



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

**"DISEÑO TÉRMICO Y MECÁNICO DE UN INTERCAMBIADOR DE
CALOR PARA FUEL OIL BAJO LAS NORMAS TEMA"**

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN
Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:
INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:
ALEX JAVIER INTRIAGO PANCHANO

GUAYAQUIL - ECUADOR
Año: 2015

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a DIOS primeramente por todo. A mi Madre y a toda mi familia que de algún modo me brindaron su ayuda. También agradezco al Ing. Ernesto Martínez, Ing. Andrea Boero, e Ing. Vicente Adum por el apoyo que me brindaron para la realización de éste proyecto.

DEDICATORIA

A DIOS, a mi hija Scarlett, a mi Madre, a mi hermana, a mi esposa, y a toda mi familia en general.

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

Alex Javier Intriago Panchano.
Ing. Ernesto Martínez Lozano.

y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.

Estamos también de acuerdo que el vídeo de la presentación oral es de plena propiedad de la FIMCP.



Alex Intriago P.
AUTOR



Ing. Ernesto Martínez L.
DIRECTOR DE PROYECTO

RESUMEN

El presente proyecto tiene como objetivo diseñar un intercambiador de calor para elevar la temperatura de 67 GPM de Fuel N°6 desde 80°C hasta 110°C con el propósito de disminuir la viscosidad de este producto. El intercambiador de calor debe caber en un área de 8 m de largo por 2.5 m de ancho. El fluido de calentamiento empleado para este proyecto es vapor saturado a 70 psig.

El diseño de este intercambiador de calor se lo realizó empleando principalmente las normas TEMA (Standard of Tubular Exchangers Manufactures Association), también se usó una variedad de literatura seleccionada adecuadamente. El método empleado para el diseño térmico del intercambiador de calor, fue el método de la diferencia de temperaturas media logarítmica, el cual implica un proceso iterativo. Los materiales seleccionados para los componentes del intercambiador de calor fueron el acero al carbono y el cobre principalmente, materiales de fácil obtención en el mercado local.

El resultado del diseño es un intercambiador de tubo y coraza, de un paso en la coraza y de dos pasos en los tubos tipo AEM según la nomenclatura empleada por TEMA, con un área de transferencia de calor de 63.1 m² y 212 tubos.

El intercambiador de calor diseñado en este proyecto cumple de forma óptima las condiciones técnicas y económicas que requiere el cliente. El costo del equipo es de \$19615.47, siendo 30% menor al costo de un equipo importado, y el tiempo de construcción es de 15 días laborables.

ABSTRACT

The actual project has, as an objective, designing a heat exchanger to increase the temperature of 67 GPM of fuel oil n°6 from 80°C to 110°C with the purpose of decreasing the viscosity of this product. The exchanger of heat must fit in an area of 8 meters long per 2.5 meters wide. The fluid of heating used for this project is saturated steam of 70 psig.

The design of this heat exchanger was realized using TEMA rules, also a variety of literature was used in a good way. The method used for the thermic design of the heat exchanger, was the method of log mean temperature difference, which is done by an iterative process. The materials selected for the compounds of the heat exchanger were basically the coal steel and the cooper, materials of easy obtain in the local market.

The result of the design is a heat exchanger of shell and tube, one step through the shell and two steps through the AEM tubes according to the nomenclature used by TEMA with a heat transference area of 63.1 m² and 212 tubes.

The heat exchanger designed in this project follows the technical and economic conditions that the client requires. The price of the equipment is \$19615.47, is 30% lower than the imported equipment and the time of its construction is 15 working days.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN	I
ABSTRACT	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS.....	V
SIMBOLOGÍA.....	VI
ÍNDICE DE FIGURAS	VII
ÍNDICE DE TABLAS.....	VIII
ÍNDICE DE PLANOS	IX
CAPÍTULO 1.....	1
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA	1
1.2 OBJETIVOS	2
1.2.1 Objetivo General.....	2
1.2.2 Objetivos Específicos	3
1.3 MARCO TEÓRICO	3
1.3.1 Propiedades del Fuel Oil N°6.....	3
1.3.2 Normas Empleadas.	3
CAPÍTULO 2.....	5
2. METODOLOGÍA DEL DISEÑO.....	5
2.1 ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN	5
2.2 PROCESO PARA EL DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.	7
2.3 DISEÑO TÉRMICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	7
2.3.1 Método de diseño térmico empleado.	7
2.3.2 Análisis termodinámico del intercambiador de calor.	8
2.3.3 Pre diseño del intercambiador de calor.	13
2.3.4 Diseño de forma del intercambiador de calor.....	15
2.3.5 Análisis de transferencia de calor del intercambiador de calor.....	18
2.3.6 Análisis de la caída de presión del intercambiador de calor.....	21
2.4 DISEÑO MECÁNICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	22
2.4.1 Diseño mecánico de la coraza	22
2.4.2 Diseño mecánico de los tubos.	23
2.4.3 Diseño mecánico de los espejos.....	23
2.4.4 Diseño mecánico de los baffles.	24
2.4.5 Diseño mecánico de los cabezales.....	24
2.4.6 Selección de acoples.....	25
2.4.7 Diseño de sellos.	25
2.4.8 Diseño de conexiones de los fluidos.....	25
2.4.9 Selección del aislamiento térmico.....	25

CAPÍTULO 3	26
3. RESULTADOS	26
3.1 RESULTADOS DEL DISEÑO TÉRMICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.	26
3.2 RESULTADOS DEL DISEÑO MECÁNICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.	28
3.3 ANÁLISIS DE COSTOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	30
3.3.1 Costos directos.....	30
3.3.2 Costos indirectos.....	31
3.3.3 Costo total del intercambiador de calor.....	31
CAPÍTULO 4	33
4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	33
4.1 CONCLUSIONES	33
4.2 RECOMENDACIONES	33
BIBLIOGRAFÍA	34

PLANOS

APÉNDICES

ABREVIATURAS

TEMA	Standard of Tubular Exchangers Manufactures Association
ASME	American Society of Mechanical Engineers
ASTM	American Society for Testing and Materials
ICTC	Intercambiador de Calor de Tubo y Coraza
DTML	Diferencia de Temperaturas Media Logarítmica
NTU	Número de Unidades de Transferencia
SSU	Saybolt Universal Seconds
TDH	Total Dynamic Head
BHP	Boiler horsepower

SIMBOLOGÍA

q	Tasa de transferencia de calor.
A	Área de transferencia de calor.
ΔT_{lm}	Diferencia de temperaturas media logarítmica.
U	Coefficiente global de transferencia de calor.
\dot{m}	Flujo másico.
h	Entalpía.
Δh	Diferencia de entalpías.
p	Presión.
C_p	Calor específico.
ρ	Densidad.
ν	Viscosidad cinemática.
μ	Viscosidad dinámica.
k	Conductividad térmica.
h_i	Coefficiente interno de transferencia de calor.
h_o	Coefficiente externo de transferencia de calor.
Q	Caudal.
r_i	Radio interior del tubo.
r_o	Radio exterior del tubo.
d	Diámetro.
N_t	Número de tubos.
N_{tp}	Número de pasos del lado de los tubos.
L_t	Longitud total del tubo.
L_p	Longitud por paso del tubo.
R_f	Resistencia por ensuciamiento.
Re	Número de Reynolds.
Nu	Número de Nusselt.
Pr	Número de Prandtl.
g	Gravedad.
h_{fg}	Calor latente de vaporización.
T	Temperatura.
\dot{E}	Tasa de energía.
e	espesor.
D_s	Diámetro interno de la coraza.
B	Número de Baffles.
L	Radio interior de la corona de la tapa del cabezal posterior.
S	Esfuerzo Permisible.
\bar{V}	Velocidad media.
N	Número promedio de tubos.
w	Velocidad angular.

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1. Caldera acuatubular de la planta.....	1
Figura 2-1. Intercambiador de calor de tubo y coraza.....	5
Figura 2-2. Intercambiador de tubos concéntricos.....	6
Figura 2-3. Proceso de diseño del ICTC.....	7
Figura 2-4. Diagrama T-S del vapor en el proceso de intercambio de calor.....	9
Figura 2-5. Esquema de las temperaturas de entrada y salida de los fluidos en el ICTC.....	10
Figura 2-6. Volúmenes de control en el ICTC.....	11
Figura 2-7. Configuraciones de un ICTC según TEMA.....	17

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Propiedades termo físicas del Fue Oil N°6	3
Tabla 2. Matriz de selección multicriterios.	6
Tabla 3. Coeficientes de transferencia de calor típicos.....	13
Tabla 4. Resistencias por ensuciamiento para fluidos industriales	14
Tabla 5. Dimensiones de la tubería de cobre	15
Tabla 6. Resultados del Diseño del ICTC.....	29
Tabla 7. Costo de materiales.....	30
Tabla 8. Costos directos.....	31
Tabla 9. Costos indirectos	31
Tabla 10. Costo total del ICTC	31

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1	Sistema de calentamiento del Fuel Oil.
PLANO 2	Intercambiador de calor de tubo y coraza AEM.
PLANO 3	Componentes externos del intercambiador de calor.
PLANO 4	Componentes internos del intercambiador de calor - 1.
PLANO 5	Componentes internos del intercambiador de calor - 2.
PLANO 6	Diseño de forma exterior del intercambiador de calor.
PLANO 7	Diseño de forma interior del intercambiador de calor.

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Descripción del problema

Un grupo de accionistas extranjeros (cliente) ha instalado en los terrenos de su propiedad, en las afueras de la ciudad de Guayaquil, una central termoeléctrica que utiliza turbina a vapor.

El vapor es generado por una caldera acuatubular de 15000 BHP (*Boiler horsepower*) (Figura 1-1). El combustible utilizado en la caldera es Fuel Oil N° 6, el cual se encuentra contenido en un tanque de almacenamiento de 500000 galones de capacidad.



Figura 1-1. Caldera acuatubular de la planta

El cliente necesita disminuir la viscosidad del Fuel Oil a la entrada del quemador de la caldera para obtener una adecuada pulverización o atomización del combustible, y con ello un proceso de combustión eficiente en la caldera. Para esto el Fuel Oil necesita ser calentado hasta a una temperatura adecuada a la entrada de los quemadores de la caldera.

El cliente indica que el combustible contenido en el tanque tiene una viscosidad 400 SSU (*Saybolt Universal Seconds*) y requiere disminuir la viscosidad hasta 100 SSU a la entrada de la caldera. Por lo tanto, se requiere un equipo que pueda calentar el Fuel

Oil hasta obtener la viscosidad adecuada para una eficiente combustión y por ende una mayor eficiencia en la generación de energía eléctrica.

Los parámetros para el proceso de calentamiento del flujo de combustible son los siguientes:

- Caudal necesario del combustible para el proceso.
- Temperatura inicial del combustible dentro del tanque.
- Temperatura final del combustible a la entrada de la caldera.

Se requiere que el equipo debe entrar en área máxima de 8 m de largo por 2.5 m de ancho, no hay restricción alguna en cuanto a la altura del equipo. De igual manera, se ha impuesto la utilización del vapor de agua que se genera en la caldera como medio de calentamiento. El vapor sale de la caldera a 140 psig, sin embargo la operación de trabajo del intercambiador debe ser de 70 psig para una operación segura.

También se requiere que no haya derrame de combustible, ni sobrepresión en el equipo lo cual puede causar daño a recursos humanos y materiales, y que en lo posible no haya necesidad de cambiar la bomba que transporta el combustible desde el tanque de almacenamiento hasta la caldera.

Las variables para resolver este problema son: el tipo, el tamaño, la forma, los materiales de construcción y el costo del intercambiador de calor.

Los criterios de diseño para este proyecto son:

- 1) Eficiente transferencia de calor;
- 2) Bajo costo total (menor a \$ 25000);
- 3) Facilidad de mantenimiento;
- 4) Confiabilidad del equipo;
- 5) Seguridad para el operario.

La solución del problema queda sujeta a seleccionar el tipo de intercambiador que sea más acorde con los criterios de diseño establecidos.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Diseñar un intercambiador de calor para disminuir la viscosidad del Fuel Oil N°6 desde 400 SSU a 100 SSU para una planta de generación termoeléctrica.

