584 \times 10^{-4}$$

$$A_f = 2(1.43 \times 10^{-3} - 3.9584 \times 10^{-4}) \times 202 \times 10.4$$

$$A_f = 4.3451 \text{ m}^2$$

$$A_{total} = A_{libre} + A_f = 0.8113 + 4.3451 = 5.1564 \text{ m}^2$$

La eficiencia de las aletas n_o :

$$n_o = 1 - \frac{A_f}{A_t}(1 - n_f) = 1 - \frac{4.3451}{5.1564}(1 - 0.5846)$$

$$n_o = 0.6500$$

Coefficiente de convección para un banco de tubos con aletas de la **Ec. (2.38)**:

$$h_{fa} = h_a \left(\frac{A_t}{A_o} \right) n_f$$

Cálculo de área externa de la tubería lisa:

$A_o = \text{Área superficial externa de la tubería lisa (m}^2\text{)}$

$$A_o = P_o \times L = 0.0858 \times 10.4$$

$$A_o = 0.8924 \text{ m}^2$$

$$h_{fa} = 74.5354 \left(\frac{5.1564}{0.8924} \right) 0.5846$$

$$h_{fa} = 251.7726 \frac{W}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Coefficiente de convección del banco de tubos con aletas corregido con la resistencia de incrustación del aire de la **Ec. (2.79)**:

$$h_{fa}^* = \frac{h_{Rfo} h_{fa}}{h_{Rfo} + h_{fa}}$$

$$h_{Rfo} = \frac{1}{R_{fo}}; R_{fo} = 0.0004 \frac{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}{W}$$

$$h_{Rfo} = \frac{1}{0.0004} = 2,500 \frac{W}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$h_{fa}^* = \frac{2,500 \times 251.7726}{2,500 + 251.7726}$$

$$h_{fa}^* = 228.7367 \frac{W}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Temperatura de salida del aire de la **Ec. (2.39)**:

$$t_2 = T_w - (T_w - t_1) \exp \left(- \frac{A_t \times h_{fa}^*}{\dot{m}_a \times C_p} \times n_o \right)$$

Cálculo del flujo másico del aire de la **Ec. (2.4)**:

$$\dot{m}_a = \text{flujo másico de aire} \left(\frac{kg}{s} \right)$$

$$\dot{m}_a = 33 \times 5 \times 0.8038 = 132.6270 \frac{kg}{s}$$

$$t_2 = 72.2377 - (72.2377 - 32.5) \exp\left(-\frac{5.1564 \times 87 \times 228.7367}{132.6270 \times 1007} \times 0.65\right)$$

$$t_2 = 48.1221 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Coefficiente global de transferencia de calor de la **Ec. (2.80)**:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{fa} \cdot n_f} + \frac{R_{fo}}{n_f} + R_w + R_{fi} \left(\frac{A_t}{A_i}\right) + \frac{1}{h_i} \left(\frac{A_t}{A_i}\right)$$

Cálculo de la resistencia de espesor de tubo de la **Ec. (2.81)**:

$$R_w = \frac{t}{k} \left(\frac{D_{h,ext} + 2N_f L (D_{h,ext} + L)}{D_{h,ext} - t} \right)$$

$$R_w = \frac{0.0015}{52.8} \left(\frac{0.0184 + 2 \times 202 \times 0.0275 \times (0.0184 + 0.0275)}{0.0184 - 0.0015} \right)$$

$$R_w = 8.8650 \times 10^{-4} \frac{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}{W}$$

Donde:

$$R_{fo} = 0.0004 \frac{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}{W}$$

$$R_{fi} = 0.0002 \frac{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}{W}$$

$$A_o = 0.8924 \text{ } m^2$$

$$A_i = 0.8036 \text{ } m^2$$

$$h_i = 10,973.5969 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{228.7367 \times 0.5846} + \frac{0.0004}{0.5846} + 8.8650 \times 10^{-4} + 0.0002 \left(\frac{5.1564}{0.8036}\right) + \frac{1}{10,973.5969} \left(\frac{5.1564}{0.8036}\right)$$

$$U = 91.5992 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Razón de transferencia de calor en un tubo de la **Ec. (2.91)**:

$$Q = UA_t LMTD \text{ corregido}$$

Diferencia media logarítmica de temperatura para contraflujo de la **Ec. (2.87)** y la

Figura 31:

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(85 - 48.1221) - (76.1 - 32.5)}{\ln\left(\frac{85 - 48.1221}{76.1 - 32.5}\right)}$$

$$LMTD = 40.1452 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Razones R y P de la **Ec. (2.89)** y **Ec. (2.90)**:

$$T_1 = 85 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_1 = 32.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 76.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_2 = 48.1221 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{85 - 76.1}{48.1221 - 32.5} = 0.57 \quad P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{48.1221 - 32.5}{85 - 32.5} = 0.30$$

Factor de corrección del **Anexo XIII**:

$$F = 1$$

$$\dot{q} = UA_t LMTD \text{ corregido}$$

$$\dot{q} = 91.5992 \times 5.1564 \times 1 \times 40.1452$$

$$\dot{q} = 18,961.4658 \text{ W}$$

Razón de transferencia de calor total para el banco de tubos:

$$\dot{Q} = \dot{q} \times N_t = 18,961.4658 \times 87 = 1,649,647.5246 \text{ W}$$

Considerando que 01 intercambiador conforma el sistema de enfriamiento del circuito de agua de refrigeración de cilindros, la razón de transferencia total es:

$$\dot{Q}_{TOTAL} = 1 \times \dot{Q} = 1,649,647.5246 \times 2 = 1,649,647.5246 \text{ W}$$

Comprobando T_w :

$$T_w = T_p \text{ agua} - \dot{q}(R_{hi} + R_{incrustación} + R_{tubo})$$

$$T_w = 80.55 - 18,961.4658 (1.1340 \times 10^{-4} + 2.4888 \times 10^{-4} + 6.4758 \times 10^{-5})$$

$$T_w = 72.4527 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Esta segunda temperatura de pared de tubo hallada se aproxima a la primera temperatura calculada $T_w = 72.2377 \text{ } ^\circ\text{C}$, por lo que no es necesario realizar una segunda iteración de los cálculos.

Comprobando T_f :

- Temperatura promedio del aire:

$$T_p = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{32.5 + 48.1221}{2} = 40.3111 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Temperatura fílmica:

$$T_f = \frac{T_p + T_w}{2} = \frac{40.3111 + 72.4527}{2} = 56.3819 \text{ } ^\circ\text{C} \cong 56 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Esta segunda temperatura fílmica hallada se aproxima a la primera temperatura calculada $T_f = 54.8689 \text{ } ^\circ\text{C}$, por lo que no es necesario realizar una segunda iteración de los cálculos.

Cálculo de la Eficiencia

$$\dot{m}_{aire} = 132.6270 \frac{kg}{s} ; C_{pf} = 1,007 \frac{J}{kg K}$$

$$\dot{m}_{agua} = 45.33 \frac{kg}{s} ; C_p = 4,197.44 \frac{J}{kg K}$$

De la **Ec. (2.84)** y **(2.85)**:

$$C_{aire} = \dot{m}_{aire} C_{pf} = 132.6270 \times 1,007 = 133,555.3890 \frac{W}{k}$$

$$C_{agua} = \dot{m}_{agua} C_p = 45.33 \times 4,197.44 = 190,269.9552 \frac{W}{k}$$

$$C_{min} = 133,555.3890 \frac{W}{k}$$

$$C_{max} = 190,269.9552 \frac{W}{k}$$

Número de unidades de transferencia de la **Ec. (2.95)**:

$$NTU = \frac{UA_t}{C_{min}}$$

$$NTU = \frac{91.5992 \times 5.1564 \times 87}{133,555.3890} = 0.3077$$

Relación de capacidades de la **Ec. (2.96)**:

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{133,555.3890}{190,269.9552} = 0.7019$$

De la **Tabla 4**, se obtiene la ecuación de la eficiencia para un intercambiador de flujo cruzado de un solo paso donde los dos fluidos no se encuentran mezclados:

$$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0.22}}{C} [\exp(-C NTU^{0.78}) - 1] \right\}$$

$$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{0.3077^{0.22}}{0.7019} [\exp(-0.7019 \times 0.3077^{0.78}) - 1] \right\}$$

$$\varepsilon = 0.2354 = 23.54 \%$$

Cálculos de Caída de Presión

De la **Ec. (2.40)**:

$$\Delta P = N_L f x \frac{\rho V_{max}^2}{2}$$

Factor de corrección del **Anexo XIV**:

$$P_T = \frac{S_T}{D} = \frac{55}{14} = 3.93 \qquad \frac{P_T}{P_L} = 1.83$$

$$P_L = \frac{S_L}{D} = \frac{30}{14} = 2.14 \qquad x = 1.05$$

Factor de fricción para arreglo escalonado de la **Ec. (2.41)**:

$$f = 4 \left(0.25 + \frac{0.1175}{\left(\frac{S_T - D}{D} \right)^{1.08}} \right) Re^{-0.16}$$

$$f = 4 \left(0.25 + \frac{0.1175}{\left(\frac{55 - 14}{14} \right)^{1.08}} \right) (5,081.0545)^{-0.16} = 0.2929$$

$$\Delta P = 1 \times 0.2929 \times 1.05 \times \frac{0.8038 \times 8.9612^2}{2}$$

$$\Delta P = 9.9256 \frac{N}{m^2}$$

Tabla 10: Resultados del análisis técnico del intercambiador de agua cruda

| Intercambiador del circuito de agua cruda de refrigeración | | | |
|---|--|--|---|
| Lado Agua | | | |
| Temperaturas del fluido | $T_1 = 38.9\text{ }^\circ\text{C}$ $T_2 = 32.0\text{ }^\circ\text{C}$ | Número de Reynolds | $Re = 12,531.1082$ |
| Temperatura promedio | $T_p = 35.45\text{ }^\circ\text{C}$ | Número de Nusselt | $Nu = 73.5727$ |
| Caudal y flujo másico | $\dot{v} = 327\text{ }\frac{m^3}{hr}$ $\dot{m} = 90.27\text{ }\frac{kg}{s}$ | Coefficiente de convección | $h_i = 3,110.8105\text{ }\frac{W}{m^2\text{ }^\circ\text{C}}$ |
| Razón de transferencia de calor | $\dot{Q} = 2,602,404.9755\text{ W}$ | | |
| Lado Aire | | | |
| Temperaturas del fluido | $t_1 = 24.0\text{ }^\circ\text{C}$ $t_2 = 30.7\text{ }^\circ\text{C}$ | Número de Nusselt | $Nu = 53.8066$ |
| Temperatura de la pared del tubo | $T_w = 32.5130\text{ }^\circ\text{C}$ | Coefficiente de convección para el banco de tubos | $h_a = 99.4653\text{ }\frac{W}{m^2\text{ }^\circ\text{C}}$ |
| Temperatura promedio | $T_p = 27.3650\text{ }^\circ\text{C}$ | Eficiencia de la aleta | $n_f = 0.5367$ |
| Temperatura de película | $T_f = 29.9390\text{ }^\circ\text{C}$ | Eficiencia de las aletas | $n_o = 0.5639$ |
| Caudal y flujo másico | $\dot{V} = 165\text{ }\frac{m^3}{s}$ $\dot{m}_a = 143.5005\text{ }\frac{kg}{s}$ | Coefficiente de convección para el banco de tubos con aletas | $h_{fa} = 701.1697\text{ }\frac{W}{m^2\text{ }^\circ\text{C}}$ |
| Número de Reynolds | $Re = 5,828.5138$ | Temperatura de salida | $t_2 = 32.5007\text{ }^\circ\text{C}$ |
| Coefficiente global de transferencia de calor | | | $U = 80.0059\text{ }\frac{W}{m^2\text{ }^\circ\text{C}}$ |
| LMTD | | | $LMTD = 7.1699\text{ }^\circ\text{C}$ |
| Razón de transferencia de calor del intercambiador | | | $\dot{Q} = 1,544,321.7054\text{ W}$ |
| Razón de transferencia de calor total | | | $\dot{Q}_{TOTAL} = 3,088,643.4108\text{ W}$ |
| Temperatura de la pared del tubo | | | $T_w = 31.9640\text{ }^\circ\text{C}$ |
| Temperatura promedio y de película | | | $T_p = 28.2504\text{ }^\circ\text{C} ; T_f = 30.1072\text{ }^\circ\text{C}$ |
| Eficiencia | | | $\varepsilon = 63.36\text{ } \% c/u$ |
| Caída de presión | | | $\Delta P = 31.5142\text{ }\frac{N}{m^2}$ |

Fuente: Elaboración propia

Tabla 11: Resultados del análisis técnico del intercambiador de agua de cilindros

| Intercambiador del circuito de agua de refrigeración de cilindros | | | |
|--|--|--|---|
| Lado Agua | | | |
| Temperaturas del fluido | $T_1 = 85.0\text{ }^\circ\text{C}$ $T_2 = 76.1\text{ }^\circ\text{C}$ | Número de Reynolds | $Re = 76,497.2709$ |
| Temperatura promedio | $T_p = 80.55\text{ }^\circ\text{C}$ | Número de Nusselt | $N_u = 241.5949$ |
| Caudal y flujo másico | $\dot{v} = 168\text{ } \frac{m^3}{hr}$ $\dot{m} = 45.33\text{ } \frac{kg}{s}$ | Coefficiente de convección | $h_i = 10,973.59\text{ } \frac{W}{m^2\text{ }^\circ\text{C}}$ |
| Razón de transferencia de calor | $\dot{Q} = 1,693,466.1085\text{ } W$ | | |
| Lado Aire | | | |
| Temperaturas del fluido | $t_1 = 32.5\text{ }^\circ\text{C}$ $t_2 = 42.5\text{ }^\circ\text{C}$ | Número de Nusselt | $N_u = 37.6713$ |
| Temperatura de la pared del tubo | $T_w = 72.2377\text{ }^\circ\text{C}$ | Coefficiente de convección para el banco de tubos | $h_a = 74.5354\text{ } \frac{W}{m^2\text{ }^\circ\text{C}}$ |
| Temperatura promedio | $T_p = 37.5\text{ }^\circ\text{C}$ | Eficiencia de la aleta | $n_f = 0.5846$ |
| Temperatura de película | $T_f = 54.8689\text{ }^\circ\text{C}$ | Eficiencia de las aletas | $n_o = 0.6500$ |
| Caudal y flujo másico | $\dot{V} = 165\text{ } \frac{m^3}{s}$ $\dot{m}_a = 132.6270\text{ } \frac{kg}{s}$ | Coefficiente de convección para el banco de tubos con aletas | $h_{fa} = 251.7726\text{ } \frac{W}{m^2\text{ }^\circ\text{C}}$ |
| Número de Reynolds | $Re = 5,081.0545$ | Temperatura de salida | $t_2 = 48.1221\text{ }^\circ\text{C}$ |
| Coefficiente global de transferencia de calor | | | $U = 91.5992\text{ } \frac{W}{m^2\text{ }^\circ\text{C}}$ |
| LMTD | | | $LMTD = 40.1452\text{ }^\circ\text{C}$ |
| Razón de transferencia de calor del intercambiador | | | $\dot{Q} = 1,649,647.5246\text{ } W$ |
| Temperatura de la pared del tubo | | | $T_w = 72.4527\text{ }^\circ\text{C}$ |
| Temperatura promedio y de película | | | $T_p = 40.3111\text{ }^\circ\text{C} ; T_f = 56.3819\text{ }^\circ\text{C}$ |
| Eficiencia | | | $\varepsilon = 23.54\text{ } \%$ |
| Caída de presión | | | $\Delta P = 9.9256\text{ } \frac{N}{m^2}$ |

Fuente: Elaboración propia

3.6 Análisis de resultados técnicos

Para la refrigeración del agua cruda de refrigeración de un motor:

- El sistema de intercambio agua – agua de un motor emplea 02 intercambiadores de coraza y tubos (intercambiador A y B) conectados en serie, de tal manera que el agua cruda circula en una primera etapa por el B y en una segunda etapa por el A.
- El sistema de intercambio agua – aire de un motor emplea 02 bancos de tubos aletados idénticos conectados en paralelo, de tal manera que el total de agua cruda se reparte entre los dos bancos.