1.2.2 Objetivos Específicos

1. Dimensionar un intercambiador de calor para calentar 67 GPM de Fuel Oil N°6 desde 80°C a 110°C.
2. Diseñar el intercambiador de calor según las normas TEMA (Standard of Tubular Exchangers Manufactures Association).
3. Seleccionar el material de los componentes del intercambiador de calor.
4. Analizar la caída de presión del intercambiador de calor.
5. Determinar los costos de fabricación del intercambiador de calor.

1.3 Marco teórico

1.3.1 Propiedades del Fuel Oil N°6

El Fuel Oil N°6 es un combustible derivado del petróleo obtenido por un proceso de destilación fraccionaria. Es esencialmente utilizado en secadores, hornos y calderas. (VARGAS ZÚÑIGA, 1996).

Las propiedades de este producto se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1. Propiedades termo físicas del Fue Oil N°6

Viscosidad SSU a 100 °F	3714 a 3805
Grados API	16.9 a 17.4
Punto de Inflamación (°F)	285
Punto de fluidez (°F)	30
Poder calorífico superior (Kcal/kg)	10900
Contenido de azufre %	1.5
Contenido de vanadio (ppm)	120
Contenido de cenizas %	0.04 a 0.15

Fuente: Basado en (VARGAS ZÚÑIGA, 1996)

1.3.2 Normas Empleadas.

El diseño de éste proyecto está basado principalmente en las normas TEMA, estas normas reglamentan los criterios de diseño de intercambiadores de calor tubulares.

La nomenclatura empleada por la norma TEMA para identificar un intercambiador de calor tubular es por medio de tres letras que indican lo siguiente:

La primera letra hace referencia al tipo de cabezal de entrada, la segunda letra indica el tipo de coraza, y la tercera letra indica el tipo de cabezal de retorno. (TEMA, 1999).

También se empleará el código ASME (American Society of Mechanical Engineers) sección VIII, el cual se lo emplea para el diseño de recipientes a presión.

Esta sección del código se divide en dos partes:

División 1 y división 2.

En este proyecto se usará la división 1 que es la aplicable para recipientes a presión para presiones menores a 3000 psi, el cual es el caso de este diseño. (ASME, 2008).

Así mismo debido a que el producto usado en el proceso es un combustible, por asuntos de seguridad, en el diseño del intercambiador también se considerará lo que indica la norma 30 de la NFPA (National Fire Protection Association) que es el código usado para el manejo de líquidos inflamables y combustibles.

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA DEL DISEÑO

2.1 Alternativas de solución

Existen diferentes tipos de intercambiadores de calor, pero en este proyecto solo se considerarán dos, debido a que son los más usados en sector industrial para trabajar con Fuel Oil. Estos son:

- 1) Intercambiadores de calor de tubo y coraza;
- 2) Intercambiadores de calor de tubos concéntricos.

Los intercambiadores de calor de tubo y coraza (Figura 2-1), pueden operar caudales como el requerido en este proyecto sin provocar grandes caídas de presión; dependiendo del tipo de ICTC (intercambiador de calor de tubo y coraza), se puede limpiar con facilidad el interior de los tubos retirando los cabezales o tapas, lo que facilita su mantenimiento; son aplicables para trabajar con fluidos como el vapor y el Fuel Oil. Son relativamente de bajo costo debido a que se pueden fabricar sin el uso de matrices; poseen una confiabilidad alrededor del 85%.



Figura 2-1. Intercambiador de calor de tubo y coraza.

Fuente: (Soluciones Industriales, 2007)

Además, se puede modificar el tamaño de estos intercambiadores cambiando el número de pasos que los fluidos realizan en el interior de estos equipos.

El intercambiador de calor de tubos concéntricos, (Figura 2-2), es de gran utilidad cuando el área de transferencia de calor requerida es menor o igual a 20 m². Cuando el área de transferencia de calor es mayor 20 m², disminuye su eficiencia térmica.

Puede trabajar a altas presiones, con fluidos muy viscosos y con vapor, pero no es muy eficiente cuando existe condensación o ebullición. Tiene una confiabilidad del 80%. El mantenimiento de este equipo es más complejo a medida que aumenta el área de transferencia de calor requerida. Su costo es similar al de un intercambiador de tubo y coraza.



Figura 2-2. Intercambiador de tubos concéntricos.

Fuente: (ASTIM, 2010)

De acuerdo a las características descritas y a los criterios de diseño establecidos, se selecciona el intercambiador de tubo y coraza como mejor alternativa de solución, lo cual se ilustra en la matriz de selección multicriterios.

Tabla 2. Matriz de selección multicriterios.

	CRITERIOS DE DISEÑO	Eficiente Transferencia de Calor	Bajo costo del equipo	Facilidad de mantenimiento	Confiabilidad	Seguridad	TOTAL
	PONDERACIÓN	3 Puntos	3 Puntos	1.5 Puntos	1 Punto	1.5 Puntos	10 Puntos
Intercambiadores de calor de tubo y coraza.		3	3	1	0.85	1.75	9.1
Intercambiadores de calor de tubos concéntricos.		1.5	3	0.5	0.8	1.75	7.05

2.2 Proceso para el diseño del intercambiador de calor.

La estructura básica lógica del proceso de diseño del intercambiador de calor se muestra en la Figura 2-3.

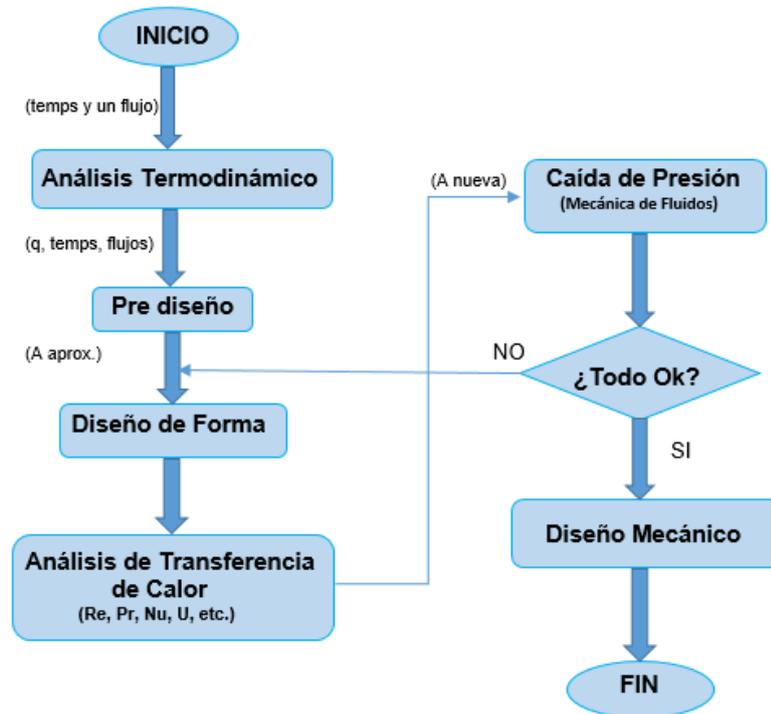


Figura 2-3. Proceso de diseño del ICTC.

2.3 Diseño térmico del intercambiador de calor

2.3.1 Método de diseño térmico empleado.

Existen dos importantes métodos para realizar el diseño de un intercambiador de calor.

Estos son:

- 1) El método de la DTML (Diferencia de Temperaturas Media Logarítmica).
- 2) El método del NUT (Número de Unidades de Transferencia).

El método del NUT, es un método para realizar el análisis de un intercambiador que ya ha sido construido. En este método se hace uso de curvas para determinar la relación entre los NUT y la efectividad.

El método de la DTML, es un método usado para el diseño de un intercambiador de calor nuevo. Es un método iterativo, en el cual, conociendo el flujo másico de los fluidos y las temperaturas de entrada y salida se puede determinar el área de transferencia de calor.

Como el objetivo de este proyecto es la realización del diseño y no del análisis de un intercambiador de calor, el método empleado para el desarrollo de este diseño será el método de la DTML.

2.3.2 Análisis termodinámico del intercambiador de calor.

Esta etapa del diseño consiste en determinar los parámetros que *no dependen de la forma* del ICTC. Estos parámetros son:

- a) Temperaturas de entrada y salida de los fluidos, y la diferencia de temperaturas media logarítmica.
- b) Flujo de los fluidos.
- c) Calor transferido.

Las temperaturas de entrada y salida de los fluidos, así como el valor de un flujo es información proporcionada por el cliente de manera directa, o a su vez, éste debe proporcionar información necesaria que permita obtener estos parámetros para comenzar el diseño. Una vez que se obtienen estos valores se realiza el análisis termodinámico del sistema donde se obtiene el calor transferido en el proceso, así como, el valor del otro flujo.

Las temperaturas de entrada y salida en el intercambiador de calor del Fuel Oil son 80°C y 110°C respectivamente. (Apéndice B).

Para el caso de la temperatura del vapor a la entrada y la salida del ICTC se debe tener en cuenta lo siguiente:

Como se indica en las restricciones, el vapor antes de ingresar al intercambiador pasa por un proceso de reducción de presión de 140 psig a 70 psig, este proceso de reducción de presión es prácticamente isoentálpico.

El diagrama termodinámico T-S del vapor durante el proceso de intercambio de calor (Figura 2-4), muestra lo que ocurre con el vapor.

Se observa que el vapor sale de la cadera (punto 1) como vapor saturado a la presión p_1 . Luego de ser sometido a un proceso de reducción de presión isoentálpico, se encuentra en un estado de vapor sobrecalentado a la presión p_2 , esto es a la entrada del ICTC (punto 2), pero este grado de sobrecalentamiento es pequeño, y debido a que, por lo general, el coeficiente convectivo para el vapor sobrecalentado es mucho

más pequeño que el coeficiente convectivo para la condensación del vapor, se puede asumir que el estado del vapor a la entrada del ICTC es saturado.

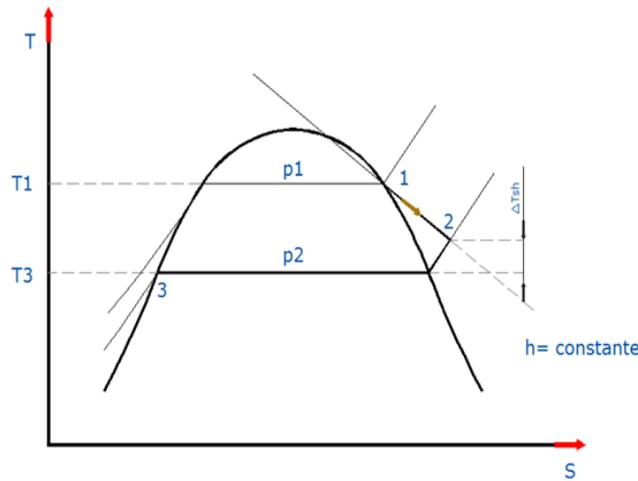


Figura 2-4. Diagrama T-S del vapor en el proceso de intercambio de calor.

A la salida del ICTC (punto 3), no hay ninguna restricción del estado del vapor, por lo tanto, se decide que éste sale del ICTC como líquido saturado, así se aprovecha al máximo el alto coeficiente convectivo que se obtiene en un proceso de condensación de un vapor en el exterior de un banco de tubos. Esto se puede lograr colocando a la salida del ICTC una trampa de vapor. (ADUM, 2000).

Por lo tanto, la temperatura del vapor a la entrada y salida del ICTC es de 157.7°C. (Apéndice C)

Además se decide que el ICTC sea a contraflujo, puesto que, se logra menor área de transferencia de transferencia con respecto a los de flujo paralelo.

La diferencia de temperatura media logarítmica se la obtiene por medio de:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad \text{ec. 2.1}$$

ΔT_2 y ΔT_1 , representan las diferencias de temperatura entre los dos fluidos en los extremos del ICTC. (Figura 2-5).