Los resultados del cálculo técnico de ambos sistemas para el circuito de agua cruda de refrigeración se muestran en la **Tabla 12**:

Tabla 12: Resultados del análisis técnico de los sistemas para el agua cruda

| Circuito de agua cruda de refrigeración | | | |
|--|--|--|--|
| Sistema | Agua – agua | | Agua – aire |
| | Intercambiador B (primera etapa) | Intercambiador A (segunda etapa) | Banco de tubos aletados x2 |
| Rango de temperaturas | $T_1 = 34.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ $T_2 = 31.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ | $T_1 = 31.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ $T_2 = 27.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ | $T_1 = 38.9\text{ }^{\circ}\text{C}$ $T_2 = 32.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ |
| Razón de transferencia requerida | $\dot{Q} = 1,172.87\text{ kW}$ | $\dot{Q} = 1,513.38\text{ kW}$ | $\dot{Q} = 2,602.41\text{ kW}$ |
| LMTD | $LMTD = 10.0493\text{ }^{\circ}\text{C}$ | $LMTD = 9.6986\text{ }^{\circ}\text{C}$ | $LMTD = 7.1699\text{ }^{\circ}\text{C}$ |
| Coefficiente global de transferencia | $U_c = 2,077.59\text{ } \frac{W}{m^2\text{ }^{\circ}\text{C}}$ | $U_c = 1,944.70\text{ } \frac{W}{m^2\text{ }^{\circ}\text{C}}$ | $U = 80.0059\text{ } \frac{W}{m^2\text{ }^{\circ}\text{C}} \times tubo$ |
| Razón de transferencia del intercambiador | $\dot{Q} = 1,619.6263\text{ kW}$ | $\dot{Q} = 1,881.1647\text{ kW}$ | $\dot{Q}_T = 3,088.64\text{ kW}$ |
| Eficiencia | $\varepsilon = 30.30\text{ } \%$ | $\varepsilon = 34.44\text{ } \%$ | $\varepsilon = 63.36\text{ } \%$ c/u |

Fuente: Elaboración propia

Para la refrigeración del agua de refrigeración de cilindros de un motor:

- El sistema de intercambio agua – agua de un motor emplea 01 intercambiador de coraza y tubos (intercambiador C).
- El sistema de intercambio agua – aire de un motor emplea 01 banco de tubos aletados.

Los resultados del cálculo técnico de ambos sistemas para el circuito de agua de refrigeración de cilindros se muestran en la **Tabla 13**:

Tabla 13: Resultados del análisis técnico de los sistemas para el agua de cilindros

| Circuito de agua de refrigeración de cilindros | | |
|---|--|--|
| Sistema | Agua – agua | Agua – aire |
| | Intercambiador C | Banco de tubos aletados |
| Rango de temperaturas | $T_1 = 82.0 \text{ } ^\circ\text{C}$ $T_2 = 77.0 \text{ } ^\circ\text{C}$ | $T_1 = 85.0 \text{ } ^\circ\text{C}$ $T_2 = 76.1 \text{ } ^\circ\text{C}$ |
| Razón de transferencia requerida | $\dot{Q} = 974.88 \text{ kW}$ | $\dot{Q} = 1,693.47 \text{ kW}$ |
| LMTD | $LMTD = 52.8496 \text{ } ^\circ\text{C}$ | $LMTD = 40.1452 \text{ } ^\circ\text{C}$ |
| Coefficiente global de transferencia | $U_c = 2,783.9608 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$ | $U = 91.5992 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \times \text{tubo}$ |
| Razón de transferencia del intercambiador | $\dot{Q} = 7,725.5639 \text{ kW}$ | $\dot{Q} = 1,649.65 \text{ kW}$ |
| Eficiencia | $\varepsilon = 47.96 \%$ | $\varepsilon = 23.54 \%$ |

Fuente: Elaboración propia

CAPITULO IV

ANÁLISIS ECONÓMICO

El siguiente análisis económico se realizará para los sistemas de intercambio de calor de un motor y se evaluará a las condiciones de diseño de los mismos.

El sistema de intercambio de calor agua – agua emplea como fluido de enfriamiento el agua captada del río Chili, como se explicó en el análisis de este sistema, el caudal de agua captada del río Chili (fluido frío) circula por los 03 intercambiadores sucesivamente aumentando su temperatura progresivamente, el caudal requerido según datos de diseño es de:

$$\text{caudal} = 359.25 \frac{m^3}{hr} = 99.79 \frac{L}{s}$$

El costo total por el uso del agua del río Chili está conformado por 03 retribuciones económicas, las dos primeras están indicadas en el Decreto Supremo N° 017 – 2017 – MINAGRI y la tercera es una retribución económica fija, estas son:

- Retribución económica por el uso del agua superficial con fines no agrarios, en soles por metro cubico, es una tarifa variable ya que depende del caudal de agua que es captada de acuerdo a las horas de operación del motor.
- Retribución económica por el vertimiento de agua residual tratada, en soles por metro cubico, también es una tarifa variable porque depende de las horas de operación del motor.
- Retribución económica por el empleo de la infraestructura hídrica menor, en soles por metro cubico, la cual es una tarifa fija anual ya que depende de la licencia de caudal de agua que se tenga.

La retribución económica por el uso del agua superficial con fines no agrarios y por el vertimiento de agua residual tratada se extrae de las **Tablas 14** y **15**, respectivamente.

Tabla 14: Retribución económica por el uso de agua superficial con fines no agrarios

| Disponibilidad Hídrica | Administración Local del Agua | Uso | | | |
|---------------------------|---|--------------------|-------------|--------|--------------|
| | | Poblacional | Industrial* | Minero | Otros usos** |
| | | S / m ³ | | | |
| Alta | Tambo-Alto Tambo, Camaná-Majes, Colca-Siguas-Chivay, Ocoña-Pausa, Mala-Omas-Cañete, Barranca, Huaraz, Santa-Lacramarca-Nepeña (con excepción de la cuenca hidrográfica Nepeña), Santiago de Chuco, Tumbes, Chinchipe-Chamaya, Bagua-Santiago, Utubamba, Las Yungas-Suite, Cajamarca, Crisnejas, Huamachuco, Pomabamba, Huari, Chotano-Llaucano, Alto Marañón, Iquitos, Alto Amazonas, Alto Mayo, Tarapoto, Huallaga Central, Tingo María, Alto Huallaga, Pucallpa, Abalaya, Perené, Tarma, Pasco, Mantero, Huancavelica, Ayacucho, Bajo Apurímac-Pampas, Medio Apurímac-Pachachaca, Alto Apurímac-Velille, La Convención, Cusco, Siuani, Tahuamanu-Madre de Dios, Tambopata-Inambari, Ramis, Huancané, Juliaca e Ilave. | 0.0048 | 0.0766 | 0.0983 | 0.0319 |
| Media | Chili, Cháparra-Acarí, Grande, Pisco, San Juan, Chancay-Huaral, Huaura, Moche-Virú-Chao, Jequetepeque, Motupe-Olmos-La Leche, Medio y Bajo Piura, Alto Piura, San Lorenzo y Chira. | 0.0196 | 0.1530 | 0.1967 | 0.0638 |
| Baja | Caplina-Locumba, Moquegua, Ica, Río Seco, Chillón-Rimac-Lurin, Casma-Huarmey, Chicama, Santa-Lacramarca-Nepeña (considera sólo la cuenca hidrográfica Nepeña), Chancay-Lambayeque y Zaña. | 0.0345 | 0.2297 | 0.2952 | 0.0955 |

* Valores aplicables por el uso de agua en centrales termoeléctricas

** Valores aplicables por el uso de agua en ejecución de estudios y obras de los sectores productivos a excepción de energético y minero. Para uso de agua en actividades de limpieza y mantenimiento de vías públicas, bebederos, edificios públicos, tiendas, bares, restaurantes, hoteles, estaciones de servicio y otros.

Fuente: D. S. N° 017 – 2017 – MINAGRI

Tabla 15: Retribución económica por vertimiento de agua residual tratada

| Tipos de aguas residuales según fuente generadora | | Clasificación del cuerpo de agua superficial receptor de vertimiento | | | | |
|---|--|--|-------------------------|-------------------------|-------------------------|--------|
| | | Categoría ECA-Agua 1 | Categoría ECA-Agua 2 | Categoría ECA-Agua 3 | Categoría ECA-Agua 4 | |
| | | S / m ³ | | | | |
| Aguas residuales doméstico-municipales | | 0.0067 | 0.0063 | 0.0057 | 0.0059 | |
| Aguas residuales industriales | Aguas residuales generadas en el proceso productivo del sector | Saneamiento y otros* | 0.0034 | 0.0032 | 0.0029 | 0.0030 |
| | | Energía | 0.0535 | 0.0500 | 0.0446 | 0.0464 |
| | | Minería | 0.0603 | 0.0563 | 0.0502 | 0.0522 |
| | | Agroindustria | 0.0134 | 0.0125 | 0.0111 | 0.0117 |
| | | Industria | 0.0267 | 0.0251 | 0.0223 | 0.0232 |
| | | Pesquería | 0.0201 | 0.0188 | 0.0168 | 0.0174 |

Fuente: D. S. N° 017 – 2017 – MINAGRI

Considerando que el agua de enfriamiento es captada del río Chili, la retribución económica por uso, de la **Tabla 14**, es:

$$uso = 0.1530 \frac{\text{soles}}{m^3}$$

Considerando que la actividad productiva en desarrollo corresponde al sector energético y que el agua residual será usada para el riego de vegetales y bebida de animales (ECA – 3), la retribución económica por vertimiento, de la **Tabla 15**, es:

$$vertimiento = 0.0446 \frac{\text{soles}}{m^3}$$

Para el cálculo del costo por el uso de agua superficial y vertimiento de agua residual tratada se debe multiplicar la retribución económica por el caudal total a emplear por el sistema de intercambio agua – agua, este depende de las horas de operación del motor:

$$costo \frac{\text{soles}}{\text{año}} = retribucion\ economica \frac{\text{soles}}{m^3} \times 359.25 \frac{m^3}{hr} \times horas\ de\ operacion \frac{hr}{año}$$

La retribución económica por el empleo de la infraestructura hídrica menor es de:

$$infraestructura = 0.00465 \frac{\text{soles}}{m^3}$$

La retribución económica por el uso de la infraestructura es una tarifa fija anual, no depende de las horas de operación del motor, se calcula de la siguiente manera:

$$caudal_{anual} = 359.25 \frac{m^3}{hr} \times 8,760 \frac{hr}{año} = 3,147,030 \frac{m^3}{año}$$

Entonces el costo anual por el uso de infraestructura menor es:

$$costo_{infraestructura} = 0.00465 \frac{\text{soles}}{m^3} \times 3,147,030 \frac{m^3}{año}$$

$$costo_{infraestructura} = 14,633.69 \frac{\text{soles}}{\text{año}}$$

El costo total por la operación del sistema de intercambio de calor agua – agua es igual a la suma de los costos de las retribuciones económicas mencionadas:

$$costo_{total} = costo_{uso} + costo_{vertimiento} + costo_{infraestructura}$$

Considerando diversos escenarios de horas de operación anual, se obtiene la **Tabla 16**:

Tabla 16: Costo de operación anual del sistema de intercambio de calor agua – agua

| Horas de operación anual (hr) | Caudal total anual (m3) | Costo de uso (S/.) | Costo de vertimiento (S/.) | Costo de infraestructura (S/.) | Costo total/motor (S/.) |
|-------------------------------|-------------------------|--------------------|----------------------------|--------------------------------|-------------------------|
| 100 | 35,925.00 | 5,496.53 | 1,602.26 | 14,633.69 | 21,732.47 |
| 500 | 179,625.00 | 27,482.63 | 8,011.28 | 14,633.69 | 50,127.59 |
| 1,000 | 359,250.00 | 54,965.25 | 16,022.55 | 14,633.69 | 85,621.49 |
| 2,000 | 718,500.00 | 109,930.50 | 32,045.10 | 14,633.69 | 156,609.29 |
| 3,000 | 1,077,750.00 | 164,895.75 | 48,067.65 | 14,633.69 | 227,597.09 |
| 4,000 | 1,437,000.00 | 219,861.00 | 64,090.20 | 14,633.69 | 298,584.89 |
| 5,000 | 1,796,250.00 | 274,826.25 | 80,112.75 | 14,633.69 | 369,572.69 |
| 6,000 | 2,155,500.00 | 329,791.50 | 96,135.30 | 14,633.69 | 440,560.49 |
| 7,000 | 2,514,750.00 | 384,756.75 | 112,157.85 | 14,633.69 | 511,548.29 |
| 8,000 | 2,874,000.00 | 439,722.00 | 128,180.40 | 14,633.69 | 582,536.09 |

Fuente: Elaboración propia

El sistema de intercambio de calor agua – aire emplea como fluido de enfriamiento aire que es suministrado por 10 ventiladores, la energía eléctrica para alimentar a los ventiladores se obtiene de los bornes de generación del motor, es decir, la potencia empleada para el funcionamiento de los 10 ventiladores se resta directamente a la potencia que se obtiene en bornes de generación del motor.

Por lo que para calcular el costo de operación del sistema de intercambio agua – aire se debe considerar la energía anual que consumen los ventiladores y multiplicarla por el costo

variable de producción de la unidad. La energía consumida depende de la potencia requerida por el ventilador la cual se obtiene de los datos técnicos del mismo (**Anexo XXI**):

$$Pot_{ventilador} = 34.5 \text{ kW}$$

Considerando que son 10 ventiladores que conforman el sistema para un motor:

$$Pot_{total} = 34.5 \text{ kW} \times 10 = 345 \text{ kW}$$

La energía total consumida se obtiene multiplicando la potencia total de los ventiladores por las horas de operación de la unidad:

$$Energia \frac{\text{kW} - \text{hr}}{\text{año}} = Pot_{total} \text{ kW} \times \text{horas de operación} \frac{\text{hr}}{\text{año}}$$

El costo variable representa el costo de generación de la unidad y es igual a la suma del costo variable combustible más el costo variable no combustible, este dato se obtiene del COES. Para una unidad de generación termoeléctrica diésel, el costo variable aproximadamente es:

$$CVar_{Diesel} = 0.38134 \frac{\text{soles}}{\text{kW} - \text{hr}}$$

El costo total por la operación del sistema de intercambio de calor agua – aire es igual a la multiplicación de la energía consumida por los ventiladores por el costo variable de la unidad de generación:

$$costo_{total} \frac{\text{soles}}{\text{año}} = Energia \frac{\text{kW} - \text{hr}}{\text{año}} \times CVar_{Diesel} \frac{\text{soles}}{\text{kW} - \text{hr}}$$

Considerando diversos escenarios de horas de operación anual, se obtiene la **Tabla 17**:

Tabla 17: Costo de operación anual del sistema de intercambio de calor agua – aire

| Horas de operación anual (hr) | Energía total (kW-hr) | Costo total/motor (S./año) |
|-------------------------------|-----------------------|----------------------------|
| 100 | 34,500 | 13,156.23 |
| 500 | 172,500 | 65,781.15 |
| 1,000 | 345,000 | 131,562.30 |
| 2,000 | 690,000 | 263,124.60 |
| 3,000 | 1,035,000 | 394,686.90 |
| 4,000 | 1,380,000 | 526,249.20 |
| 5,000 | 1,725,000 | 657,811.50 |
| 6,000 | 2,070,000 | 789,373.80 |
| 7,000 | 2,415,000 | 920,936.10 |
| 8,000 | 2,760,000 | 1,052,498.40 |

Fuente: Elaboración propia

En la **Figura 39**, se muestra el gráfico de las horas de operación anual vs costo anual de operación de ambos sistemas:

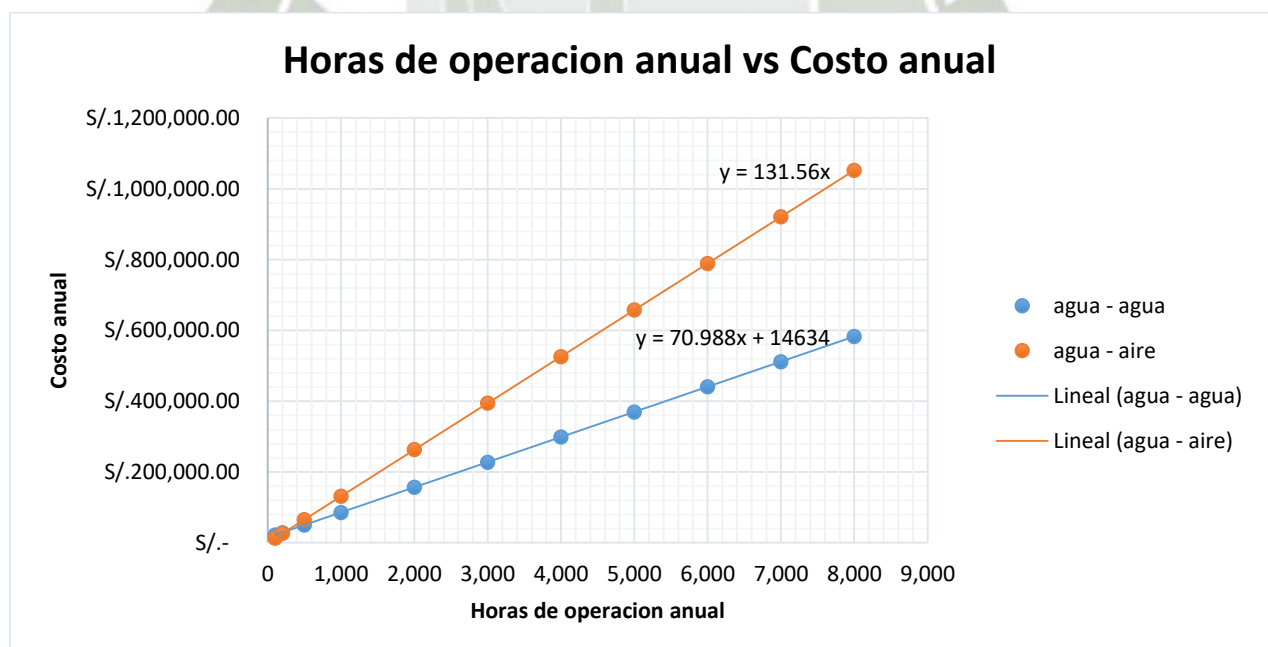


Figura 39: Horas de operación anual vs costo anual de operación de los sistemas

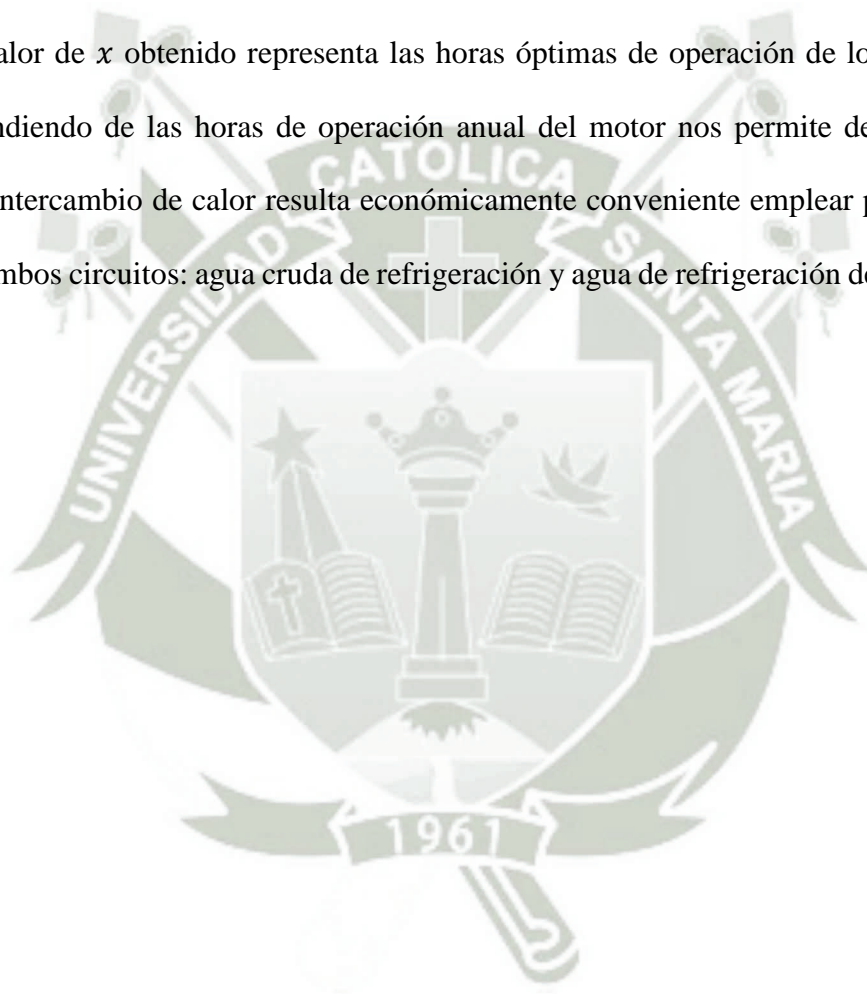
Fuente: Elaboración propia

Las ecuaciones mostradas en la **Figura 39** de la gráfica Horas de operación anual vs Costo anual de operación de ambos sistemas indican un comportamiento lineal del costo en función a las horas de operación, si igualamos ambas ecuaciones obtendremos las horas de operación en la cual las líneas de tendencia se intersectan:

$$70.988 x + 14,634 = 131.56 x$$

$$x = 241.60 \approx 242 \text{ horas}$$

El valor de x obtenido representa las horas óptimas de operación de los sistemas, es decir, dependiendo de las horas de operación anual del motor nos permite determinar cuál sistema de intercambio de calor resulta económicamente conveniente emplear para refrigerar el agua de ambos circuitos: agua cruda de refrigeración y agua de refrigeración de los cilindros.



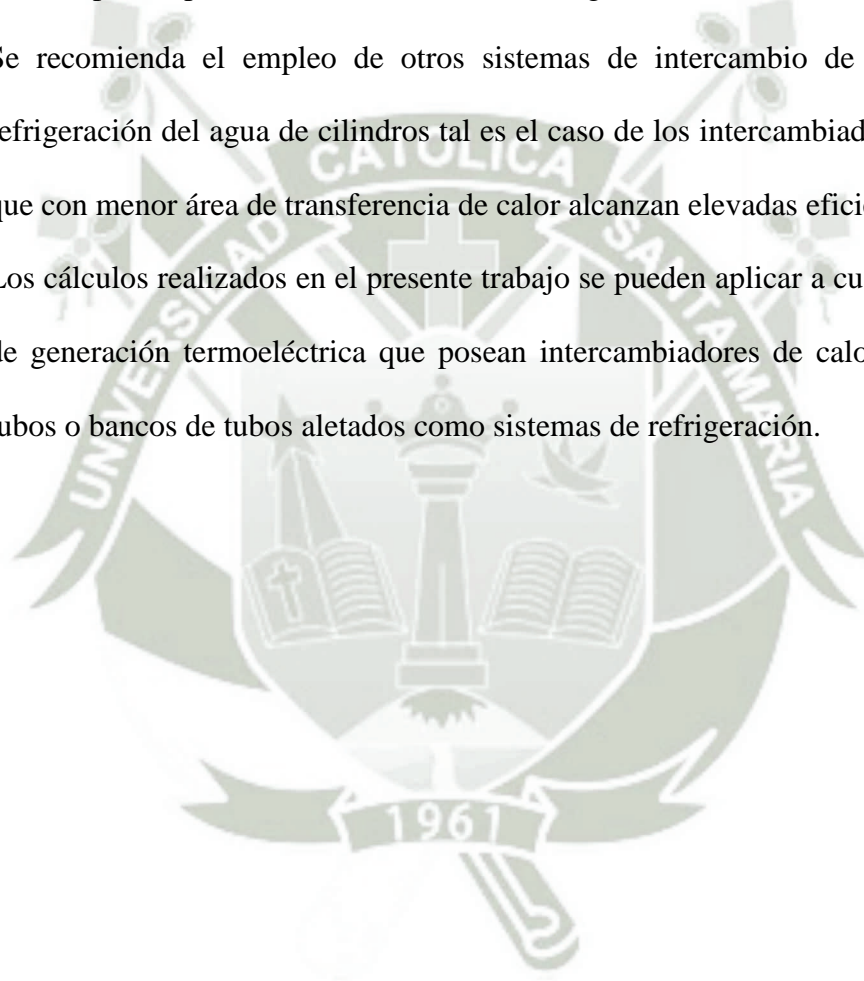
CONCLUSIONES

- Se realizó el análisis técnico – económico de ambos sistemas de intercambio de calor, considerando el programa de mediano plazo dado por el COES, las horas de operación anual estimadas para las unidades de generación termoeléctrica diésel es de 100 a 200 horas, para este régimen de trabajo se concluye que el sistema de intercambio más óptimo es el de agua – aire al tener menores costos de operación y reducir la temperatura de los circuitos de agua a condiciones óptimas permitiendo una generación a plena carga estipulada por el fabricante de 4.8 MW.
- Se calculó la eficiencia de los intercambiadores que conforman los sistemas de refrigeración, la **Tabla 12** nos indica que para refrigerar el agua cruda el sistema de mayor eficiencia es el de agua – aire al contar con dos intercambiadores de flujo cruzado idénticos, cada uno con una eficiencia del 63.36 %. La **Tabla 13** nos indica que para refrigerar el agua de cilindros el sistema de mayor eficiencia es el de agua – agua al contar con un intercambiador de coraza y tubos con una eficiencia del 47.96 %.
- Se calcularon los gastos económicos que implica la operación de ambos sistemas para diversos escenarios de horas de operación. En la **Tabla 16** se muestran los costos operativos del sistema agua – agua y en la **Tabla 17** los del sistema agua – aire, cabe resaltar que también se calculó las horas óptimas de operación de los sistemas, es decir, si la operación anual del motor se encuentra por debajo de las 242 horas resulta económicamente conveniente emplear el sistema agua – aire, caso contrario, si las horas de operación exceden las 250 horas es conveniente emplear el sistema agua – agua.

- Los rangos de refrigeración que logran los intercambiadores para cada circuito de agua varían dependiendo del tipo de sistema que se trate. Como se observa en la **Tabla 12**, para el circuito de agua cruda, el rango de refrigeración del sistema agua – agua es más amplio que el del sistema agua – aire pero este último es más efectivo. Caso contrario sucede en el circuito de agua de cilindros, la **Tabla 13** nos indica que el rango de refrigeración del sistema aire – aire es más amplio que el sistema agua – agua pero este último es el más efectivo. Por lo tanto se infiere que ambos sistemas mantienen la temperatura de los componentes internos dentro de los límites permisibles recomendados por el fabricante, permitiendo la operación de los motores a diferentes cargas de operación (100 %, 75 %, 50%) siendo la requerida y la más exigente a plena carga (4.8 MW).
- Los intercambiadores de mayor eficiencia de ambos sistemas estarán más próximos a mantener la temperatura de los componentes internos del motor dentro de los límites permisibles recomendados por el fabricante al refrigerar sus correspondientes circuitos de agua dentro del rango recomendado con el menor recurso refrigerante posible al existir una mejor transferencia de calor en su área debido a su configuración física. Los intercambiadores de menor eficiencia requerirán de una mayor cantidad de recurso refrigerante y tiempo para refrigerar los circuitos de agua dentro del rango estipulado por el fabricante.

RECOMENDACIONES

- Realizar mantenimiento periódico a los sistemas de intercambio de calor y elaborar un programa anual.
- Evaluar las horas de operación de la unidad para elaborar un programa de operación de los sistemas de intercambio de calor.
- En caso de contar con un caudal limitado de agua, se pueden operar los dos sistemas a la vez para suplir la carencia del recurso refrigerante de un sistema.
- Se recomienda el empleo de otros sistemas de intercambio de calor para la refrigeración del agua de cilindros tal es el caso de los intercambiadores de placas que con menor área de transferencia de calor alcanzan elevadas eficiencias.
- Los cálculos realizados en el presente trabajo se pueden aplicar a cualquier central de generación termoeléctrica que posean intercambiadores de calor de coraza y tubos o bancos de tubos aletados como sistemas de refrigeración.



BIBLIOGRAFÍA

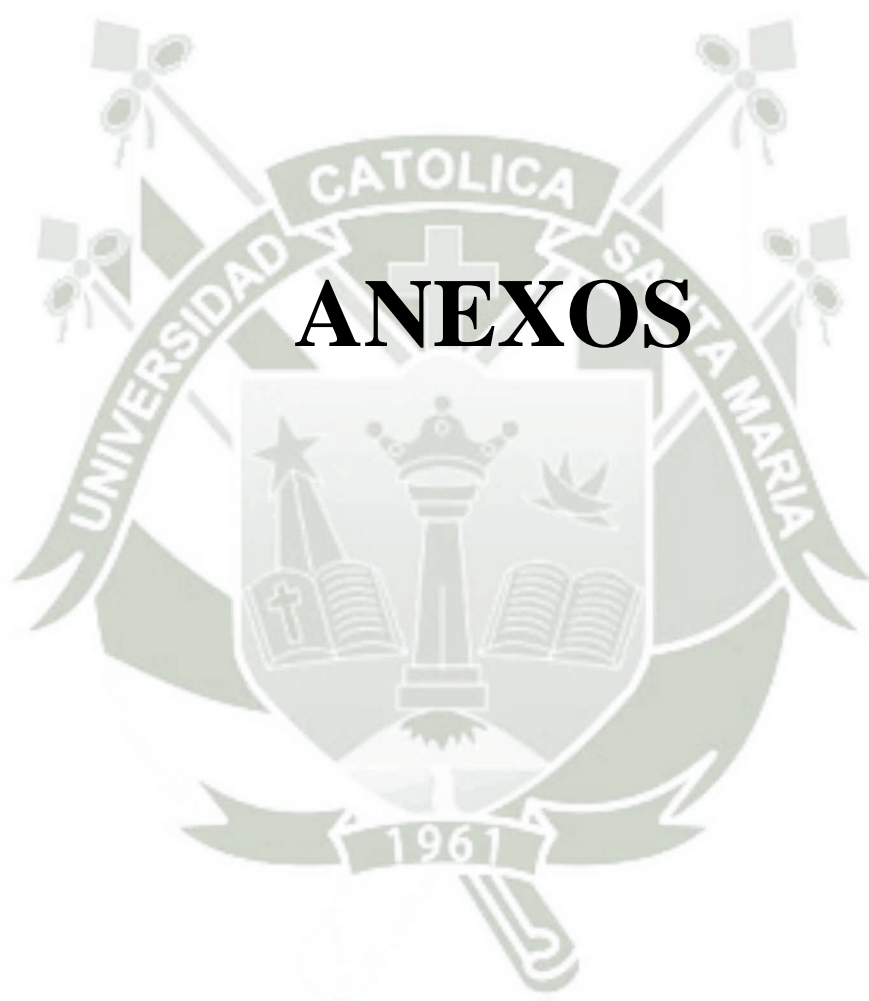
- Acosta , J. (9 de Setiembre de 2015). *Slide Share*. Obtenido de Tipos de aletas:
https://es.slideshare.net/carlos_albert_pd/transferencia-de-calor-superficies-extendidas-aletas
- ASHRAE. (2005). *Handbook Fundamentals*. USA: ASHRAE.
- Boles, M., & Cengel, Y. (2009). *Termodinámica*. México: McGraw.
- Carrillo, K. (s.f.). *Scribd*. Obtenido de Acero Galvanizado:
<https://www.scribd.com/doc/115765490/Acero-Galvanizado>
- Cengel, Y., & Ghajar. (2011). *Transferencia de calor y masa*. Mexico: McGRAW.
- Chohey, N. P. (1990). *Manual de Cálculos de Ingeniería Química*. Mexico: McGraw.
- Donald Q., K. (1999). *Procesos de transferencia de calor*. México: CONTINENTAL S.A.
- GRUPEL. (10 de Octubre de 2017). *Ventajas de un generador diesel*. Obtenido de
<https://grupel.eu/es/grupel-es/generador-diesel-ventajas/>
- Incropera, F. P., & De Witt, D. P. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor*. Mexico.
- Karlekar, D. (1994). *Transferencia de Calor*. Mexico: Mc Graw-Hill.
- Kreith, F., & Bohn, M. (2001). *Principios de Transferencia de Calor*. Mexico.
- Meza, M. (Setiembre de 2015). *Aletas de transferencia de calor*. Obtenido de
https://es.slideshare.net/miguelarturomeza/aletas-de-transferencia-de-calor-52604161?from_action=save
- Ramirez, C. (s.f.). *Generacion de energia electrica*. Obtenido de
https://www.ecured.cu/Generaci%C3%B3n_de_Energ%C3%ADa_El%C3%A9ctrica

Serth, R. W. (2007). *Process Heat Transfer Principles and Applications*. Abril.

TEMA. (2007). *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association*. New York.

Wikipedia. (s.f.). *Motor de combustión interna alternativo*. Obtenido de
https://es.wikipedia.org/wiki/Motor_de_combusti%C3%B3n_interna_alternativo





ANEXOS

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

Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011, p.878)

ANEXO II. Propiedades del aire

| Temp., $T, ^\circ\text{C}$ | Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$ | Calor específico, $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$ | Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$ | Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$ | Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$ | Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$ | Número de Prandtl, Pr |
|-------------------------------|------------------------------------|---|---|--|--|---|-----------------------------|
| -150 | 2.866 | 983 | 0.01171 | 4.158×10^{-6} | 8.636×10^{-6} | 3.013×10^{-6} | 0.7246 |
| -100 | 2.038 | 966 | 0.01582 | 8.036×10^{-6} | 1.189×10^{-6} | 5.837×10^{-6} | 0.7263 |
| -50 | 1.582 | 999 | 0.01979 | 1.252×10^{-5} | 1.474×10^{-5} | 9.319×10^{-6} | 0.7440 |
| -40 | 1.514 | 1 002 | 0.02057 | 1.356×10^{-5} | 1.527×10^{-5} | 1.008×10^{-5} | 0.7436 |
| -30 | 1.451 | 1 004 | 0.02134 | 1.465×10^{-5} | 1.579×10^{-5} | 1.087×10^{-5} | 0.7425 |
| -20 | 1.394 | 1 005 | 0.02211 | 1.578×10^{-5} | 1.630×10^{-5} | 1.169×10^{-5} | 0.7408 |
| -10 | 1.341 | 1 006 | 0.02288 | 1.696×10^{-5} | 1.680×10^{-5} | 1.252×10^{-5} | 0.7387 |
| 0 | 1.292 | 1 006 | 0.02364 | 1.818×10^{-5} | 1.729×10^{-5} | 1.338×10^{-5} | 0.7362 |
| 5 | 1.269 | 1 006 | 0.02401 | 1.880×10^{-5} | 1.754×10^{-5} | 1.382×10^{-5} | 0.7350 |
| 10 | 1.246 | 1 006 | 0.02439 | 1.944×10^{-5} | 1.778×10^{-5} | 1.426×10^{-5} | 0.7336 |
| 15 | 1.225 | 1 007 | 0.02476 | 2.009×10^{-5} | 1.802×10^{-5} | 1.470×10^{-5} | 0.7323 |
| 20 | 1.204 | 1 007 | 0.02514 | 2.074×10^{-5} | 1.825×10^{-5} | 1.516×10^{-5} | 0.7309 |
| 25 | 1.184 | 1 007 | 0.02551 | 2.141×10^{-5} | 1.849×10^{-5} | 1.562×10^{-5} | 0.7296 |
| 30 | 1.164 | 1 007 | 0.02588 | 2.208×10^{-5} | 1.872×10^{-5} | 1.608×10^{-5} | 0.7282 |
| 35 | 1.145 | 1 007 | 0.02625 | 2.277×10^{-5} | 1.895×10^{-5} | 1.655×10^{-5} | 0.7268 |
| 40 | 1.127 | 1 007 | 0.02662 | 2.346×10^{-5} | 1.918×10^{-5} | 1.702×10^{-5} | 0.7255 |
| 45 | 1.109 | 1 007 | 0.02699 | 2.416×10^{-5} | 1.941×10^{-5} | 1.750×10^{-5} | 0.7241 |
| 50 | 1.092 | 1 007 | 0.02735 | 2.487×10^{-5} | 1.963×10^{-5} | 1.798×10^{-5} | 0.7228 |
| 60 | 1.059 | 1 007 | 0.02808 | 2.632×10^{-5} | 2.008×10^{-5} | 1.896×10^{-5} | 0.7202 |
| 70 | 1.028 | 1 007 | 0.02881 | 2.780×10^{-5} | 2.052×10^{-5} | 1.995×10^{-5} | 0.7177 |
| 80 | 0.9994 | 1 008 | 0.02953 | 2.931×10^{-5} | 2.096×10^{-5} | 2.097×10^{-5} | 0.7154 |
| 90 | 0.9718 | 1 008 | 0.03024 | 3.086×10^{-5} | 2.139×10^{-5} | 2.201×10^{-5} | 0.7132 |
| 100 | 0.9458 | 1 009 | 0.03095 | 3.243×10^{-5} | 2.181×10^{-5} | 2.306×10^{-5} | 0.7111 |
| 120 | 0.8977 | 1 011 | 0.03235 | 3.565×10^{-5} | 2.264×10^{-5} | 2.522×10^{-5} | 0.7073 |
| 140 | 0.8542 | 1 013 | 0.03374 | 3.898×10^{-5} | 2.345×10^{-5} | 2.745×10^{-5} | 0.7041 |
| 160 | 0.8148 | 1 016 | 0.03511 | 4.241×10^{-5} | 2.420×10^{-5} | 2.975×10^{-5} | 0.7014 |
| 180 | 0.7788 | 1 019 | 0.03646 | 4.593×10^{-5} | 2.504×10^{-5} | 3.212×10^{-5} | 0.6992 |
| 200 | 0.7459 | 1 023 | 0.03779 | 4.954×10^{-5} | 2.577×10^{-5} | 3.455×10^{-5} | 0.6974 |
| 250 | 0.6746 | 1 033 | 0.04104 | 5.890×10^{-5} | 2.760×10^{-5} | 4.091×10^{-5} | 0.6946 |
| 300 | 0.6158 | 1 044 | 0.04418 | 6.871×10^{-5} | 2.934×10^{-5} | 4.765×10^{-5} | 0.6935 |
| 350 | 0.5664 | 1 056 | 0.04721 | 7.892×10^{-5} | 3.101×10^{-5} | 5.475×10^{-5} | 0.6937 |
| 400 | 0.5243 | 1 069 | 0.05015 | 8.951×10^{-5} | 3.261×10^{-5} | 6.219×10^{-5} | 0.6948 |
| 450 | 0.4880 | 1 081 | 0.05298 | 1.004×10^{-4} | 3.415×10^{-5} | 6.997×10^{-5} | 0.6965 |
| 500 | 0.4565 | 1 093 | 0.05572 | 1.117×10^{-4} | 3.563×10^{-5} | 7.806×10^{-5} | 0.6986 |
| 600 | 0.4042 | 1 115 | 0.06093 | 1.352×10^{-4} | 3.846×10^{-5} | 9.515×10^{-5} | 0.7037 |
| 700 | 0.3627 | 1 135 | 0.06581 | 1.598×10^{-4} | 4.111×10^{-5} | 1.133×10^{-4} | 0.7092 |
| 800 | 0.3289 | 1 153 | 0.07037 | 1.855×10^{-4} | 4.362×10^{-5} | 1.326×10^{-4} | 0.7149 |
| 900 | 0.3008 | 1 169 | 0.07465 | 2.122×10^{-4} | 4.600×10^{-5} | 1.529×10^{-4} | 0.7206 |
| 1 000 | 0.2772 | 1 184 | 0.07868 | 2.398×10^{-4} | 4.826×10^{-5} | 1.741×10^{-4} | 0.7260 |
| 1 500 | 0.1990 | 1 234 | 0.09599 | 3.908×10^{-4} | 5.817×10^{-5} | 2.922×10^{-4} | 0.7478 |
| 2 000 | 0.1553 | 1 264 | 0.11113 | 5.664×10^{-4} | 6.630×10^{-5} | 4.270×10^{-4} | 0.7539 |

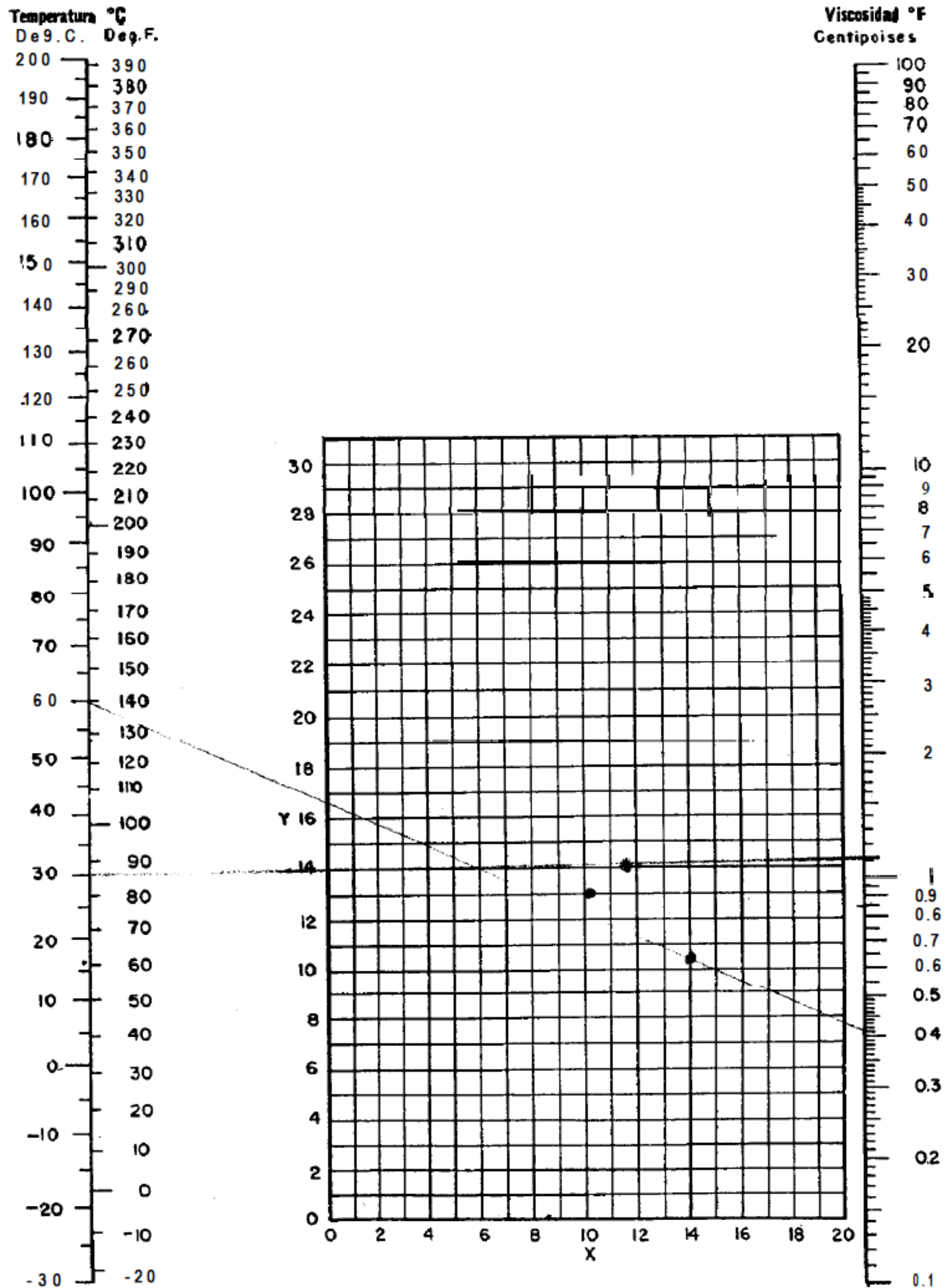
Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011, p.884)

ANEXO III. Propiedades de la atmosfera a gran altitud

| Altitud, z , m | Temperatura, T , °C | Presión, P , kPa | Gravedad, g , m/s ² | Velocidad del sonido, c , m/s | Densidad, ρ , kg/m ³ | Viscosidad, μ kg/m · s | Conductividad térmica, k , W/m · K |
|---------------------|--------------------------|-----------------------|-------------------------------------|---------------------------------------|---|-------------------------------|--|
| 0 | 15.00 | 101.33 | 9.807 | 340.3 | 1.225 | 1.789×10^{-5} | 0.0253 |
| 200 | 13.70 | 98.95 | 9.806 | 339.5 | 1.202 | 1.783×10^{-5} | 0.0252 |
| 400 | 12.40 | 96.61 | 9.805 | 338.8 | 1.179 | 1.777×10^{-5} | 0.0252 |
| 600 | 11.10 | 94.32 | 9.805 | 338.0 | 1.156 | 1.771×10^{-5} | 0.0251 |
| 800 | 9.80 | 92.08 | 9.804 | 337.2 | 1.134 | 1.764×10^{-5} | 0.0250 |
| 1 000 | 8.50 | 89.88 | 9.804 | 336.4 | 1.112 | 1.758×10^{-5} | 0.0249 |
| 1 200 | 7.20 | 87.72 | 9.803 | 335.7 | 1.090 | 1.752×10^{-5} | 0.0248 |
| 1 400 | 5.90 | 85.60 | 9.802 | 334.9 | 1.069 | 1.745×10^{-5} | 0.0247 |
| 1 600 | 4.60 | 83.53 | 9.802 | 334.1 | 1.048 | 1.739×10^{-5} | 0.0245 |
| 1 800 | 3.30 | 81.49 | 9.801 | 333.3 | 1.027 | 1.732×10^{-5} | 0.0244 |
| 2 000 | 2.00 | 79.50 | 9.800 | 332.5 | 1.007 | 1.726×10^{-5} | 0.0243 |
| 2 200 | 0.70 | 77.55 | 9.800 | 331.7 | 0.987 | 1.720×10^{-5} | 0.0242 |
| 2 400 | -0.59 | 75.63 | 9.799 | 331.0 | 0.967 | 1.713×10^{-5} | 0.0241 |
| 2 600 | -1.89 | 73.76 | 9.799 | 330.2 | 0.947 | 1.707×10^{-5} | 0.0240 |
| 2 800 | -3.19 | 71.92 | 9.798 | 329.4 | 0.928 | 1.700×10^{-5} | 0.0239 |
| 3 000 | -4.49 | 70.12 | 9.797 | 328.6 | 0.909 | 1.694×10^{-5} | 0.0238 |
| 3 200 | -5.79 | 68.36 | 9.797 | 327.8 | 0.891 | 1.687×10^{-5} | 0.0237 |
| 3 400 | -7.09 | 66.63 | 9.796 | 327.0 | 0.872 | 1.681×10^{-5} | 0.0236 |
| 3 600 | -8.39 | 64.94 | 9.796 | 326.2 | 0.854 | 1.674×10^{-5} | 0.0235 |
| 3 800 | -9.69 | 63.28 | 9.795 | 325.4 | 0.837 | 1.668×10^{-5} | 0.0234 |
| 4 000 | -10.98 | 61.66 | 9.794 | 324.6 | 0.819 | 1.661×10^{-5} | 0.0233 |
| 4 200 | -12.3 | 60.07 | 9.794 | 323.8 | 0.802 | 1.655×10^{-5} | 0.0232 |
| 4 400 | -13.6 | 58.52 | 9.793 | 323.0 | 0.785 | 1.648×10^{-5} | 0.0231 |
| 4 600 | -14.9 | 57.00 | 9.793 | 322.2 | 0.769 | 1.642×10^{-5} | 0.0230 |
| 4 800 | -16.2 | 55.51 | 9.792 | 321.4 | 0.752 | 1.635×10^{-5} | 0.0229 |
| 5 000 | -17.5 | 54.05 | 9.791 | 320.5 | 0.736 | 1.628×10^{-5} | 0.0228 |
| 5 200 | -18.8 | 52.62 | 9.791 | 319.7 | 0.721 | 1.622×10^{-5} | 0.0227 |
| 5 400 | -20.1 | 51.23 | 9.790 | 318.9 | 0.705 | 1.615×10^{-5} | 0.0226 |
| 5 600 | -21.4 | 49.86 | 9.789 | 318.1 | 0.690 | 1.608×10^{-5} | 0.0224 |
| 5 800 | -22.7 | 48.52 | 9.785 | 317.3 | 0.675 | 1.602×10^{-5} | 0.0223 |
| 6 000 | -24.0 | 47.22 | 9.788 | 316.5 | 0.660 | 1.595×10^{-5} | 0.0222 |
| 6 200 | -25.3 | 45.94 | 9.788 | 315.6 | 0.646 | 1.588×10^{-5} | 0.0221 |
| 6 400 | -26.6 | 44.69 | 9.787 | 314.8 | 0.631 | 1.582×10^{-5} | 0.0220 |
| 6 600 | -27.9 | 43.47 | 9.786 | 314.0 | 0.617 | 1.575×10^{-5} | 0.0219 |
| 6 800 | -29.2 | 42.27 | 9.785 | 313.1 | 0.604 | 1.568×10^{-5} | 0.0218 |
| 7 000 | -30.5 | 41.11 | 9.785 | 312.3 | 0.590 | 1.561×10^{-5} | 0.0217 |
| 8 000 | -36.9 | 35.65 | 9.782 | 308.1 | 0.526 | 1.527×10^{-5} | 0.0212 |
| 9 000 | -43.4 | 30.80 | 9.779 | 303.8 | 0.467 | 1.493×10^{-5} | 0.0206 |
| 10 000 | -49.9 | 26.50 | 9.776 | 299.5 | 0.414 | 1.458×10^{-5} | 0.0201 |
| 12 000 | -56.5 | 19.40 | 9.770 | 295.1 | 0.312 | 1.422×10^{-5} | 0.0195 |
| 14 000 | -56.5 | 14.17 | 9.764 | 295.1 | 0.228 | 1.422×10^{-5} | 0.0195 |
| 16 000 | -56.5 | 10.53 | 9.758 | 295.1 | 0.166 | 1.422×10^{-5} | 0.0195 |
| 18 000 | -56.5 | 7.57 | 9.751 | 295.1 | 0.122 | 1.422×10^{-5} | 0.0195 |

Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011, p.887)

ANEXO IV. Viscosidades dinámicas de líquidos



Para el agua las coordenadas son: (10.2, 13.0)

Fuente: (Donald Q., 1999, p.928)

ANEXO V. Conductividades térmicas de líquidos

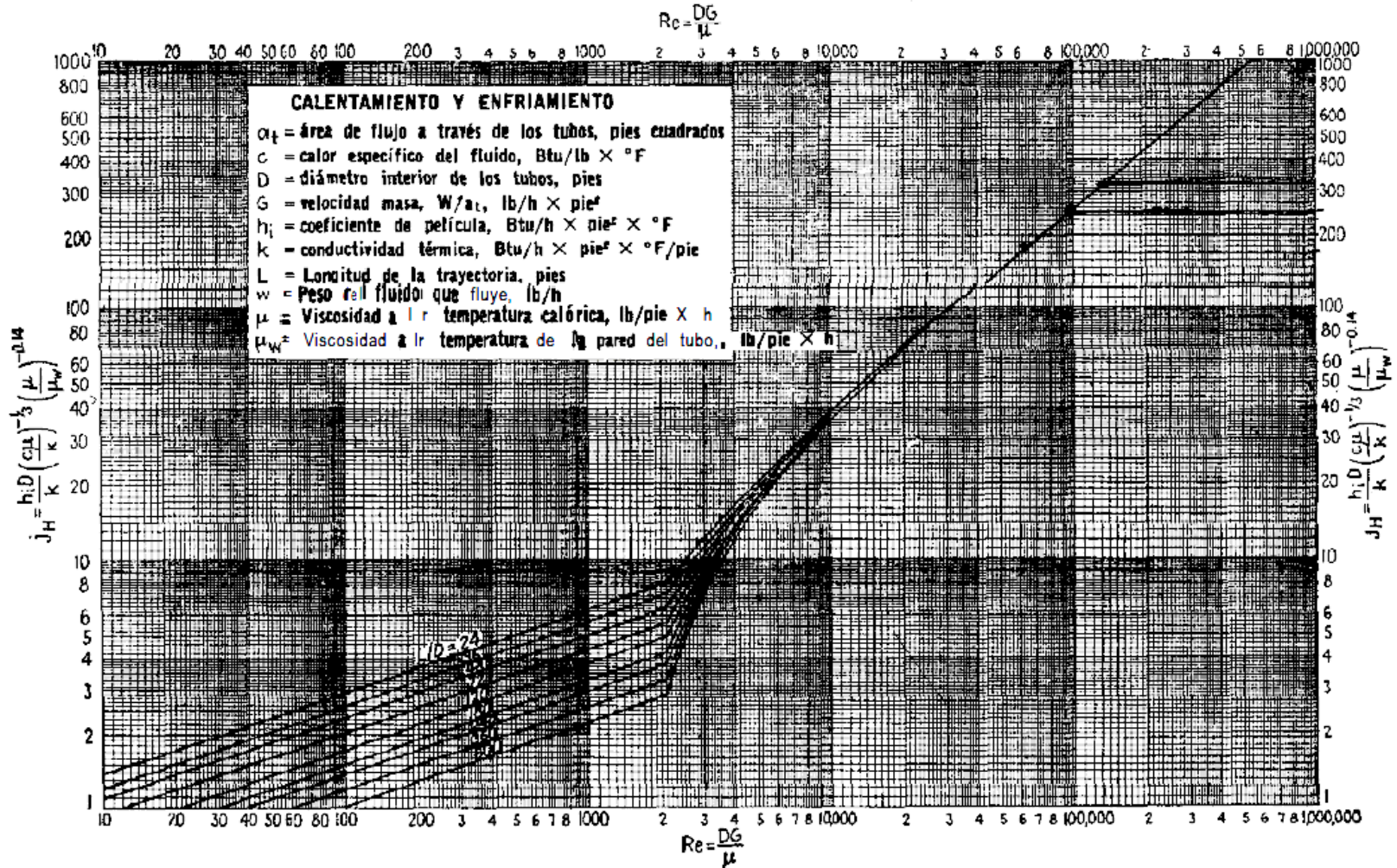
$$k = \frac{1}{(h)(\pi e^2)} (\text{°F}/\pi e)$$