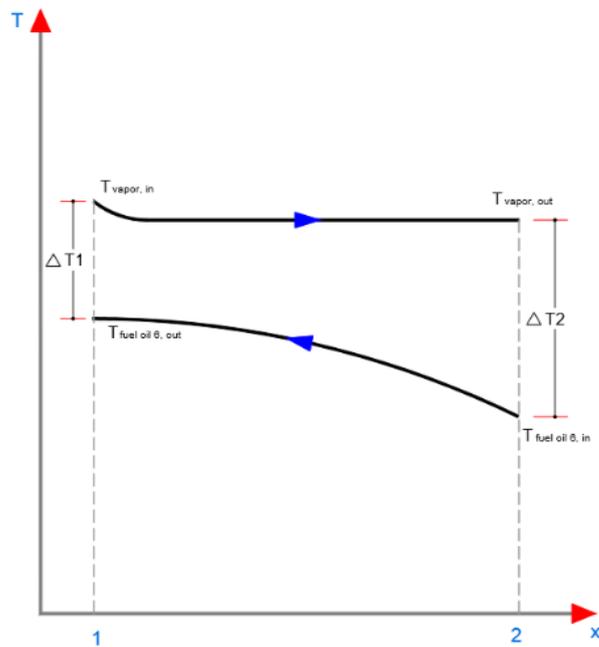


Figura 2-5. Esquema de las temperaturas de entrada y salida de los fluidos en el ICTC.

Para un intercambiador a contraflujo ΔT_2 y ΔT_1 son:

$$\Delta T_1 = T_{\text{fluido caliente, in}} - T_{\text{fluido frio, out}}$$

$$\Delta T_2 = T_{\text{fluido caliente, out}} - T_{\text{fluido frio, in}}$$

En este diseño:

$$T_{\text{fluido caliente, in}} = T_{\text{vapor, in}}$$

$$T_{\text{fluido frio, out}} = T_{\text{fuel oil, out}}$$

$$T_{\text{fluido caliente, out}} = T_{\text{vapor, out}}$$

$$T_{\text{fluido frio, in}} = T_{\text{fuel oil, in}}$$

Por tanto:

$$\Delta T_1 = 157.7 \text{ }^\circ\text{C} - 110 \text{ }^\circ\text{C} = 47.7 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 157.7 \text{ }^\circ\text{C} - 80 \text{ }^\circ\text{C} = 77.7 \text{ }^\circ\text{C}$$

Sustituyendo los respectivos valores en la ec.2.1, el valor de la diferencia de la temperatura media logarítmica es 61.5°C .

Para obtener el calor transferido y el flujo másico de vapor en el ICTC, se realiza los correspondientes balances de energía en el intercambiador considerando lo siguiente:

- Un intercambiador de calor en operación, trabaja bajo un proceso de flujo estable.
- En un intercambiador de calor no hay interacciones de trabajo.
- Los cambios de energía cinética y potencial en un intercambiador de calor son despreciables.
- La coraza del ICTC debe estar bien aislada para evitar pérdidas de calor hacia los alrededores.

El calor transferido en el ICTC se lo obtiene eligiendo un volumen de control cuya frontera esté sobre la trayectoria del flujo de calor.

Puede elegirse el volumen ocupado por cualquiera de los dos fluidos como volumen de control. (Figura 2-6).

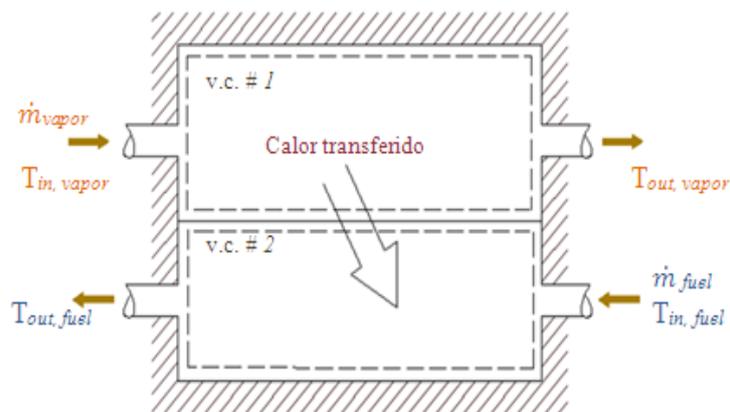


Figura 2-6. Volúmenes de control en el ICTC.

Se decide escoger el volumen ocupado por el Fuel Oil (v.c. #2).

El balance de energía correspondiente para este volumen de control es:

$$\dot{E}_{entra} - \dot{E}_{sale} = \Delta\dot{E}_{sistema}$$

Como es un proceso de flujo estable: $\Delta\dot{E}_{sistema} = 0$

Por lo que:

$$\dot{E}_{entra} = \dot{E}_{sale}$$

$$\dot{q}_{fuel, entra} + \dot{m}_{fuel} \cdot h_{fuel,1} = \dot{m}_{fuel} \cdot h_{fuel,2}$$

$\dot{q}_{fuel, entra}$, es el flujo de calor transferido al Fuel Oil, \dot{m}_{fuel} es el flujo másico del Fuel Oil, y $h_{fuel,1}$ y $h_{fuel,2}$ son las entalpías del Fuel Oil a la entrada y a la salida del intercambiador.

Reacomodando se tiene:

$$\dot{q}_{fuel, entra} = \dot{m}_{fuel} \cdot (h_{fuel,2} - h_{fuel,1})$$

O también:

$$\dot{q}_{fuel, entra} = \dot{m}_{fuel} \cdot C_{p_{fuel}} \cdot \Delta T_{fuel}$$

$$\dot{q}_{fuel, entra} = \rho \cdot Q \cdot C_{p_{fuel}} \cdot \Delta T_{fuel} \quad \text{ec. 2.2}$$

Donde ΔT_{fuel} y $C_{p_{fuel}}$, son el calor específico y la variación de temperatura del Fuel Oil respectivamente.

Q, es el caudal de Fuel Oil, y ρ , es la densidad del Fuel Oil, la cual para el proceso de intercambio de calor debe evaluarse en la temperatura media del fluido con respecto a la masa; es decir:

$$T_{b_{fuel}} = (T_{fuel\ oil, in} + T_{fuel\ oil, out})/2 .$$

Para obtener el flujo másico de vapor requerido para el proceso, se realiza un balance de energía en el volumen ocupado por el vapor (v.c. #1 de la Figura 2-6). Se realiza el mismo análisis que en el caso del calor transferido y se obtiene:

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{\dot{q}_{vapor, sale}}{\Delta h_{vapor}} \quad \text{ec. 2.3}$$

Donde $\dot{q}_{vapor, sale}$ es el flujo de calor que transfiere el vapor al Fuel Oil durante el proceso, \dot{m}_{vapor} es el flujo másico del vapor.

Por conservación de energía:

$$\dot{q}_{fuel, entra} = \dot{q}_{vapor, sale}$$

Δh_{vapor} , es la diferencia de entalpía del vapor desde la entrada hasta la salida del ICTC (Figura 2-4).

2.3.3 Pre diseño del intercambiador de calor.

Esta etapa del diseño tiene por objeto obtener una idea del tamaño del intercambiador de calor (obtener un área aproximada del intercambiador de calor), para ello se usa coeficientes de transferencia de calor aproximados basados en experiencia. Se decide que el Fuel Oil fluya por los tubos y el vapor del lado de la coraza.

Tabla 3. Coeficientes de transferencia de calor típicos

Proceso	h (W/ m ² .K)
Convección libre	
Gases	2 - 25
Líquidos	50 - 1000
Convección forzada	
Gases	25 - 250
Líquidos	50 - 20000
Convección con cambio de fase Ebullición o condensación	2500 - 100000

Fuente: Basado en (INCROPERA, 1999)

El área del intercambiador de calor se obtiene por medio de:

$$A = \frac{\dot{q}}{U\Delta T_{lm}} \quad \text{ec. 2.4}$$

U , es el coeficiente global de transferencia y se obtiene mediante:

$$U = \frac{1}{\frac{r_o}{r_i} \cdot \frac{1}{h_i} + \frac{r_o}{r_i} \cdot R_{fi} + \frac{r_o \cdot \ln(r_o/r_i)}{k} + R_{fo} + \frac{1}{h_o}} \quad \text{ec. 2.5}$$

Donde h_i y h_o son los coeficientes de transferencia de calor interno y externo respectivamente, r_o y r_i son los radios exterior e interior de los tubos, R_{fi} y R_{fo} son las resistencias por ensuciamiento, y k es la conductividad térmica del material del tubo.

Los valores seleccionados para h_i y h_o en el cálculo del área preliminar del ICTC son 100 y 8000 W/m² K respectivamente.

Por medio de la Tabla 4, se obtiene los valores de R_{fi} y R_{fo} , los cuales son 0.000881 y 0.000088 m² K/W respectivamente.

Tabla 4. Resistencias por ensuciamiento para fluidos industriales

Fluidos Industriales	R_f (m².K/W)
Oils	
Fuel Oil N° 2	0.000352
Fuel Oil N° 6	0.000881
Gases y Vapores	
Vapor de agua	0.000088
Refrigerantes (vapor)	0.000352
Aire comprimido	0.000176
CO ₂ (vapor)	0.000176
Gas natural	0.000881

Fuente: Basado en (TEMA, 1999)

El ensuciamiento tiene el efecto de disminuir la transferencia de calor y aumentar la caída de presión del intercambiador de calor en operación.

Si bien, los intercambiadores de calor nuevos no están sucios, sin embargo los intercambiadores de calor se ensucian progresivamente, por lo cual, es conveniente diseñar el equipo considerando las condiciones reales de operación.

Para el diseño de éste intercambiador, se decide usar tubos de cobre de 5/8". (Tabla 5). (Manual de tubería de cobre).

Tabla 5. Dimensiones de la tubería de cobre

Diámetro nominal [pulgadas]	Diámetro interior [mm]	Diámetro exterior [mm]	Espesor [mm]
5/8	16.93	19.05	1.06

Fuente: Basado en (Manual de tubería de cobre).

La conductividad térmica del material de los tubos es 400 W / m.K.

El valor del área del ICTC obtenida en esta etapa del diseño es un valor preliminar, el cual será un valor para la primera iteración en el diseño, además este valor permite realizar el diseño de forma del ICTC.

2.3.4 Diseño de forma del intercambiador de calor.

Esta etapa del diseño implica en asignar ciertos parámetros dimensionales preliminares, de tal manera que el equipo pueda ser analizado térmicamente (se establecen los datos para la primera iteración en el análisis de transferencia de calor).

En base al área aproximada se asigna:

- Diámetro de tubos.
- Número de pasos en la coraza y en los tubos.
- Número de tubos.
- Arreglo de tubos.
- Diámetro de la coraza.
- Espacio entre baffles.

También se selecciona en esta etapa el tipo de espejos y cabezales del ICTC.

Diámetro de tubos.

El diámetro de los tubos del intercambiador de calor se selecciona basado en medidas de tubo estándar. Como se mencionó, en este diseño se usa tubos de 5/8".

Número de pasos en la coraza y en los tubos.

Se decide que la coraza sea de un solo paso debido a que no hay ninguna restricción para ello y es más fácil su fabricación.

Los tubos que se encuentran en el mercado tienen una longitud de 5 m. El número de pasos en los tubos está relacionado con la longitud de tubo necesaria y el espacio que se tiene por parte del cliente para la instalación del intercambiador. Basado en esto, se decide que el intercambiador de calor tenga una configuración de 2 pasos del lado de los tubos, con una longitud de tubo total L_t de 10 m, dejando espacio para transitar alrededor del intercambiador.

Número de tubos.

Debido a que, los tubos de cobre comerciales miden 5 m de longitud, el número de tubos del intercambiador de calor se obtiene en base a la siguiente ecuación:

$$N_t = \frac{A N_{pt}}{\pi \cdot d_o L_t} \quad \text{ec. 2.6}$$

Donde d_o es el diámetro exterior del tubo, N_{pt} es el número de pasos del lado de los tubos. La longitud por paso de los tubos es L_t/N_{pt} .

Arreglo de tubos.

Se selecciona un arreglo de tubos triangular de 30° por ser el más adecuado para este diseño, debido a que, se tiene mayor área de transferencia de calor, colocando más tubos en la coraza que en los arreglos cuadrados de 45° y 90° y que en el arreglo triangular rotado de 60°. Este tipo de arreglo tiene mayor desempeño térmico, porque el recorrido del fluido de la coraza a través del arreglo de tubos se distribuye produciendo más turbulencia, ocasionada por la forma en que quedan dispuestos los tubos. Se considera un espaciamiento entre tubos S_T de 1.5 veces el diámetro exterior del tubo. (TEMA, 1999).

Diámetro de la coraza.

La coraza es el componente cilíndrico del intercambiador de calor, la cual contiene el arreglo de tubos.

TEMA indica siete tipos diferentes de coraza (Figura 2-7).

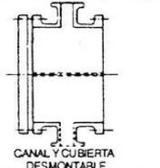
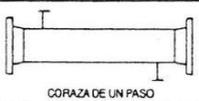
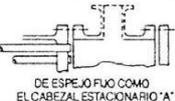
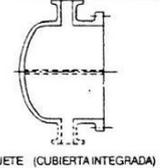
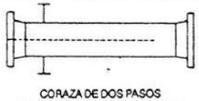
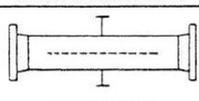
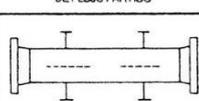
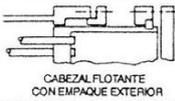
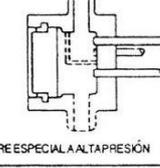
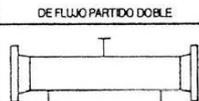
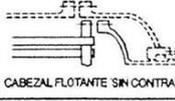
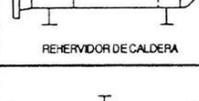
TIPOS DE CABEZAL ESTACIONARIO, EXTREMO FRONTAL		TIPOS DE CORAZAS		TIPOS DE CABEZALES, EXTREMO POSTERIOR	
A	 CANAL Y CUBIERTA DESMONTABLE	E	 CORAZA DE UN PASO	L	 DE ESPEJO FLUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO 'A'
B	 CASQUETE (CUBIERTA INTEGRADA)	F	 CORAZA DE DOS PASOS CON DEFLECTOR LONGITUDINAL	M	 DE ESPEJO FLUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO 'B'
C	 SOLÓ HAZ DE TUBOS DESMONTABLE CANAL INTEGRADO CON ESPEJO Y CUBIERTA DESMONTABLE	G	 DE FLUJO PARTIDO	N	 DE ESPEJO FLUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO 'N'
N	 CANAL INTEGRADO CON ESPEJO Y CUBIERTA DESMONTABLE	H	 DE FLUJO PARTIDO DOBLE	P	 CABEZAL FLOTANTE CON EMPAQUE EXTERIOR
D	 CIERRE ESPECIAL A ALTA PRESIÓN	J	 DE FLUJO DIVIDIDO	S	 CABEZAL FLOTANTE CON DISPOSITIVO DE APOYO
		K	 RESERVADOR DE CALDERA	T	 CABEZAL FLOTANTE SIN CONTRABRIDA
		X	 FLUJO CRUZADO	U	 HAZ DE TUBO EN U
				W	 ESPEJO FLOTANTE SELLADO EXTERNAMENTE

Figura 2-7. Configuraciones de un ICTC según TEMA

Fuente: (TEMA, 1999)

Se decide seleccionar para este intercambiador la coraza tipo "E", debido a que, es una coraza de un solo paso, por lo que, su fabricación es sencilla y más económica. Además ésta permite un rápido y fácil alojamiento del arreglo de tubos y baffles. (TEMA, 1999).

Para determinar el diámetro de la coraza del intercambiador de calor, TEMA recomienda la siguiente ecuación:

$$D_s = 0.637 \cdot \sqrt{\frac{C_L}{C_{TP}}} \cdot \left[\frac{A \cdot (P_T)^2 d_o}{L_p} \right]^{1/2} \quad \text{ec. 2.7}$$

C_L es una constante por arreglo de tubos, que depende de arreglo de tubos escogido. De igual forma C_{TP} es una constante por pasos de tubos. Para este diseño los valores recomendados por TEMA de C_L y C_{TP} son 0.87 y 0.9 respectivamente. P_T se lo denomina paso transversal y es igual a S_T/d_o . (TEMA, 1999).

Espacio entre Baffles.

Los *Baffles* o desviadores, sirven como soporte estructural para los tubos evitando el daño de estos por la vibración que produce el fluido en la coraza. Los Baffles introducen una componente de flujo cruzado.

Los Baffles segmentados simples son los más utilizados en los ICTC debido a su fácil fabricación e instalación. Estos sirven para dirigir el fluido en la coraza a través del arreglo de tubos, además, se elimina la acumulación de ensuciamiento o partículas sólidas en los tubos y en la coraza, y también aumentan la turbulencia, por lo tanto, aumentan la transferencia de calor.

TEMA recomienda que un óptimo espaciado entre baffles entre 0.4 y 0.6 veces el diámetro interno de la coraza, y que el corte de los baffles cuando se tiene cambio de fase del lado de la coraza sea vertical con un corte del 25% al 35% del diámetro interno de la coraza. (TEMA, 1999).

En este diseño se decide usar baffles segmentados simples con corte vertical del 25% del diámetro interno de la coraza.

Selección de los espejos.

Los espejos tienen como objeto principal dar soporte a los tubos, además de ser componentes divisores de los dos fluidos en el ICTC. Se decide seleccionar para este diseño espejos fijos, debido a su fácil fabricación y ser el de mayor uso en la industria. El detalle de los espejos se muestra en el Plano 4.

Selección de los cabezales.

Son los componentes ubicados en los extremos del intercambiador. Por facilidad de mantenimiento, por número de pasos y costos de construcción, se selecciona en este proyecto de acuerdo a TEMA cabezal de tapa plana tipo *A* como cabezal frontal, y cabezal estacionario tipo *M* como cabezal posterior (Figura 2-7).

2.3.5 Análisis de transferencia de calor del intercambiador de calor.

Los valores que se obtienen en el pre diseño y diseño de forma del ICTC dan una aproximación del tamaño del mismo. En esta etapa del diseño los valores de h_i y h_o de la ec. 2.5 se determinan con el propósito de obtener el tamaño final del intercambiador.

Para encontrar los valores de, h_i y h_o , se utilizan correlaciones adecuadas de transferencia de calor según el caso.

Cálculo del coeficiente interno de transferencia de calor h_i .

Para obtener el coeficiente interno de transferencia de calor, h_i , primero se obtiene el número de Nusselt. El fluido que circula por los tubos es el Fuel Oil. Debido a las propiedades de este fluido y al caudal del mismo, el flujo dentro de los tubos es laminar y en desarrollo térmicamente.

El número de Nusselt en este caso, se determina a partir de la correlación de Sieder y Tate:

$$Nu = 1,86 \left(\frac{RePrd_i}{L_t} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad \text{ec. 2.8}$$

Donde:

Re: Número de Reynolds.

Pr: Número de Prandtl.

d_i : Diámetro interior del tubo.

μ : Viscosidad dinámica del fluido.

Todas las propiedades deben evaluarse a la temperatura media de la masa del Fuel Oil, con excepción de μ_s , que debe ser evaluada a la temperatura de la superficie del tubo.

El número de Reynolds se determina a partir de:

$$Re = \frac{4 \left(\frac{\dot{m}_{fuel}}{N_t} \right) N_{pt}}{\pi d_i \mu} \quad \text{ec. 2.9}$$

Donde se asume que el Flujo de Fuel Oil se distribuye de igual manera en todos los tubos.

El número de Prandtl se obtiene por medio de:

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu_b C_{p_{fuel}}}{k_{fuel}} \quad \text{ec. 2.10}$$

Finalmente el coeficiente convectivo en el interior de un tubo está dado por:

$$h_i = \frac{Nu k_{fuel}}{d_i} \quad \text{ec. 2.11}$$

Cálculo del coeficiente externo de transferencia de calor h_o .

El fluido que circula por el exterior de los tubos es el vapor. Como se ha indicado, el calor entregado por el vapor al Fuel Oil es por condensación del vapor.

El coeficiente convectivo promedio en el exterior del banco de tubos se obtiene a partir de la correlación de Eissenberg:

$$h_o = (0,6 + 0,42N^{-0,25}) \left[\frac{g\rho_f(\rho_f - \rho_g)k^3 h'_{fg}}{\mu_f(T_{sat} - T_s)d_o} \right]^{(1/4)} \quad \text{ec. 2.12}$$

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0,68C_{pf}(T_{sat} - T_s) \quad \text{ec. 2.13}$$

El subíndice f se refiere a la condición de líquido comprimido, y todas las propiedades del fluido en este estado se evalúan a la temperatura de película $T_f = (T_{sat} + T_s)/2$. El subíndice g se refiere a la condición de vapor saturado, y el h'_{fg} y la ρ_g se evalúan a la temperatura de saturación del vapor. N es el promedio por columna del número de tubos. Una buena práctica para determinar el valor de N es dividir para ocho el número de total tubos (TEMA, 1999):

$$N = N_t/8 \quad \text{ec. 2.14}$$

T_s es la temperatura media superficial del tubo, y se obtiene mediante:

$$T_s = T_{b_{fuel}} + \frac{h_o}{h_{io} + h_o} (T_{sat} - T_{b_{fuel}}) \quad \text{ec. 2.15}$$

$$h_{io} = h_i \left(\frac{d_i}{d_o} \right) \quad \text{ec. 2.16}$$

Finalmente para encontrar los valores de h_i y h_o , se realiza un proceso iterativo. En este proyecto se decide realizar dicho proceso en Excel, para lo cual es necesario formular ecuaciones de las propiedades termodinámicas y de transferencia de calor de los fluidos con los datos que se hallan en tablas, estas ecuaciones son polinómicas y se las obtiene con ayuda de Excel. Los errores que se dan con estas ecuaciones son mucho menores al uno por ciento.

2.3.6 Análisis de la caída de presión del intercambiador de calor.

Considerando que el flujo de vapor se da en un tiempo corto, no es necesario analizar la caída de presión en la coraza, por tanto, sólo se determina la caída de presión en los tubos.

Debido a que, los tubos están en paralelo, la caída de presión en un tubo es la misma que en todo el banco de tubos.

Por tanto, la caída de presión en el intercambiador, está dada por:

$$\Delta P = \Delta P_f + \Delta P_s \quad \text{ec. 2.17}$$

Donde ΔP_f corresponde a la caída de presión por pérdidas primarias debidas a la fricción, y se obtiene mediante:

$$\Delta P_f = f \frac{\rho_{fuel} \cdot L_t \cdot \bar{V}_{tubo}^2}{2 \cdot d_i} \quad \text{ec. 2.18}$$

En esta ecuación, f es el factor de fricción. Como el flujo de Fuel Oil es hidrodinámicamente desarrollado y laminar, f se obtiene a partir de:

$$f = \frac{64}{Re} \quad \text{ec. 2.19}$$

El parámetro ΔP_s corresponde a la caída de presión por pérdidas secundarias debidas al número de pasos en los tubos. Una buena práctica es asumir que el valor de ΔP_s es un diez por ciento del valor de ΔP_f .

2.4 Diseño mecánico del intercambiador de calor.

En esta etapa, se describe la selección de materiales y el análisis de esfuerzos mecánicos de cada componente del ICTC.

2.4.1 Diseño mecánico de la coraza.

Selección del material de la coraza.

Para la fabricación de la coraza se decide usar un tubo sin costura de acero al carbono ASTM A53 Grado B.

La sección VIII división 1 del código ASME indica que el esfuerzo permisible del Acero ASTM A53 Grado B que debe usarse para cálculos de espesores es de 17100 psi para un rango de temperatura media del recipiente de -20°F a 500°F (ASME, 2008). Por lo tanto, se usa este valor en este diseño.

Para la fabricación de las patas, se decide usar como material acero al carbono ASTM A36, el cual generalmente es usado para estructuras.

Cálculo del espesor de la coraza.

Para el cálculo del espesor de la coraza, se considera a la misma como un cilindro de pared delgada. La sección VIII división 1 del código ASME establece que para calcular el espesor de pared de estos recipientes, se usa la siguiente ecuación (ASME, 2008):

$$e = \frac{PR}{SE - 0,6P} \quad \text{ec. 2.20}$$

Donde:

- P: Presión de diseño.
- R: Radio interior del recipiente.
- S: Esfuerzo permisible del material.
- E: Efectividad de la soldadura.

Esta ecuación está basada en el esfuerzo circunferencial del cilindro, debido a que, el esfuerzo circunferencial en un cilindro de pared delgada es el doble del esfuerzo longitudinal.