Puede suponerse una variación lineal con la temperatura. Los valores extremos que se dan constituyen también los límites de temperatura en los cuales se recomiendan los datos.

| Líquido | °F | k | Líquido | °F | k |
|------------------------|-------|--------|----------------------------------|-----|-------|
| Accites | | | Bromobenceno | 86 | 0.074 |
| Ricino | 68 | 0.104 | | 212 | 0.070 |
| Oliva | 68 | 0.097 | Bisulfuro de carbono | 86 | 0.093 |
| | 212 | 0.095 | | 167 | 0.088 |
| Acetato de etilo | 68 | 0.101 | Tetracloruro | 32 | 0.107 |
| Alcohol 100% | 68 | 0.105 | | 154 | 0.094 |
| 80% | 68 | 0.137 | Cloruro de calcio, salmuera 30% | 86 | 0.32 |
| 60% | 68 | 0.176 | 15% | 86 | 0.34 |
| 40% | 68 | 0.224 | Cloruro de sodio, salmuera 25.0% | 86 | 0.33 |
| 20% | 68 | 0.281 | 12.5% | 86 | 0.34 |
| 100% | 122 | 0.087 | Clorobenceno | 50 | 0.083 |
| Benceno | 86 | 0.086 | | 86 | 0.080 |
| | 140 | 0.082 | Cloroforno | 86 | 0.078 |
| Bromuro | 68 | 0.070 | Cymene (para) | 86 | 0.078 |
| Eter | 86 | 0.080 | | 140 | 0.079 |
| Yoduro | 167 | 0.078 | Decano (n-) | 86 | 0.085 |
| | 104 | 0.064 | | 140 | 0.083 |
| Acetato de amilo | 167 | 0.063 | Diclorodifluorometano | 20 | 0.057 |
| Alcohol (n-) | 50 | 0.083 | | 60 | 0.053 |
| | 86 | 0.094 | | 100 | 0.048 |
| | 212 | 0.089 | | 140 | 0.043 |
| | 86 | 0.088 | | 190 | 0.038 |
| Acetato butílico (n-) | 167 | 0.087 | Dicloroetano | 122 | 0.082 |
| Alcohol (n-) | 77-86 | 0.085 | Diclorometano | 5 | 0.111 |
| | 86 | 0.097 | | 86 | 0.096 |
| (iso-) | 167 | 0.095 | Eter de petróleo | 86 | 0.073 |
| Acetona | 66 | 0.091 | | 167 | 0.073 |
| | 86 | 0.102 | Etilen glicol | 32 | 0.153 |
| Acido acético 100% | 167 | 0.085 | Gasolina | 86 | 0.078 |
| 50% | 68 | 0.099 | Glicerina 100% | 68 | 0.164 |
| Acido esteárico | 68 | 0.20 | 80% | 68 | 0.189 |
| Acido láurico | 212 | 0.0786 | 60% | 68 | 0.220 |
| Acido oleico | 212 | 0.102 | 40% | 68 | 0.259 |
| Acido palmítico | 212 | 0.0925 | 20% | 68 | 0.278 |
| Acido sulfúrico 90% | 212 | 0.0835 | 100% | 212 | 0.164 |
| 60% | 86 | 0.21 | Heptano (n-) | 86 | 0.081 |
| 30% | 86 | 0.25 | | 140 | 0.079 |
| Agua | 86 | 0.30 | Hexano (n-) | 86 | 0.080 |
| | 32 | 0.330 | | 140 | 0.078 |
| | 86 | 0.356 | Kerosena | 68 | 0.086 |
| | 140 | 0.381 | | 167 | 0.081 |
| | 176 | 0.398 | Mercurio | 82 | 4.83 |
| Alcohol alílico | 77-86 | 0.104 | Nitrobenceno | 86 | 0.095 |
| Alcohol heptílico (n-) | 86 | 0.094 | | 212 | 0.088 |
| | 167 | 0.091 | Nitrometano | 86 | 0.125 |
| Alcohol hexílico (n-) | 86 | 0.093 | | 140 | 0.120 |
| | 167 | 0.090 | Nonano (n-) | 86 | 0.084 |
| Alcohol metílico 100% | 68 | 0.124 | | 140 | 0.082 |
| 80% | 68 | 0.154 | Octano (n-) | 86 | 0.083 |
| 60% | 68 | 0.190 | | 140 | 0.081 |
| 40% | 68 | 0.234 | Paraldehído | 86 | 0.084 |
| 20% | 68 | 0.284 | | 212 | 0.078 |
| 100% | 122 | 0.114 | Pentano (n-) | 86 | 0.078 |
| Cloruro | 5 | 0.111 | | 167 | 0.074 |
| | 86 | 0.089 | Percloroetileno | 122 | 0.092 |
| Alcohol propílico (n-) | 86 | 0.099 | Sodio | 212 | 49 |
| | 167 | 0.095 | | 410 | 46 |
| Alcohol (iso-) | 86 | 0.091 | Tolueno | 86 | 0.086 |
| | 140 | 0.090 | | 167 | 0.084 |
| Amoniaco | 5-86 | 0.29 | β-tricloroetano | 122 | 0.077 |
| Amoniaco, acuoso, 26% | 68 | 0.261 | Tricloroetileno | 122 | 0.080 |
| | 140 | 0.29 | Argentina (aguarrás) | 59 | 0.074 |
| Anilina | 32-68 | 0.100 | Vaselina | 59 | 0.106 |
| Benceno | 86 | 0.092 | Xileno (orto-) | 68 | 0.090 |
| | 140 | 0.087 | Xileno (meta-) | 68 | 0.090 |

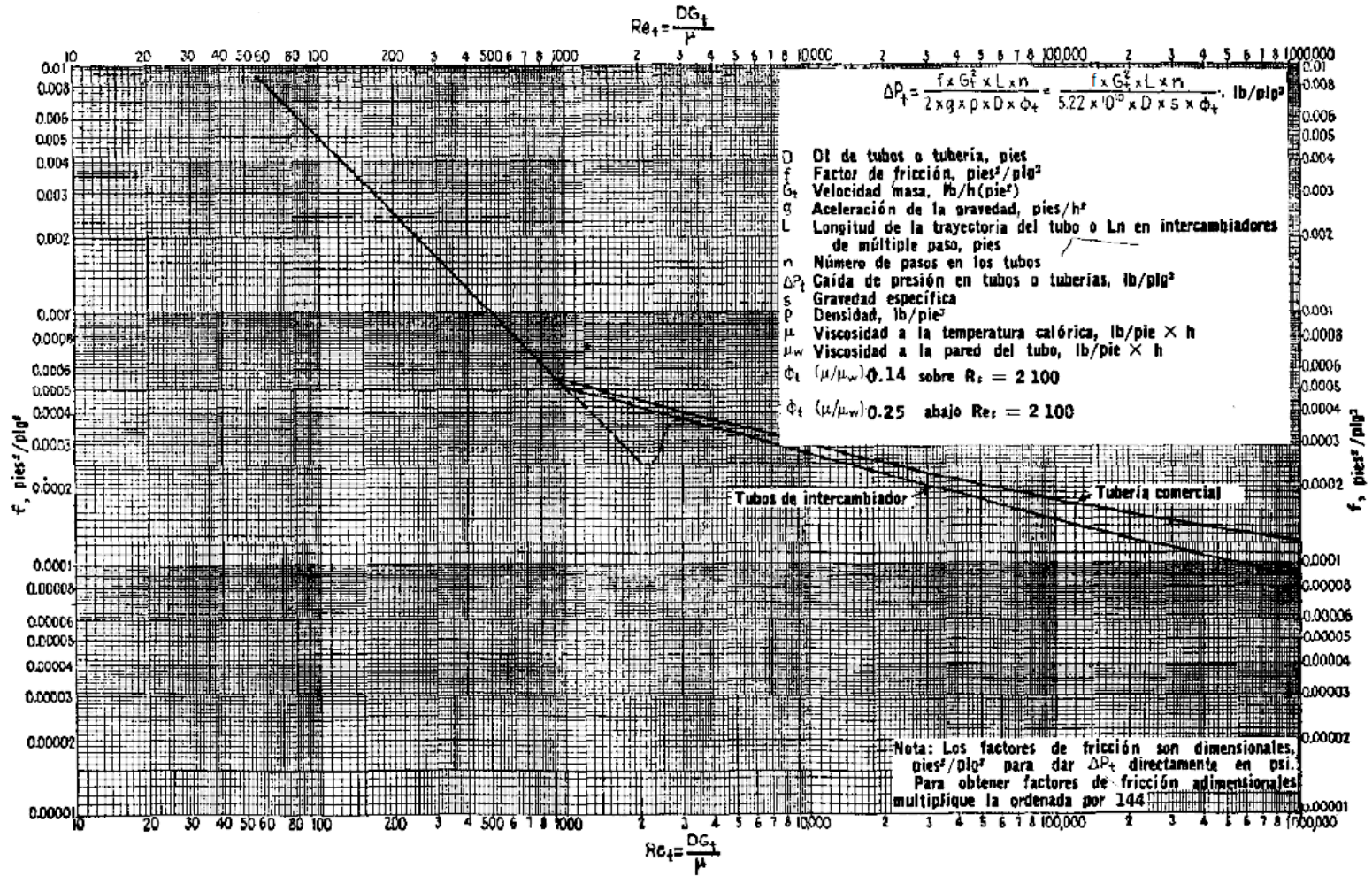
Fuente: (Donald Q., 1999, p.906)

ANEXO VI. Curva de transferencia de calor lado de los tubos



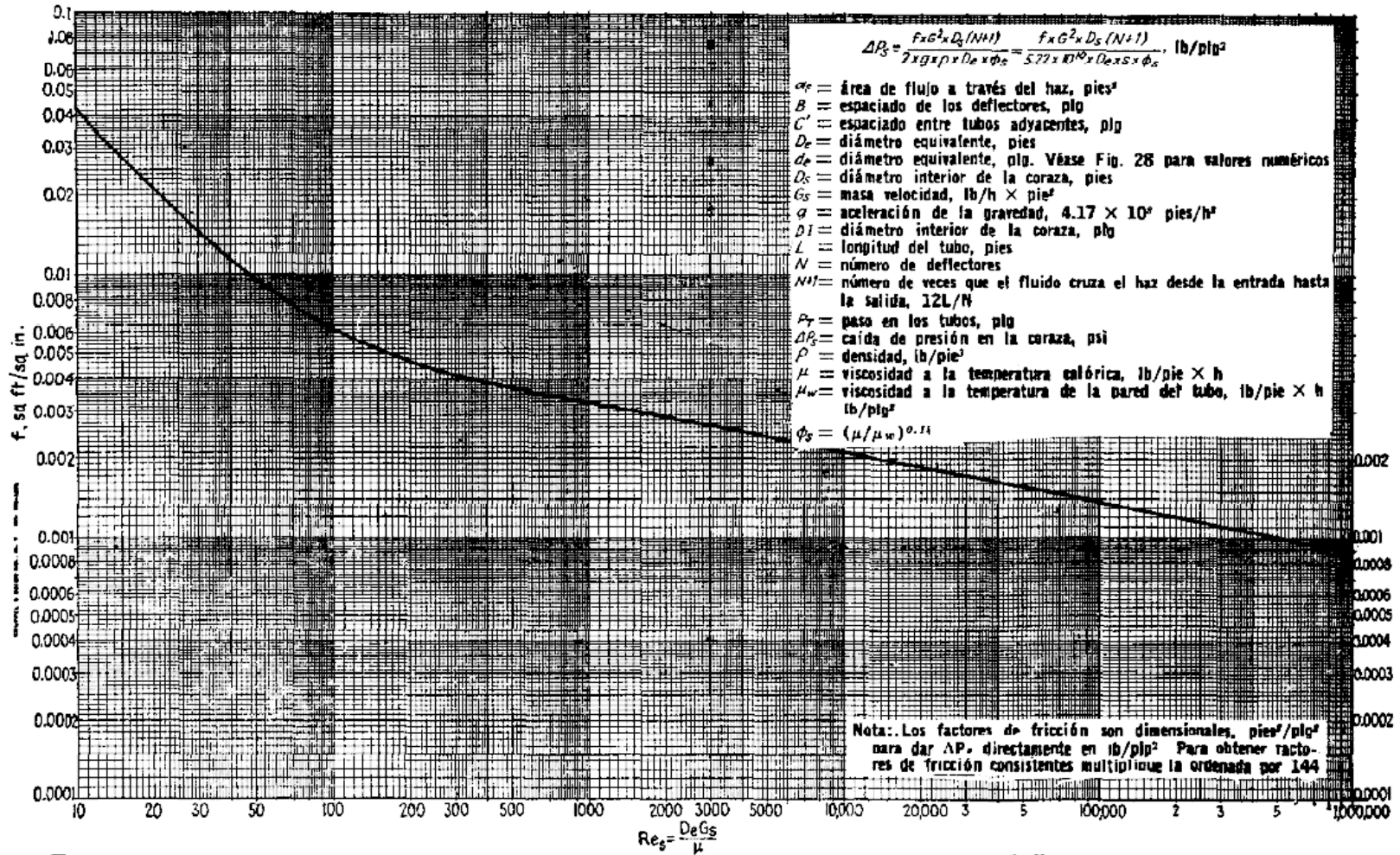
Fuente: (Donald Q., 1999, p.939)

ANEXO VIII. Factores de fricción para el lado de los tubos



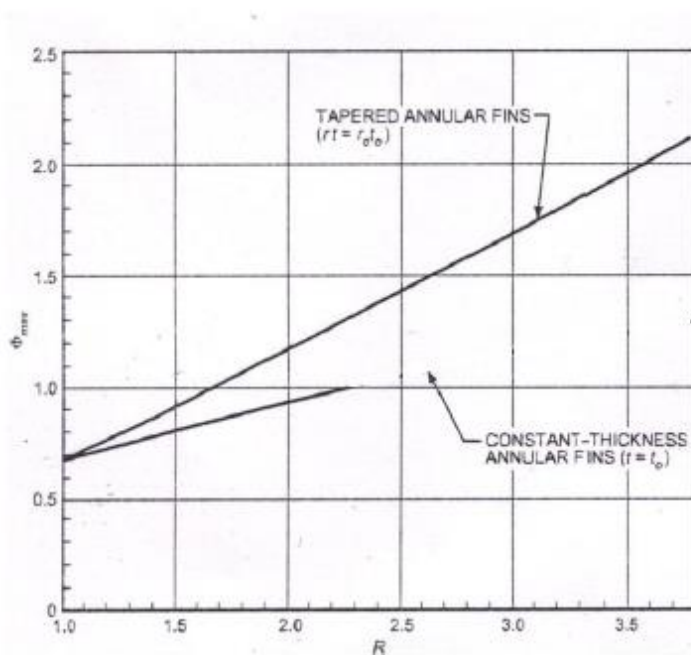
Fuente: (Donald Q., 1999, p.941)