Para este proyecto, la ec. 2.20, tiene la forma:

$$e = \frac{PD_s}{2(SE - 0.6P)} \quad \text{ec. 2.21}$$

Considerando una posible falla de la válvula reguladora de presión, se establece que la presión de diseño que se debe usar en este caso sea la presión de la caldera. La efectividad de la soldadura para tubería sin costura es 1. (ASME, 2008).

2.4.2 Diseño mecánico de los tubos.

Para el banco de tubos, se decide por economía, propiedades térmicas y mecánicas, usar tubería rígida de cobre tipo L de 5/8" de la norma ASTM B88. Esta tubería soporta hasta 350 psig de presión de trabajo interno para una temperatura de hasta 400 °F, lo cual está dentro de los parámetros de trabajo, debido a que, la bomba de Fuel Oil proporciona una presión menor a 150 psig a los tubos del ICTC.

2.4.3 Diseño mecánico de los espejos.

Selección del material de los espejos.

El material que se selecciona para la fabricación de los espejos es acero al carbono ASTM A36, por ser el de mayor comercialización.

La sección VIII división 1 del código ASME indica que el esfuerzo permisible del Acero ASTM A36 que debe usarse para cálculos de espesores es de 16600 psi para un rango de temperatura media de -20°F a 500°F (ASME, 2008). Por lo tanto, se usa este valor en este diseño.

Cálculo del espesor de los espejos.

Para el cálculo del espesor de los espejos, se considera a los mismos como placas circulares sometidas a carga uniforme. En este caso el mayor esfuerzo que se presenta es el esfuerzo radial en los bordes. Por lo tanto, el espesor se puede obtener mediante (ASME, 2008):

$$e = \sqrt{\frac{3PD_s^2}{16S}} \quad \text{ec. 2.22}$$

La presión de diseño en este caso es la presión que proporciona la bomba de Fuel Oil, ya que es la presión máxima que puede darse en este componente. En este ICTC los tubos se colocarán por expansión en los espejos. Los espejos son empernados a las bridas de la coraza y de los cabezales del ICTC.

2.4.4 Diseño mecánico de los baffles.

El diseño mecánico de los baffles es similar al de los espejos. El material seleccionado para la fabricación de los baffles es acero al carbono ASTM A36, y el espesor de los baffles se lo determina con la ec. 2.22, tomando en cuenta que la presión de diseño en este caso es la presión de la caldera.

2.4.5 Diseño mecánico de los cabezales.

Selección del material de los cabezales.

El material seleccionado para el canal de los cabezales es acero al carbono ASTM A53 Grado B, y para la fabricación de la tapa de los cabezales se selecciona acero al carbono ASTM A36.

Cálculo del espesor del canal de los cabezales.

El cabezal frontal es de tipo A y el cabezal posterior es de tipo M según la nomenclatura de TEMA. El canal de ambos cabezales tiene forma cilíndrica similar a la coraza del intercambiador, por lo tanto, el espesor del canal se determina mediante la ec. 2.21, donde la presión de diseño en este caso es 150 psig y la efectividad de la soldadura es 0.8 (ASME, 2008).

El cabezal frontal debe tener un espacio suficiente para las conexiones de entrada y salida del Fuel Oil.

Debido al número de pasos en los tubos, el cabezal frontal contiene una placa divisora de pasos, el material de esta placa es acero al carbono ASTM A36. TEMA recomienda que para cabezales de diámetros entre 24 – 60 cm, que es este caso, el espesor mínimo de la placa divisora para este material es de 1/2".

Cálculo del espesor de la tapa del cabezal frontal.

La tapa del cabezal tipo A es plana, por lo que, se puede obtener el espesor por medio de la ec. 2.22, con los mismos parámetros que en el caso de los espejos.

Cálculo del espesor de la tapa del cabezal posterior.

Se decide que la tapa de este cabezal tenga forma toriesférica, que es la forma de preferencia para ICTC. Por tanto, el espesor de la tapa se obtiene a partir de:

$$e = \frac{0.885PL}{SE - 0.1P} \quad \text{ec. 2.23}$$

Donde L es el radio interior de la corona, que es igual al diámetro interior del cabezal posterior, la presión de diseño es 150 psig, y la efectividad de la soldadura es 0.8 (ASME, 2008).

2.4.6 Selección de acoples.

Para acoplar las partes de este intercambiador, se necesita 4 bridas de diámetro interior igual al diámetro exterior de la coraza para conectar la coraza a cada uno de los cabezales, y una brida de diámetro interior igual al diámetro exterior del canal del cabezal frontal para conectar el canal y la tapa del cabezal frontal. Estas bridas se fabrican de acuerdo a lo que recomienda TEMA. (TEMA, 1999). El detalle de las bridas se muestra en el Plano 4.

2.4.7 Diseño de sellos.

El diseño de sellos, hace referencia a la selección del empaque y de los pernos en los acoples.

El material de los empaques es NA 1002, es un material compuesto de fibras de aramida orgánica. El espesor recomendado por TEMA de la lámina de este empaque es 1/16" para el caso de este proyecto. La ficha técnica de este empaque se muestra en el Apéndice D.

Así mismo, se selecciona pernos SAE Grado 5 de 1¼" de diámetro nominal, acorde a lo recomendado por TEMA. (TEMA, 1999).

2.4.8 Diseño de conexiones de los fluidos.

La línea de vapor que llega al intercambiador y la línea de Fuel Oil tienen diámetros nominales de 2" y 4" respectivamente. Por tanto se fabrican dos bridas de 2" y dos bridas de 4" para estas conexiones.

2.4.9 Selección del aislamiento térmico.

El material seleccionado para el aislamiento térmico del ICTC es lana mineral de roca. TEMA recomienda un espesor de 2" para las condiciones de temperatura y dimensiones del intercambiador de este proyecto. (TEMA, 1999). Luego de colocar el aislamiento se debe enchaquetar con láminas de aluminio. La ficha técnica de la lana mineral de roca se muestra en el Apéndice E.

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS

3.1 Resultados del diseño térmico del intercambiador de calor.

Calor transferido.

Por medio de, la ec. 2.2, se obtuvo que, el calor necesario para calentar el Fuel Oil es: 233003.8 W.

Flujo másico de vapor.

El flujo másico de vapor necesario para calentar el Fuel Oil, se obtuvo mediante, la ec. 2.3, proporcionando un resultado de 396.4 Kg/hr.

Coefficiente convectivo en el interior de los tubos.

Haciendo uso de, la ec. 2.11, y luego de realizar un proceso iterativo, se determinó que el coeficiente interno de transferencia de calor es: 72.37 W/m².K.

El número de Reynolds obtenido fue 80.51, lo cual, confirma que el flujo es laminar.

El número de Prandtl fue 583.58, por tanto las longitudes de entrada hidrodinámica y térmica del flujo son:

$$L_h \approx 0.05 Re. d_i \approx 0.068 m$$

$$L_t \approx 0.05 Re. Pr. d_i \approx 39.77 m$$

Como se puede observar, la longitud de entrada hidrodinámica es mucho menor que la longitud total del tubo, mientras que la longitud de entrada térmica es mayor, por tanto se confirma que el flujo dentro de los tubos se encuentra completamente desarrollado hidrodinámicamente, pero dentro de la región térmica de entrada, con lo cual, se verifica que, la correlación utilizada en este caso fue la apropiada, obteniendo un valor de h_i dentro de los valores indicados en la Tabla 3.

Coeficiente convectivo en el exterior de los tubos.

Mediante, la ec. 2.12, y luego de realizar un proceso iterativo, se determinó que, el coeficiente externo de transferencia de calor es: $53490.38 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, el cuál es un valor dentro del rango indicado en la Tabla 3.

Coeficiente global de transferencia de calor.

A través de, la ec. 2.5, y luego de realizar un proceso iterativo, el coeficiente global de transferencia de calor es: $60.1 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

Área de transferencia de calor.

Por medio de, la ec. 2.4, y luego de realizar un proceso iterativo, se determinó que, el área de transferencia de calor del intercambiador es: 63.1 m^2 .

Diámetro interno de la coraza.

Haciendo uso de la ec. 2.7, se determinó que el diámetro interno de la coraza del intercambiador es: 460.6 mm . Por disponibilidad en el mercado se decide usar un tubo de 20" de diámetro nominal para la coraza, este tubo se comercializa en cédula estándar con un espesor de pared de 9.53 mm y un diámetro exterior de 508 mm .

Número de tubos.

Por medio de la ec. 2.6, y luego de realizar un proceso iterativo, se determinó que, se necesitan 212 tubos de 5 m para el proceso de transferencia de calor.

Espacio entre baffles.

El detalle del espacio entre baffles se muestra en el plano 2. En base al resultado obtenido del diámetro de la coraza se decide usar para este intercambiador 20 baffles.

Caída de presión del intercambiador.

Haciendo uso de las ec. 2.17, 2.18 y 2.19, se obtuvo que la caída de presión del intercambiador es: 1.06 psig . Este es un valor bastante aceptable, debido a que, la bomba de Fuel Oil, puede levantar una presión hasta 200 psig con el mismo caudal, y, debido a que, actualmente levanta una presión de 150 psig , por tanto, no es necesario reemplazar la bomba, lo cual era una de las restricciones del problema.

3.2 Resultados del diseño mecánico del intercambiador de calor.

Espesor de la coraza.

Por medio de, la ec. 2.21, se obtuvo que, el espesor mínimo requerido para la coraza es: 2.01 mm. El tubo seleccionado para la fabricación de la coraza tiene un espesor de 9.53 mm, por tanto, se está dentro de los parámetros exigidos.

Espesor de los espejos.

El espesor mínimo requerido para los espejos, se lo determinó por medio de la ec. 2.22, obteniendo un valor de 20.13 mm. Debido a la disponibilidad de material en el mercado, y considerando la corrosión, se decide usar planchas de 7/8" de acero al carbono ASTM A36 para su fabricación.

Espesor de los baffles.

El espesor mínimo requerido para los baffles, que se obtuvo mediante, la ec. 2.22 es: 20.13 mm. Debido a la disponibilidad de material en el mercado, y considerando la corrosión, se decide usar planchas de 7/8" de acero al carbono ASTM A36 para su fabricación.

Espesor del canal de los cabezales.

Reemplazando los valores correspondientes en la ec. 2.21, se determinó que, el espesor mínimo requerido para la fabricación del canal del cabezal frontal es: 2.16 mm. El tubo que se seleccionó para la fabricación de la coraza tiene un espesor de 9.53 mm, por tanto, se está dentro de los parámetros exigidos.

Espesor de la tapa del cabezal frontal.

El espesor mínimo requerido para la tapa del cabezal frontal, se lo determinó por medio de la ec. 2.22, obteniendo un valor de 20.13 mm. Debido a la disponibilidad de material en el mercado, y considerando la corrosión, se decide usar planchas de 7/8" de acero al carbono ASTM A36 para su fabricación.

Espesor de la tapa del cabezal posterior.

El espesor mínimo requerido para la tapa del cabezal posterior, se lo determinó reemplazando los valores correspondientes en la ec. 2.23, obteniendo un valor de 4.89 mm. Debido a la disponibilidad de material en el mercado, y considerando la corrosión, se decide usar planchas de 3/8" de acero al carbono ASTM A36 para su fabricación.

En la Tabla 6 se muestran los resultados obtenido del diseño:

Tabla 6. Resultados del Diseño del ICTC.

	Resultado
<i>Área de Transferencia de Calor</i>	<i>63.1 m²</i>
<i>Calor Transferido</i>	<i>233003.8 W</i>
<i>Flujo másico del vapor</i>	<i>396.4 Kg/hr</i>
<i>Fluido del lado de la coraza</i>	<i>Vapor saturado @ 70 psig</i>
<i>Fluido del lado de los tubos</i>	<i>Fuel Oil N° 6</i>
<i>Caída de presión del ICTC</i>	<i>1.06 psig</i>
<i>Material de la coraza</i>	<i>Acero al carbono ASTM A53 Gr. B</i>
<i>Material de los tubos</i>	<i>Cobre ASTM B88</i>
<i>Material de los espejos</i>	<i>Acero al carbono ASTM A36</i>
<i>Material de los baffles</i>	<i>Acero al carbono ASTM A36</i>
<i>Material de canal de los cabezales</i>	<i>Acero al carbono ASTM A53 Gr. B</i>
<i>Material de la tapa de los cabezales</i>	<i>Acero al carbono ASTM A36</i>
<i>Material de los empaques</i>	<i>NA 1002</i>
<i>Material de las bridas</i>	<i>Acero al carbono ASTM A36</i>
<i>Diámetro interno de la coraza</i>	<i>488.94 mm</i>
<i>Espesor de la coraza</i>	<i>9.53 mm</i>
<i>Número de pasos en la coraza</i>	<i>1</i>
<i>Diámetro nominal de los tubos</i>	<i>5/8 “</i>
<i>Longitud por paso de los tubos</i>	<i>5 m</i>
<i>Número de pasos en los tubos</i>	<i>2</i>
<i>Número de tubos</i>	<i>212 (tubos de 5 m)</i>
<i>Número de baffles</i>	<i>20 con corte horizontal del 25%</i>
<i>Arreglo de tubos</i>	<i>Triangular de 30°</i>
<i>Espesor de los espejos</i>	<i>22.22 mm</i>
<i>Espesor de los baffles</i>	<i>22.22 mm</i>
<i>Espesor del canal de los cabezales</i>	<i>9.53 mm</i>
<i>Espesor de la tapa del cabezal frontal</i>	<i>22.22 mm</i>
<i>Espesor de la tapa del cabezal posterior</i>	<i>9.53 mm</i>

3.3 Análisis de costos del intercambiador de calor.

3.3.1 Costos directos.

Los costos directos para este proyecto incluyen: costos de materiales, manufactura y transporte.

Costo de materiales.

Los precios descritos en la Tabla 7, incluyen IVA.

Tabla 7. Costo de materiales.

Cantidad	Descripción	Precio Unitario	Precio Total
1	Tubo de acero al carbono ASTM A53 Grado B SCH. Std. 20" x 6 m	\$ 946.4	\$ 946.4
212	Tubos rígidos de cobre tipo L, Ø 5/8" x 5 m	\$ 43.48	\$ 9217.76
1	Plancha de acero al carbono ASTM A36 2500 mm x 6000 mm x 7/8"	\$ 2030.95	\$ 2030.95
1	Plancha de acero al carbono ASTM A36 1220 mm x 2440 mm x 3/8"	\$ 182.3	\$ 182.3
40	Pernos SAE Grado 5 Ø 1 1/4" x 3 1/2" con tuercas y arandelas.	\$ 5.93	\$ 237.2
20	Pernos SAE Grado 5 Ø 1 1/4" x 2 1/2" con tuercas y arandelas.	\$ 3.65	\$ 73
1	Lámina de empaque NA 1002	\$ 85.5	\$ 85.5
5	Rollos de manta aislante de lana mineral de roca.	\$ 40	\$ 200
5	Láminas de aluminio	\$ 25	\$ 125
4	Ánodos de sacrificio	\$ 7	\$ 28
1 litro	Pintura anticorrosiva	\$ 4.8	\$ 4.8
1 litro	Pintura esmalte	\$ 4.12	\$ 4.12
1 litro	Diluyente	\$ 6.4	\$ 6.4
3 Kg.	Electrodos 7018 x 1/8"	\$ 3.94	\$ 11.82
COSTO TOTAL DE MATERIALES [USD]			\$ 13153.25

Costo de manufactura.

Para la fabricación del intercambiador se necesita 4 trabajadores: un soldador calificado, el cual gana un salario diario de \$ 55, un ensamblador, el cual gana un salario diario de \$ 50, y dos ayudantes con un salario diario de \$ 40 cada uno. Para realizar la construcción del intercambiador se requerirá 15 días laborables de 8 horas. Por tanto, el costo estimado de manufactura es \$ 2775.

Total de costos directos

Tabla 8. Costos directos

Descripción	Costo
Costo de materiales	\$ 13153.25
Costo de manufactura	\$ 2775
Costo por transporte	\$ 150
Total de Costos directos [USD]	\$ 16078.25

3.3.2 Costos indirectos.

Los costos indirectos para este proyecto incluyen: costos de utilidades, imprevistos.

Tabla 9. Costos indirectos

Descripción	Porcentaje	Valor
Costos por utilidades	20% del total de costos directos	\$ 3215.65
Costos por imprevistos	2% del total de costos directos	\$ 321.57
Total de Costos Indirectos [USD]		\$ 3537.22

3.3.3 Costo total del intercambiador de calor.

Tabla 10. Costo total del ICTC

Descripción	Valor
Costos directos	\$ 16078.25
Costos indirectos	\$ 3537.22
Costo Total del ICTC [USD]	\$ 19615.47

Análisis de la inversión.

El presupuesto del cliente programado para la adquisición del equipo es de \$ 25000, por tanto el costo del intercambiador está dentro del valor presupuestado.

La rentabilidad de adquirir este equipo está, en que, si no se sube la temperatura hasta la temperatura requerida, puede ocasionarse daños en las válvulas de los quemadores de la caldera, lo que podría llevar incluso, a tener que, comprar nuevos quemadores, y éste problema persistiría constantemente, por tal motivo, la adquisición del intercambiador de calor es muy rentable para el cliente.

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- 1) Se diseñó un intercambiador de coraza y tubo tipo AEM, para calentar 67 GPM de Fuel Oil N° 6 desde 80° hasta 110°, utilizando vapor saturado como medio de calentamiento.
- 2) El intercambiador de calor de este proyecto es de un paso en el lado de la coraza, y de dos pasos en el lado de los tubos.
- 3) El diseño de este intercambiador se lo realizó empleando las normas TEMA y ASME, las cuales incluyen factores de seguridad óptimos para el diseño del intercambiador.
- 4) El rango de temperaturas está dentro de lo permitido en la norma 30 de la NFPA, que es el código usado para el manejo de líquidos inflamables y combustibles.
- 5) El costo del intercambiador de calor es de \$ 19615.47, el cual es un valor 30% menor a equipos similares importados.
- 6) Al ser el intercambiador de calor diseñado y construido localmente, se aporta a desarrollo del país, generando fuentes de empleo, y se disminuye la salida de divisas.

4.2 Recomendaciones

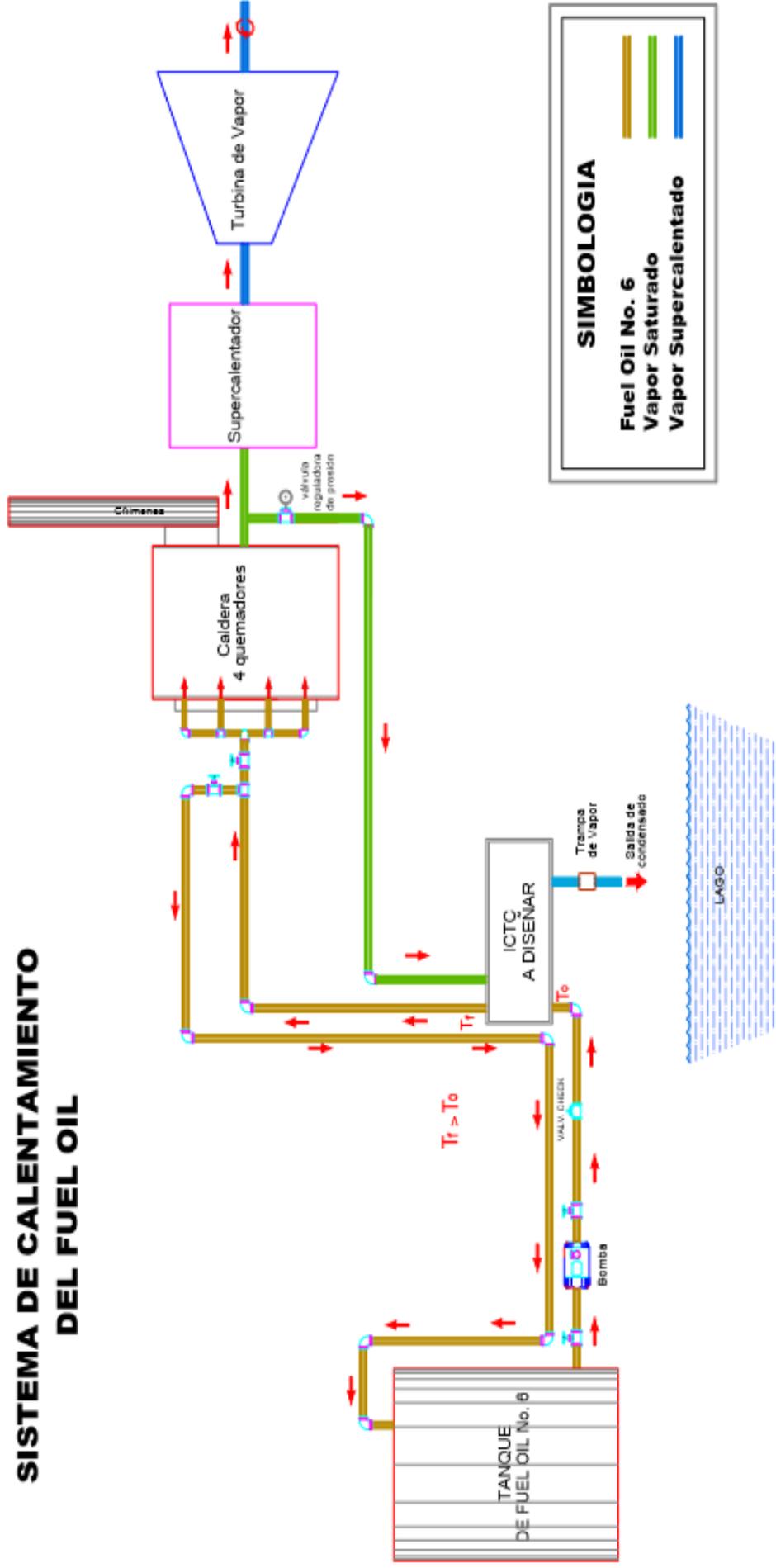
- 1) Se recomienda construir el equipo y puesta en marcha.
- 2) Inspeccionar correctamente todas las válvulas del sistema.
- 3) Para una mejora, en el futuro se podría implementar un indicador de temperatura en el intercambiador.

BIBLIOGRAFÍA

- ADUM, V. (2000). *Diseño Asistido por Computadora, Construcción y Prueba de un Intercambiador de Calor para Digestor Anaeróbico*. Guayaquil: ESPOL.
- ASME. (2008). *American Society of Mechanical Engineers. Boiler and pressure vessel code. Section VIII D1*. New York.
- ASTIM. (2010). *Intercambiadores de calor de tubos concéntricos*. Obtenido de <http://www.astim.web.tr>.
- CENGEL, Y. (2003). *Termodinámica* (Cuarta ed.). México, D.F.: McGraw-Hill.
- CENGEL, Y. (2004). *Transferencia de calor* (segunda ed.). México, D.F.: McGraw-Hill.
- INCROPERA, F. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor* (cuarta ed.). México, D.F.: Prentice Hall.
- KAKAC, S. (2002). *Heat Exchangers, Selection, Rating, and Thermal design*. Florida: second edition.
- KERN, D. (1999). *Procesos de transferencia de calor* (31 ed.). México, D.F.: Compañía editorial continental S.A.
- Manual de tubería de cobre. (s.f.). México, D.F.
- NFPA. (2012). *National Fire Protection Association. Código de líquidos inflamables y combustibles NFPA 30*. Quincy, Massachusetts.
- Soluciones Industriales. (2007). *Intercambiadores de calor de tubo y coraza*. Obtenido de <http://www.solucionesindustriales.com>
- TEMA. (1999). *Standars of the tubular exchanger manufacturer association*. New York: 8th ed.
- VARGAS ZÚÑIGA, A. (1996). *Calderas Industriales y Marinas*. Guayaquil: Series VZ.