ANEXO IX. Factores de fricción para el lado de la coraza

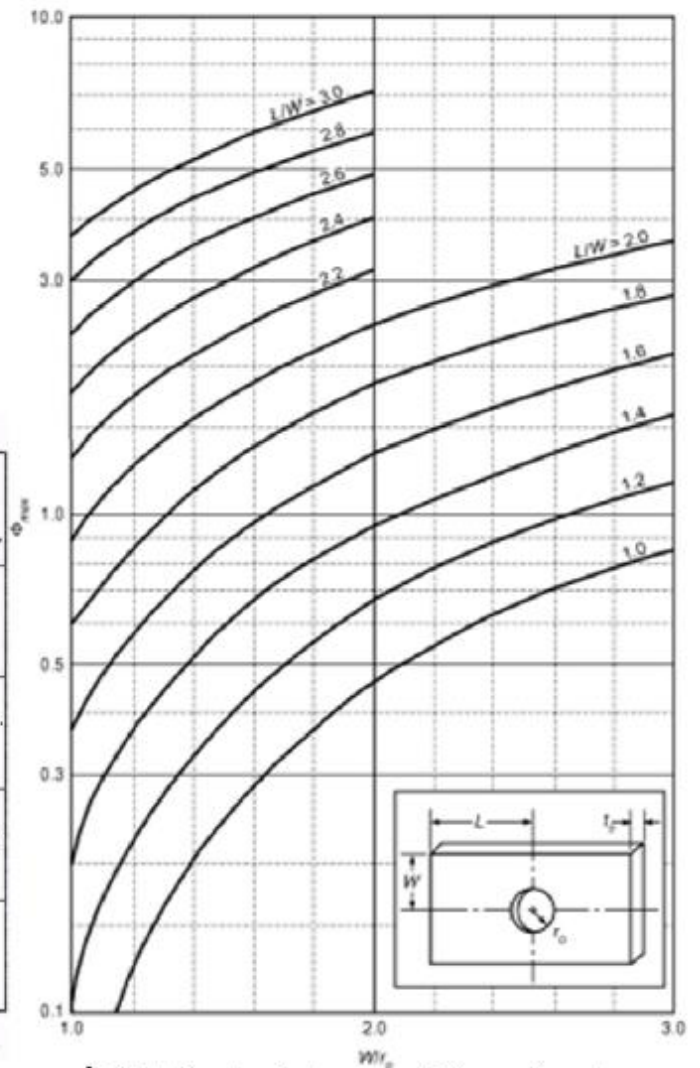


Fuente: (Donald Q., 1999, p.944)

ANEXO X. Coeficiente de reducción máxima por resistencia térmica de la aleta



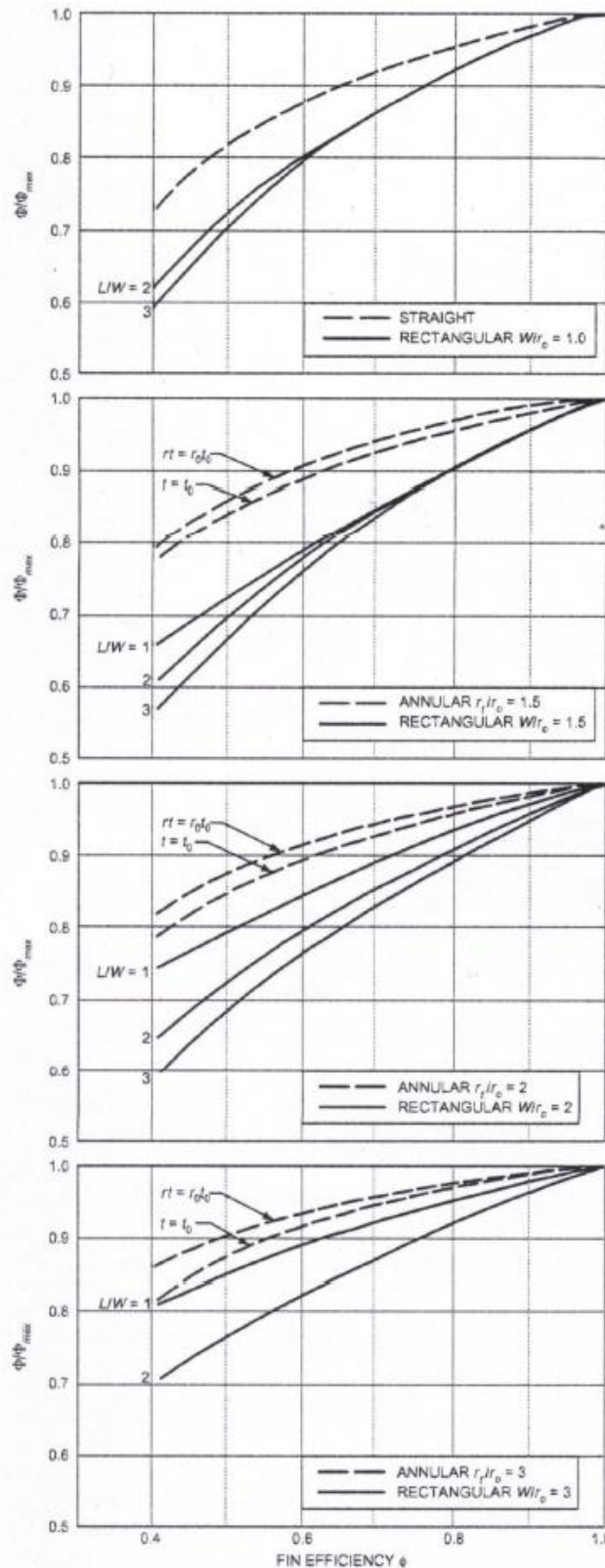
a. Resistencia máxima para aletas anulares.



b. Resistencia máxima para aletas rectangulares determinadas por el método de seccionamiento.

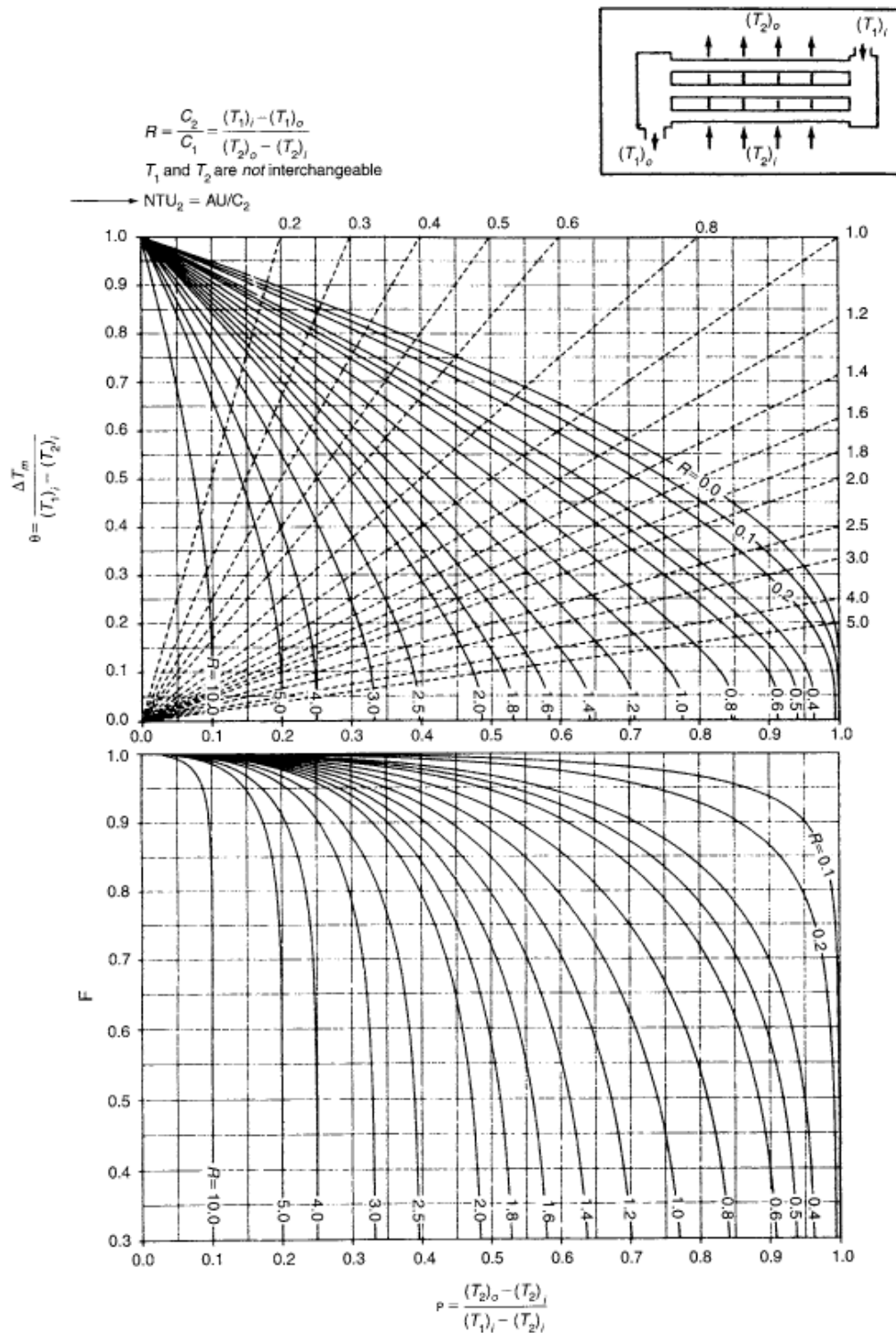
Fuente: (ASHRAE, 2005, p.3.26)

ANEXO XI. Factor de corrección de resistencia para aletas anulares y rectangulares



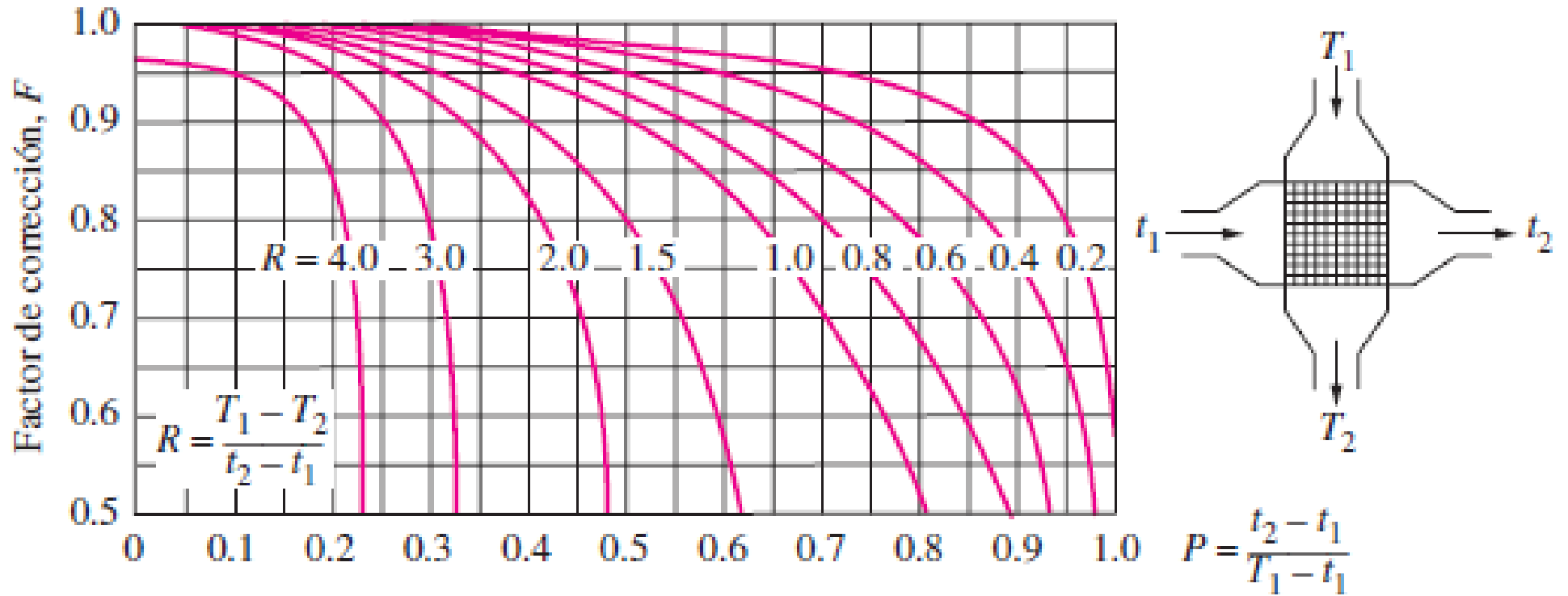
Fuente: (ASHRAE, 2005, p.3.27)

ANEXO XII. Diagrama del factor de corrección F para un intercambiador de flujo cruzado de tres filas de tubos y un paso



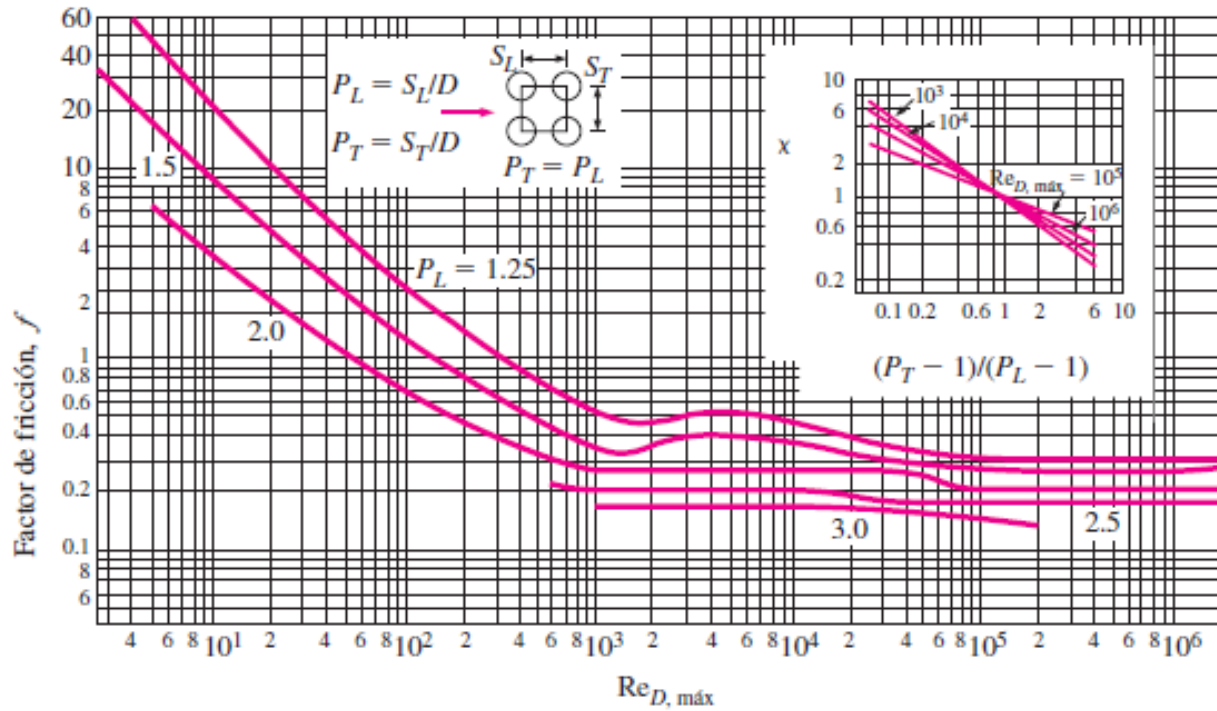
Fuente: (Serth, 2007, p.670)

ANEXO XIII. Diagrama del factor de corrección F para un intercambiador de flujo cruzado con los dos fluidos de flujo no mezclado

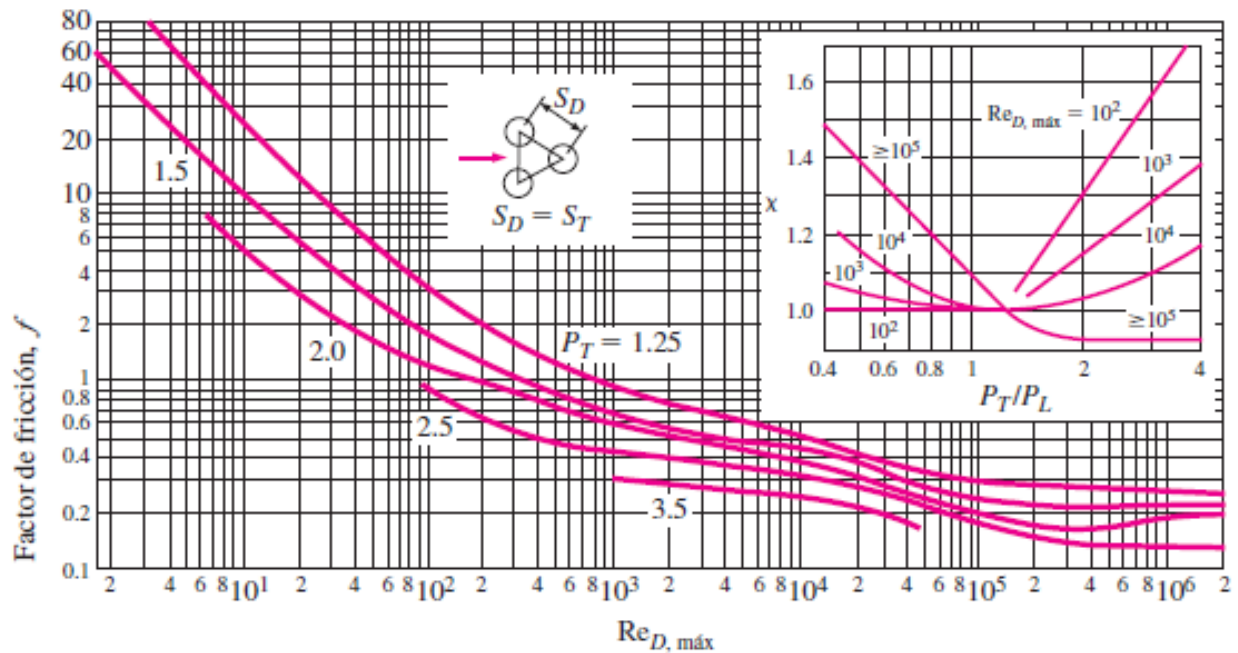


Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011, p.645)

ANEXO XIV. Factor de fricción f y factor de corrección X para bancos de tubos



a) Disposición de alineados



b) Disposición escalonada

Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011, p.442)

ANEXO XV. Propiedades del acero galvanizado

| PROPIEDADES MECÁNICAS | | | |
|-----------------------|----------------|-------------------|--------------|
| Calidad | Fluencia (MPa) | Resistencia (MPa) | Elongación % |
| CS Comercial | — | — | 25 mín |
| SS G33 (230) | 230 | 310 | 20 mín |
| SS G40 (275)* | 275 | 380 | 16 mín |
| SS G50 (350)** | 350 | 450 | - |

* a partir de material superior a 0.75 mm

** a partir de material superior a 1.20 mm

PROPIEDADES TÉRMICAS DE MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN

| Material | Densidad(kg/m ³) | Calor específico(J/(kg·K)) | Conductividad térmica(W/(m·K)) | Difusividad térmica (m ² /s) (x10 ⁻⁶) |
|-------------------|------------------------------|----------------------------|--------------------------------|--|
| Acero galvanizado | 7850 | 460 | 47-58 | 13,01-16,06 |

Propiedades eléctricas

| Material | Conductividad eléctrica | Resistividad eléctrica |
|----------|--|----------------------------|
| Acero | (19)*10 ⁶ s m ⁻¹ | 20* 10 ⁻⁸ [Ω/m] |

Fuente: (Carrillo, n.d.)

ANEXO XVI. Datos de diseño del intercambiador A

| | | | |
|------------------------------|--------------------------------|--------------------|-------------|
| DIAMETRO DE CORAZA | 25 pulg | TEMP.INGRESO F.F. | 18 °C |
| NUMERO DE TUBOS | 294 und. | TEMP.SALIDA.F.F | 21.6 °C |
| DIAM.EXTER.TUBOS | 0.945 pulg | TEMP.INGRESO FC | 31.5 °C |
| DIAM.INT. TUBOS | 0.866 pulg | TEMP.SALIDA F.C | 27.5 °C |
| LONGITUD DEL TUBO | 14.76 pies | | |
| CLARO ENTRE TUBOS | 1.25 pulg | | |
| DISTANCIA ENTRE DEFLECTORES | 19.68 pulg | | |
| CONDUCTIVIDAD DEL TUBO | 64 BTU/pies ² .h.°F | | |
| DIAMETRO ENTRADA CABEZAL | 12 pulg | | |
| NUMERO DE DEFLECTORES | 8 und | | |
| DIAMETRO INT.ENTRADA CARCASA | 10 pulg | | |
| <u>LADO DE TUBOS</u> | | <u>LADO CORAZA</u> | |
| CAUDAL | 792000 lb/h | CAUDAL | 717200 lb/h |
| CALOR ESPECIFICO | 1 BTU/lb°F | CALOR ESPECIFICO | 1 BTU/lb°F |



ANEXO XVII. Datos de diseño del intercambiador B

| | | | |
|------------------------------|--------------------------------|--------------------|-------------|
| DIAMETRO DE CORAZA | 25 pulg | TEMP.INGRESO F.F. | 21.6 °C |
| NUMERO DE TUBOS | 294 und. | TEMP.SALIDA.F.F | 24.4 °C |
| DIAM.EXTER.TUBOS | 0.945 pulg | TEMP.INGRESO FC | 34.6 °C |
| DIAM.INT. TUBOS | 0.866 pulg | TEMP.SALIDA F.C | 31.5 °C |
| LONGITUD DEL TUBO | 11.48 pies | | |
| CLARO ENTRE TUBOS | 1.25 pulg | | |
| DISTANCIA ENTRE DEFLECTORES | 19.68 pulg | | |
| CONDUCTIVIDAD DEL TUBO | 64 BTU/pies ² .h.°F | | |
| DIAMETRO ENTRADA CABEZAL | 12 pulg | | |
| NUMERO DE DEFLECTORES | 6 und | | |
| DIAMETRO INT.ENTRADA CARCASA | 10 pulg | | |
| <u>LADO DE TUBOS</u> | | <u>LADO CORAZA</u> | |
| CAUDAL | 792000 lb/h | CAUDAL | 717200 lb/h |
| CALOR ESPECIFICO | 1 BTU/lb°F | CALOR ESPECIFICO | 1 BTU/lb°F |



ANEXO XVIII. Datos de diseño del intercambiador C



| | | | |
|------------------------------|--------------------------------|--------------------|-------------|
| DIAMETRO DE CORAZA | 21.25 pulg | TEMP.INGRESO F.F. | 24.4 °C |
| NUMERO DE TUBOS | 199 und. | TEMP.SALIDA.F.F | 28.9 °C |
| DIAM.EXTER.TUBOS | 0.945 pulg | TEMP.INGRESO FC | 82.0 °C |
| DIAM.INT. TUBOS | 0.866 pulg | TEMP.SALIDA F.C | 77.0 °C |
| LONGITUD DEL TUBO | 11.48 pies | | |
| CLARO ENTRE TUBOS | 1.25 pulg | | |
| DISTANCIA ENTRE DEFLECTORES | 12.52 pulg | | |
| CONDUCTIVIDAD DEL TUBO | 64 BTU/pies ² .h.°F | | |
| DIAMETRO ENTRADA CABEZAL | 12 pulg | | |
| NUMERO DE DEFLECTORES | 10 und | | |
| DIAMETRO INT.ENTRADA CARCASA | 8 pulg | | |
| <u>LADO DE TUBOS</u> | | <u>LADO CORAZA</u> | |
| CAUDAL | 792000 lb/h | CAUDAL | 369600 lb/h |
| CALOR ESPECIFICO | 1 BTU/lb°F | CALOR ESPECIFICO | 1 BTU/lb°F |



ANEXO XX. Datos de diseño del intercambiador agua – aire para el agua de refrigeración de cilindros

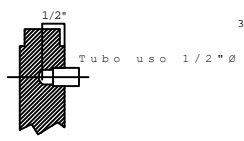
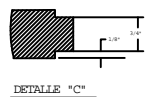
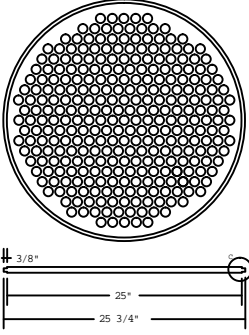
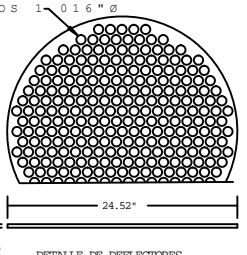
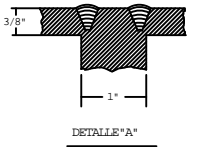
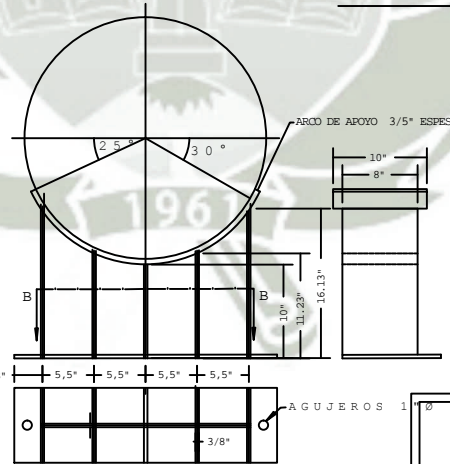
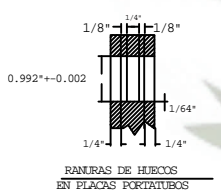
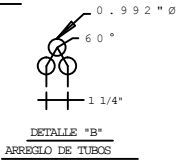
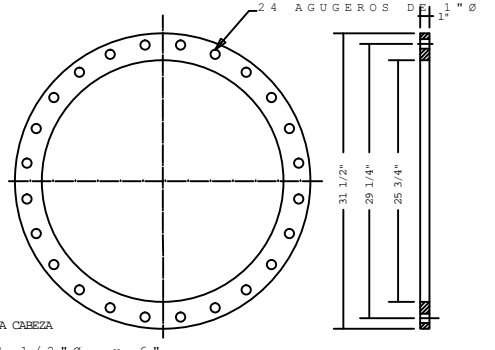
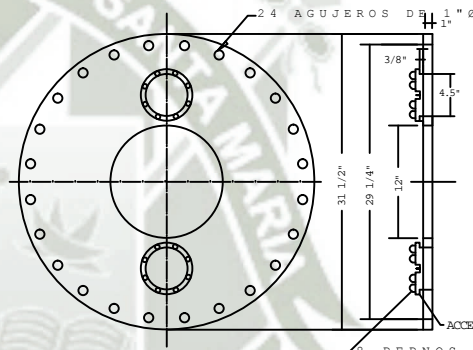
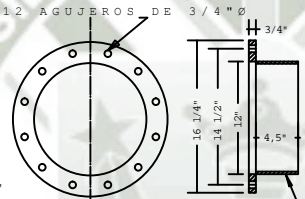
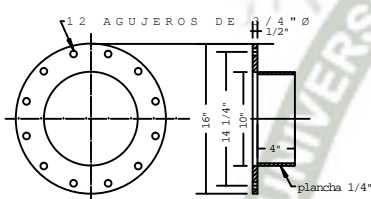
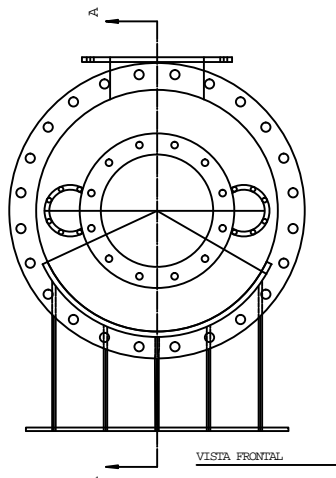
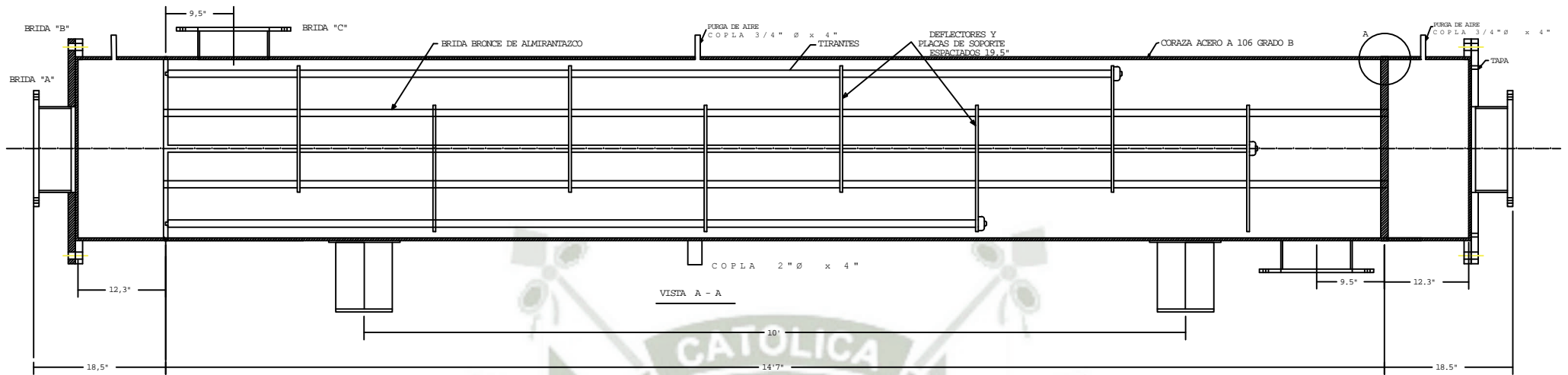
| Conditions de service / Operating conditions | | | Construction boîte | | |
|--|--|---|---------------------------|--|--------------------|
| 1 | Fluide - Fluid | tube pipe EAU | 37 | Type | |
| 2 | Temp. entrée - inlet temp. | 85 | 38 | Matière - material | Acier |
| 3 | Temp. sortie - outlet temp. | 76,1 | 39 | Liaison tube / boîte pipe / header box connection | Soudage |
| 4 | Débit m ³ /h | 168 | 40 | Disposition des tubulures | Horizontale |
| 5 | Densité - density | | 41 | pipes disposition | |
| 6 | Viscosité - viscosity | | 42 | ND inlet | 4x80 |
| 7 | Chal. spécif. - specific heat | | 43 | ND vent | ND outlet 4x80 |
| 8 | Pression - service pressure | | 44 | Bride type PN. Flange type NP | 10 |
| 9 | Humidité % - humidity % | | 45 | Norme bride - flange norm | AFNOR |
| 10 | Altitude | 2400 | 46 | Fourniture contre bride | oui |
| 11 | Puissance calorifique Calorific power | | Ventilateur - Fan | | |
| Calcul - calculation | | | 48 | Type | Voir ST4-173-767 |
| 13 | Code de construction construction code | | 49 | Débit - flow | |
| 14 | Pression de calcul design pressure | | 50 | Vit. de rotation - rotat. speed | |
| 15 | Pression d'essai test pressure | | 51 | N ^o ventilateurs - fan quantity | |
| 16 | Perte de charge - press drop | | 52 | Puissance vent. - fan power | |
| 17 | Coefficient d'encrassement Sooting Factor | 0,0001 m ² H ₂ O/ha | 53 | Puissance sonore - loud power | |
| 18 | Dif. de temp. moy. log. log middle temp. diff. | | 54 | N ^o pales - vanes quantity | |
| 19 | Surf. tube nu - bare pipe area | 73 | 55 | Angle des pales - vanes angles | |
| 20 | Surf. ailette - rad. plates area | 470 | 56 | Matière - vanes material | |
| 21 | Coefficient d'échange tube nu. exchange factor for bare pipe | | 57 | Type de transmission Transmission type | |
| 22 | Coefficient d'échange ailettes exchange factor for radiat. plates | | 58 | Spécification du mot. élect. electric motor specification | |
| Construction faisceau - bundle | | | Accessoires - accessories | | |
| 25 | Nombre - bundle quantity | 1 | 61 | Charpente - frame | Non |
| 26 | Largeur - bundle wide | 2500 | 62 | Chambre ventilat. - vent. chamber | OUI |
| 27 | Faisceaux en parallèle ou série bundle in parallel or serie | - | 63 | Type | PARALLELEPIPEDIQUE |
| 28 | Tubes/faisceau. Pipes/bundle | 87 | 64 | Matière - material | ACIER |
| 29 | Passes/faisceau - Passes/bundle | 1 | 65 | Protection | Galvanisation |
| 30 | Nappes/faisceau - sheets/bundle | 1 | 66 | | |
| 31 | DN, long. du tube. ND and pipe length | 4x36/1,5 | 67 | Poids vide - empty weight | |
| 32 | Matière / material | Acier Galva | 68 | Poids en service - operating weight | |
| 33 | Ø ailettes - Ø radiating plate | 28x55 | 69 | Plan N ^o . Outline drawing N ^o | |
| 34 | Pas ailettes - rad. plates pitch | 4,5 | 70 | Fournisseur - supplier | |
| 35 | Matière - radiating plates mat. | Acier galva | 71 | Constructeur / manufacturer | |
| 36 | Etat surface - surface state | | 72 | Type | |
| | | | 73 | Quantité - quantity | 2 |
| | | | 74 | Essais - tests | OUI |
| | | | 75 | Recette - inspection | Sulzer |

ANEXO XXI. Datos técnicos de los ventiladores

| | | | | | |
|----|---|------------------|----|--|---|
| 1 | Machine entraînée Ventilateur / Driven machine | | 23 | Echauffement / Heating | 80 °C |
| 2 | Specification technique n° / Technical specification | ST4.17 | 24 | Tension / Voltage | 380 V |
| 3 | Puissance à l'arbre maxi / Spindle capacity shaft end maxi | Kw | 25 | Monophasé / Single-phase | — |
| 4 | Puissance à l'arbre mini / Spindle capacity shaft end mini | Kw | 26 | Triphasé / Thress-phase | OUI |
| 5 | Vitesse de rotation / Rotating speed | 1170 t/mn | 27 | Frequence / Frequency | 60 Hz |
| 6 | Frequence de démarrage /h / Starting frequency /h | | 28 | Intensité nominale / Nominal intensity | A |
| 7 | Entrainement direct rigide / Straight line drive rigid | Direct | 29 | Cos φ | 0,78 |
| 8 | Entrainement direct elastique / Straight line elastic drive | | 30 | Rendement / Efficiency | |
| 9 | Entrainement par courroie / Straight v. belt drive | | 31 | PD ² / WR ² | kgm ² |
| 10 | Entrainement avec reduiseur / Drive with reducer | | 32 | Execution abrité / Make covered | |
| 11 | PD ² à l'arbre / WR ² on shaft | kgm ² | 33 | Execution protégée / Make with protection | |
| 12 | Moteur électrique / Electrica motor | | 34 | Execution étanche / Make tight | IP55 |
| 13 | Puissance nominale / Nominal power | 34,5 kw | 35 | Execution anti déflorant / Make explosion proof | |
| 14 | Vitesse nominale / Nominal speed | t/mn | 36 | Sens rotation depuis bout d'arbre / Direction of rotation view in front of end spindle |  |
| 15 | $\frac{I_d}{I_n}$ | 7,1 | 37 | Boite à borne / Terminal box |  |
| 16 | $\frac{C_d}{C_n}$ | 2 | 37 | Sortie direction / Direction output | n° |
| 17 | Demarrage direct λ, Δ / Direct λ, Δ starting | Direct | 38 | Plan n° / Drawing | 4 |
| 18 | Temperature ambiante maxi / Maximum ambient temp. | 26 °C | 39 | Type | LS 225 M |
| 19 | Degré d'humidité / Relative humidity | 80 % | 40 | Poids / Weight | kg |
| 20 | Classe d'isolement / Isolating class | B | 41 | Constructeur / Manufacturer | |
| 21 | Tropicalisation / Isolating class | | 42 | Fournisseur / Supplier | |
| 22 | Montage à bride, à patte / Flanges/Lugs Mounting | à patte | 43 | Quantité / quantity | 10 |
| | Axe / Spindle | | | | |



PLANOS

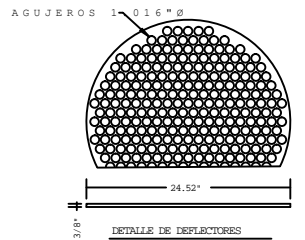
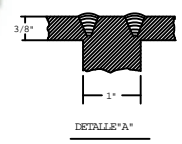
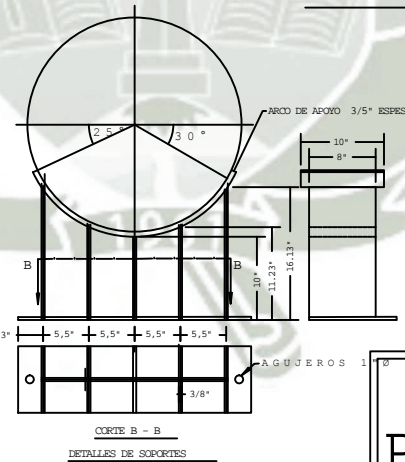
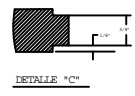
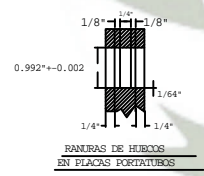
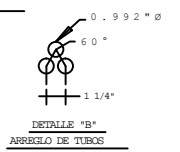
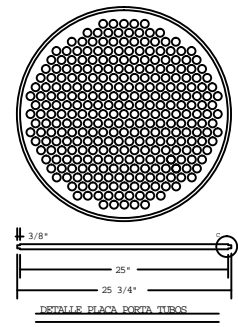
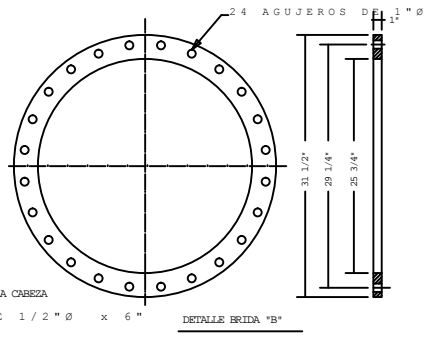
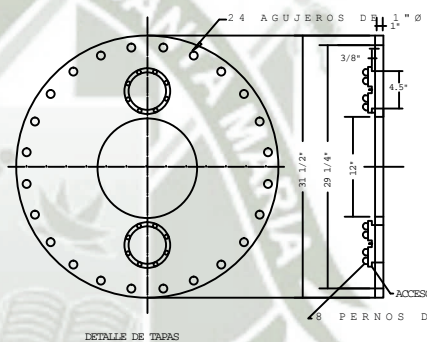
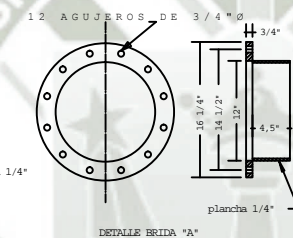
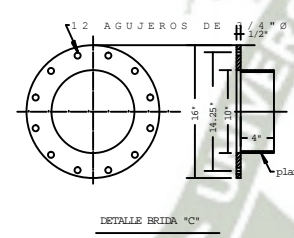
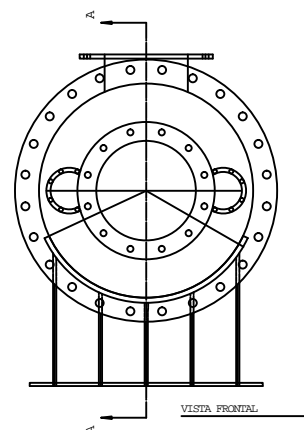
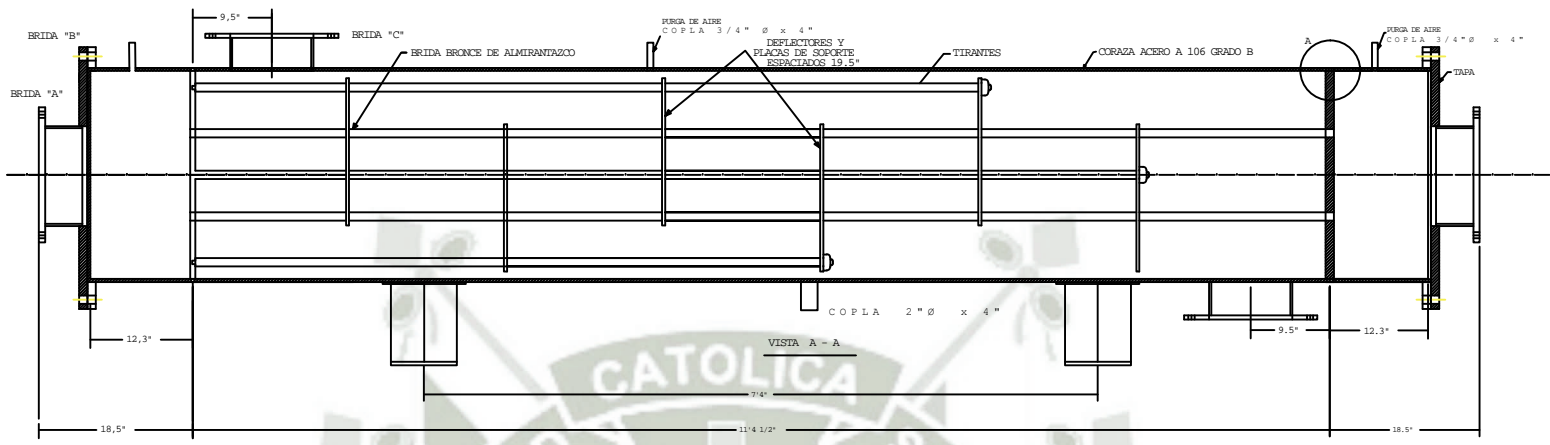


MATERIAL: ACERO A-285
GRADO C
Los agujeros marcados corresponden los tirantes de la placa y deflectores

PL-1

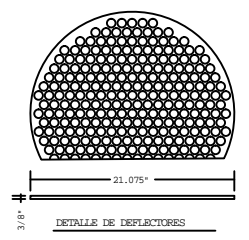
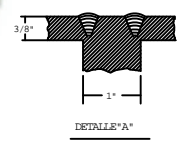
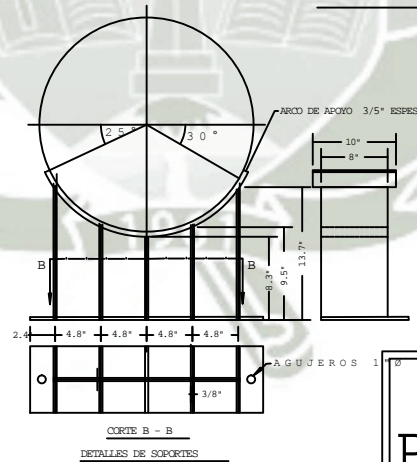
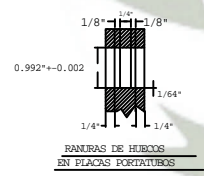
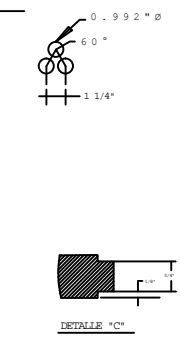
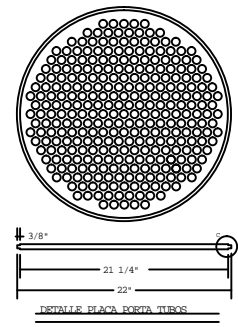
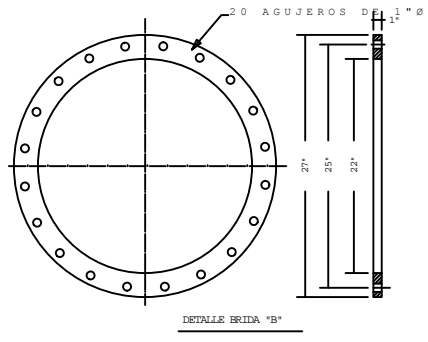
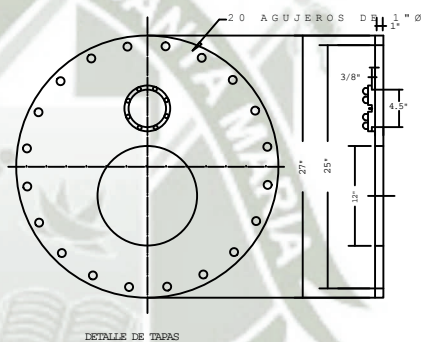
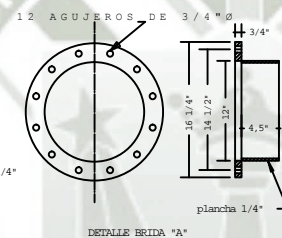
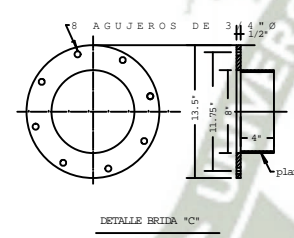
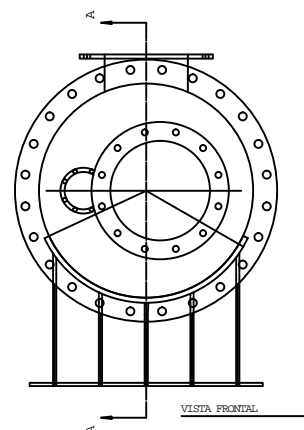
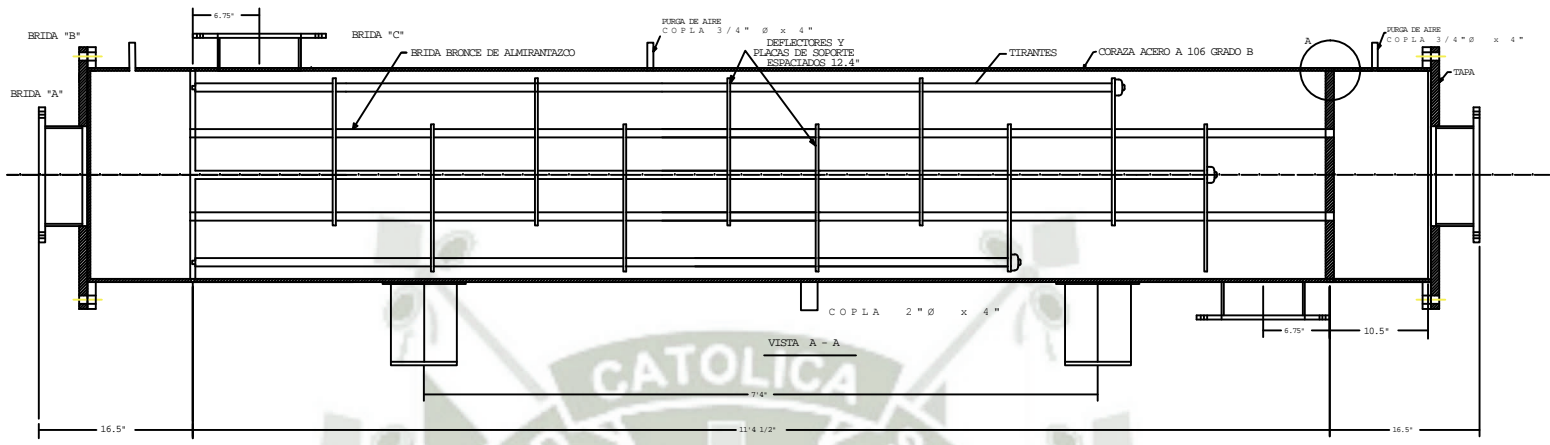
SISTEMA DE INTERCAMBIO DE CALOR AGUA - AGUA

INTERCAMBIADOR DE CALOR A



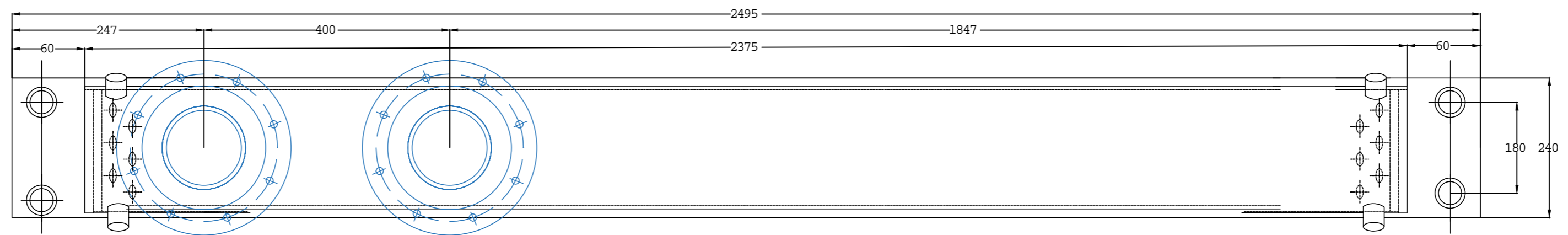
MATERIAL: ACERO A-285 GRADO C
 Los agujeros marcados corresponden los tirantes de la placa y deflectores

| | | |
|-------------|---|--------------------|
| PL-2 | SISTEMA DE INTERCAMBIO DE CALOR AGUA - AGUA | |
| | INTERCAMBIADOR DE CALOR B | |
| | UNIVERSIDAD CATÓLICA | DE ESC. INGENIERIA |

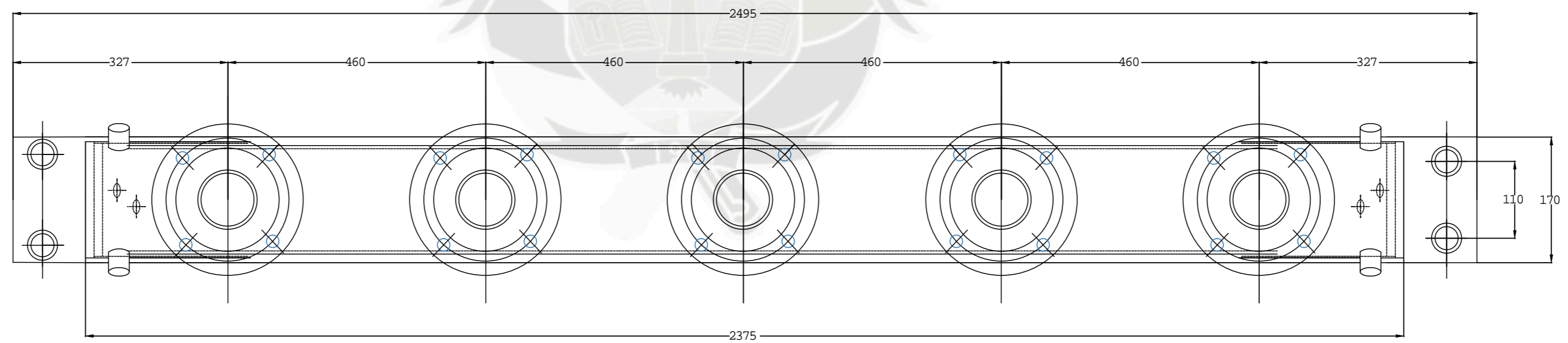


MATERIAL: ACERO A-285 GRADO C
 Los agujeros marcados corresponden los tirantes de la placa y deflectores

| | | |
|------|---|--------------------|
| PL-3 | SISTEMA DE INTERCAMBIO DE CALOR AGUA - AGUA | |
| | INTERCAMBIADOR DE CALOR C | |
| | UNIVERSIDAD CATÓLICA | DE ESC. INGENIERIA |



AGUA DE REFRIGERACION DE CILINDROS



AGUA CRUDA DE REFRIGERACION

| | | |
|-------------|---|------------------------|
| PL-5 | SISTEMA DE INTERCAMBIO DE CALOR AGUA - AIRE | |
| | CABEZALES DE LOS BANCOS DE TUBOS | |
| | UNIVERSIDAD CATÓLICA | DE ESC: ASIN ESCALMARI |