PLANOS

SISTEMA DE CALENTAMIENTO DEL FUEL OIL



Título:

DISEÑO TÉRMICO Y MECÁNICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA FUEL OIL BAJO LAS NORMAS TEMA

Curso:

SISTEMA DE CALENTAMIENTO DEL FUEL OIL

Fecha:

Alex Intriago Panchano FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN

Nombre:

Ing. Ernesto Martínez Lozano Alex Intriago Panchano

ESPOL

Fecha:

SEPTIEMBRE 2015

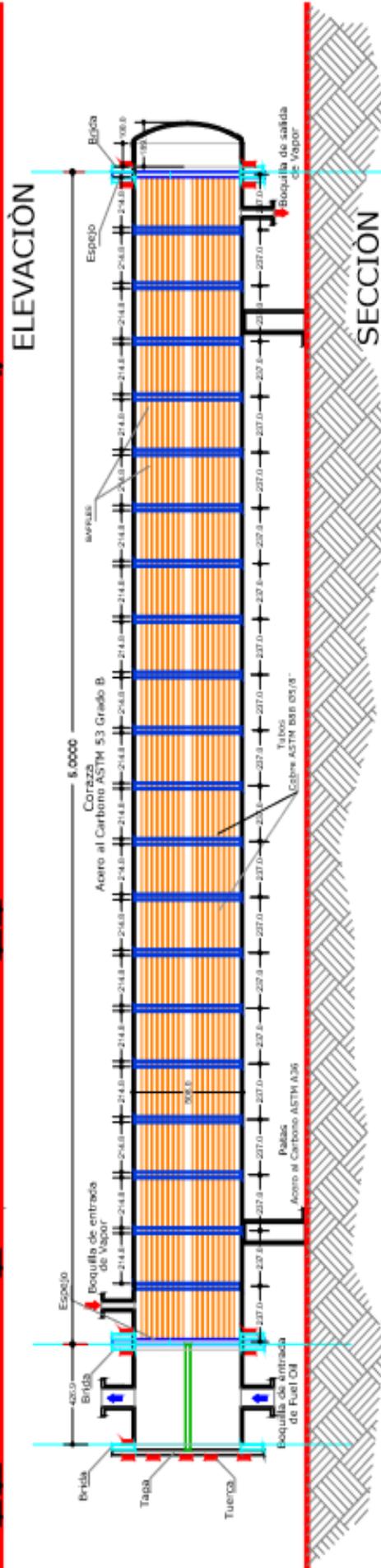
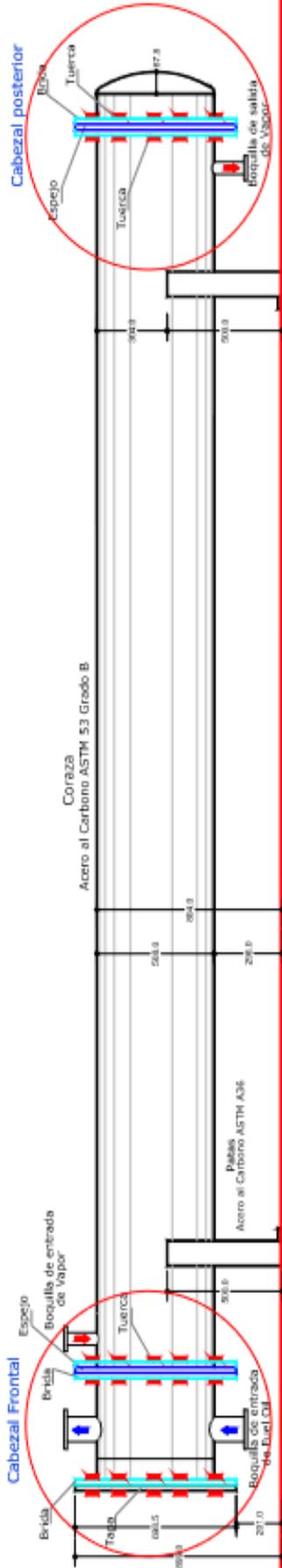
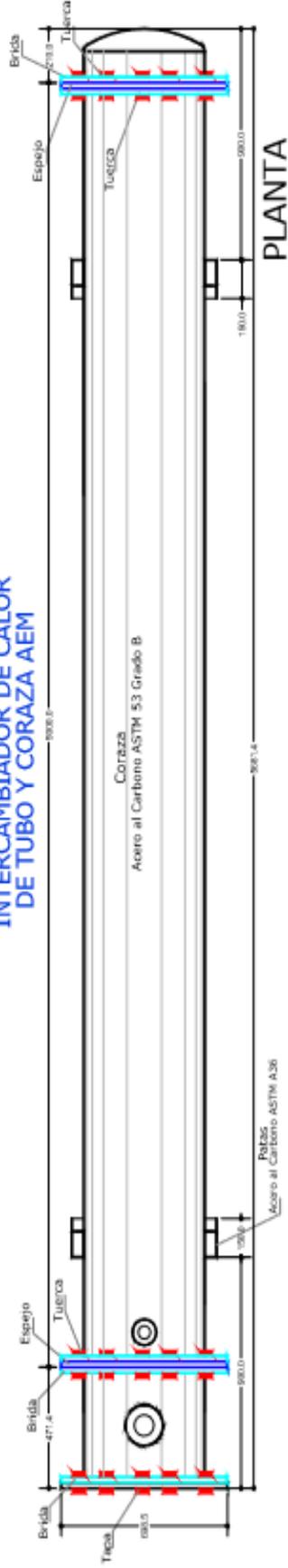
Nota:

INDICADA

Plan:

1

INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO Y CORAZA AEM

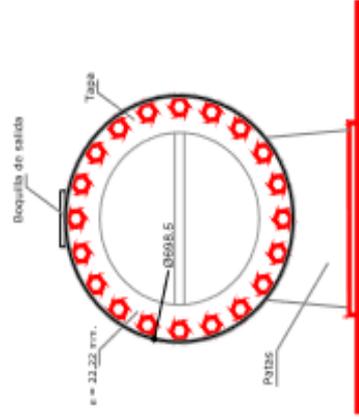
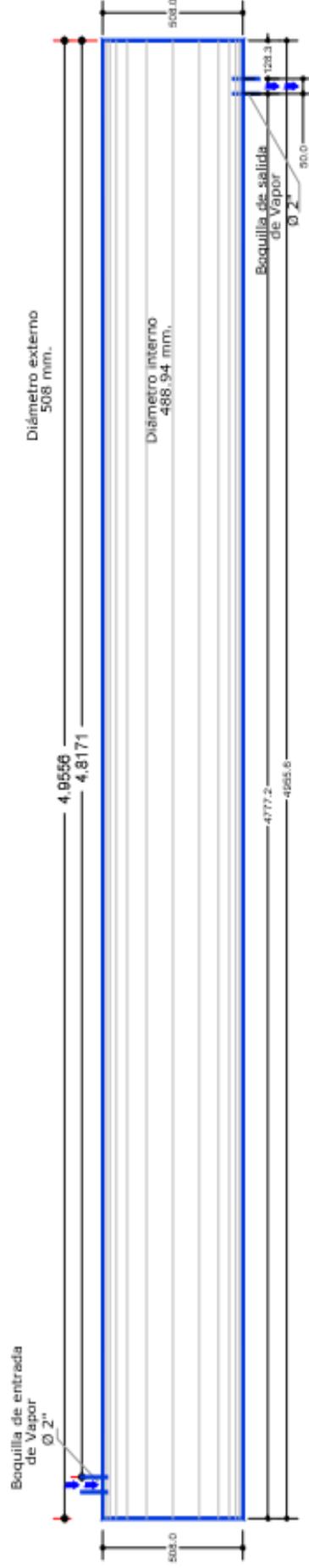


DISEÑO TERMICO Y MECANICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA FUEL OIL BAJO LAS NORMAS TEMA	
Proyecto: Corriente: Usuario: Nombre: Fecha:	Alex Intriago Panchano Ing. Ernesto Martínez Lozano Alex Intriago Panchano SEPTIEMBRE 2015 1:25

ESPOL	
Fecha: Fecha: Escala:	PLANO: SEPTIEMBRE 2015 1:25

CORAZA

Acero al Carbono ASTM A53 Grado B

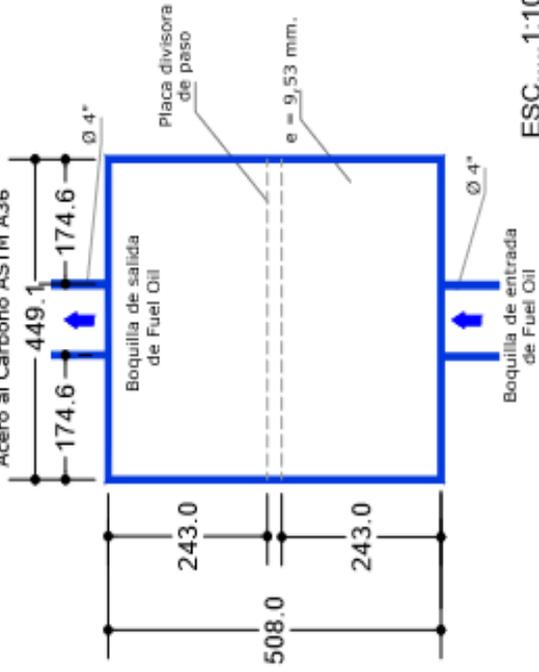


Proyecto: DISEÑO TÉRMICO Y MECÁNICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA FUEL OIL BAJO LAS NORMAS TEMA	
Contenido: COMPONENTES EXTERNOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR-1	
Diseño: Alex Intriago Panchano	Facultad: FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN
Noviembre: Ing. Ernesto Martínez Lozano	Dirección: Alex Intriago Panchano

ESPOL	
Fecha: SEPTIEMBRE-2015	Plano: 3
Localidad: INDICADA	

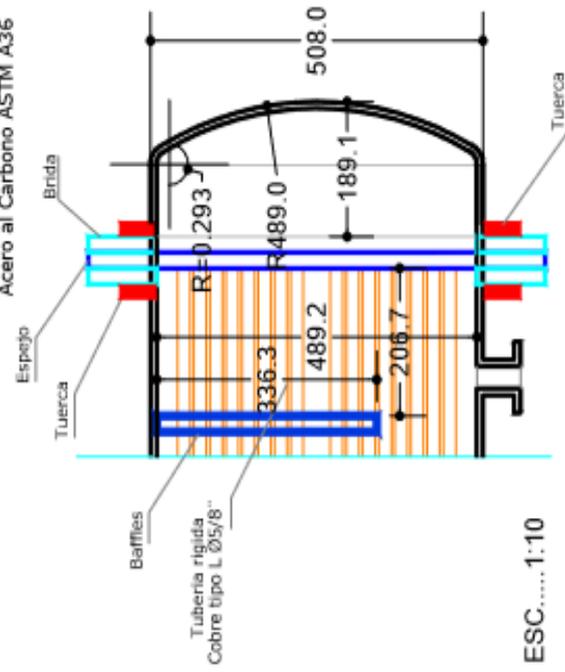
CABEZAL FRONTAL

Acero al Carbono ASTM A53 Grado B
Acero al Carbono ASTM A36



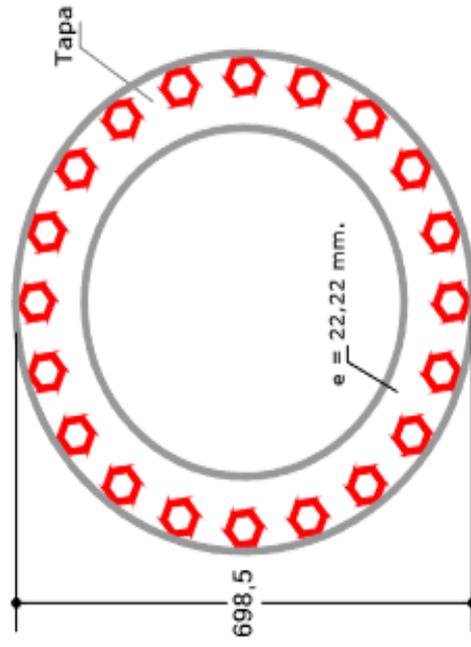
CABEZAL POSTERIOR

Acero al Carbono ASTM A53 Grado B
Acero al Carbono ASTM A36



BRIDAS

Acero al Carbono ASTM A36



Proyecto:

DISEÑO TÉRMICO Y MECÁNICO
DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA FUEL OIL
BAJO LAS NORMAS TEMA

Locación:

COMPONENTES EXTERNOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR-2

Diseño:

Alex Intriago Panichano

Novado:

Ing. Ernesto Martínez Lozano

Urbano:

Alex Intriago Panichano

Fecha:

SEPTIEMBRE-2015

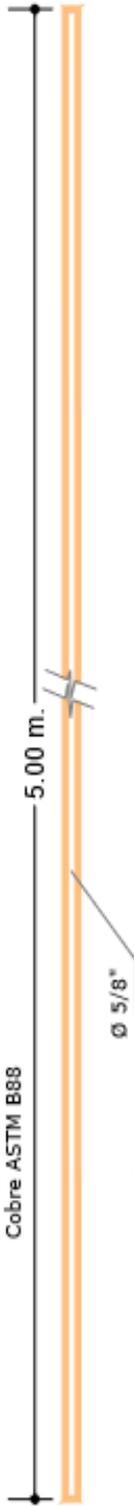
Scale:

INDICADA

ESPOL

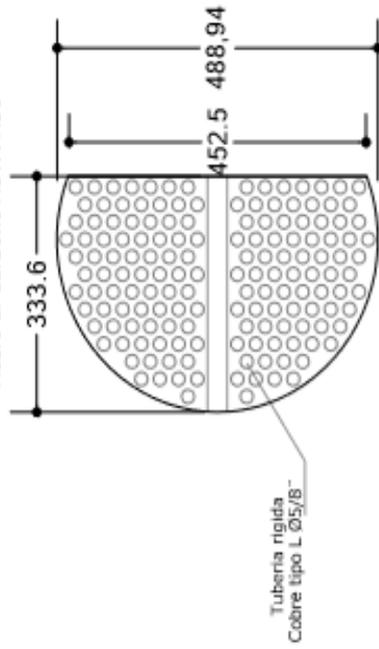
4

Tubos
Cobre ASTM B88



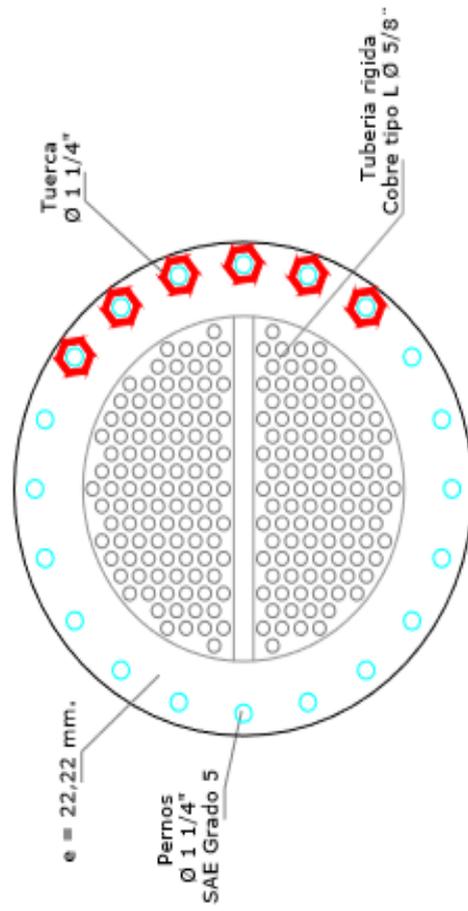
BAFFLES

Acero al Carbono ASTM A36



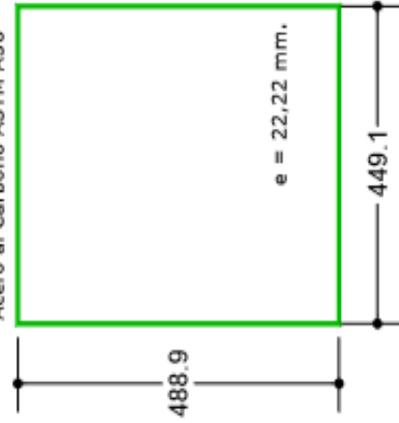
ESPEJOS

Acero al Carbono ASTM A36



PLACA DIVISORA

Acero al Carbono ASTM A36



Proyecto: DISEÑO TÉRMICO Y MECÁNICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA FUEL OIL BAJO LAS NORMAS TEMA	
Coordinador: COMPONENTES INTERNOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	Fecha: SEPTIEMBRE-2015
Diseñador: Alex Intriago Panchano	Institución: FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN
Revisor: Ing. Ernesto Martínez Lozano	Profesor: Alex Intriago Panchano

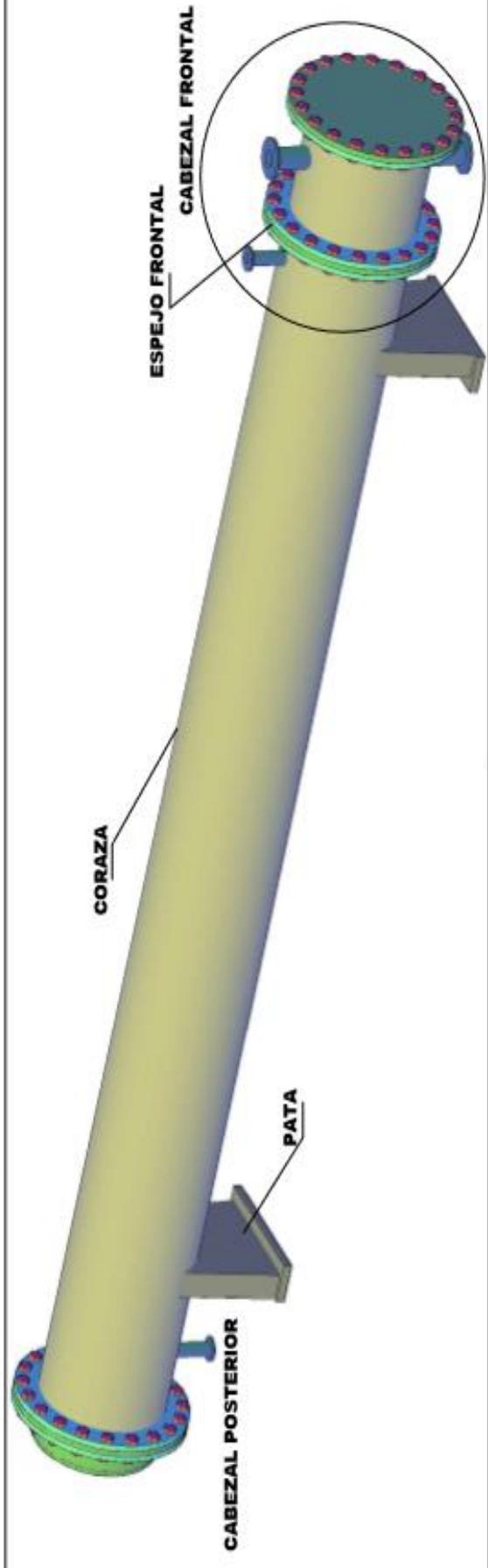
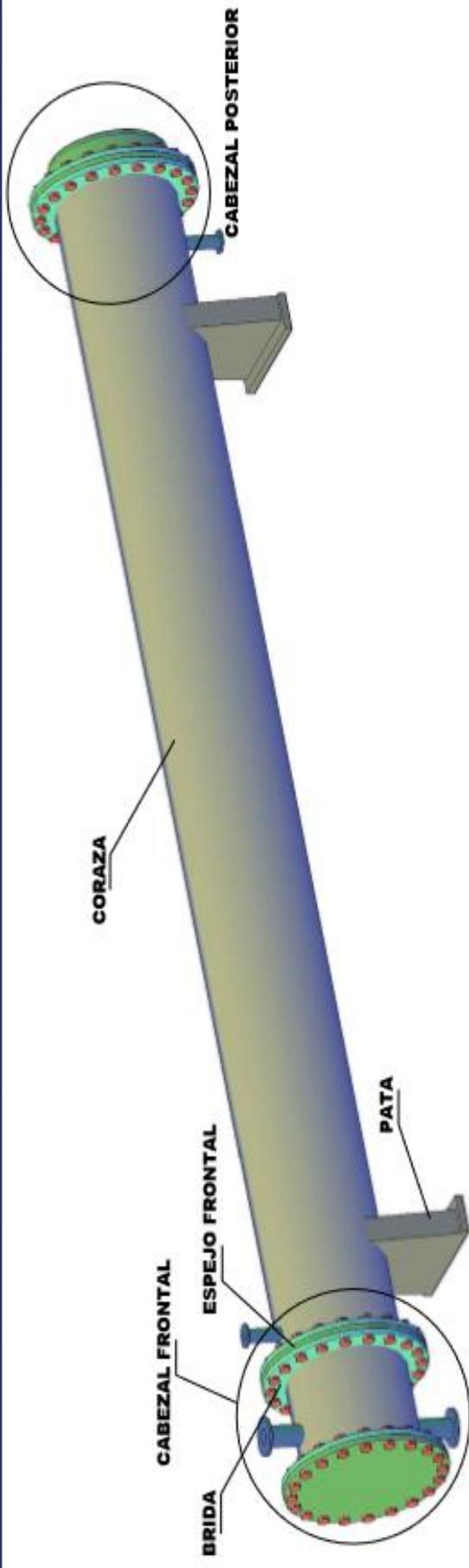
ESPOL

Fecha:
SEPTIEMBRE-2015

Escala:
1:10

Plano:

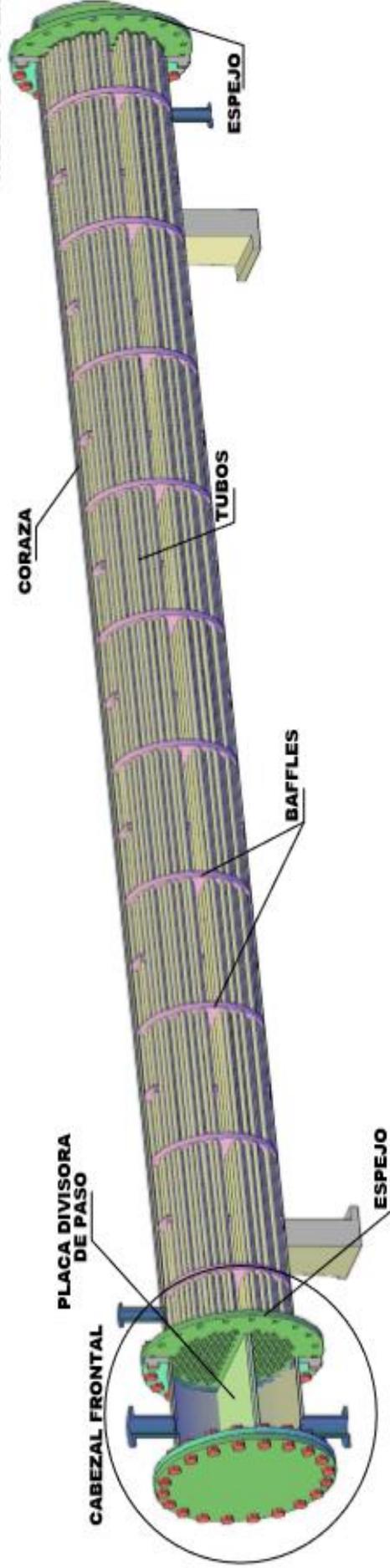
5



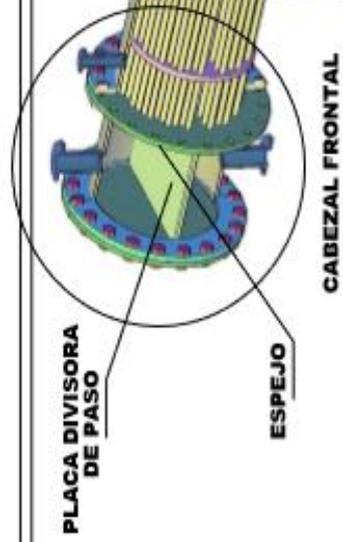
Proyecto: DISEÑO TÉRMICO Y MECÁNICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA FUEL OIL BAJO LAS NORMAS TEMA	
Curso: DISEÑO DE FORMA EXTERIOR DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	Fecha: SEPTIEMBRE-2015
Docente: Alex Intriago Panchano	Ciclo: INDICADA
Novelista: Ing. Ernesto Martínez Lezcano	Dirigi: Alex Intriago Panchano

ESPOL

CABEZAL POSTERIOR



PLACA DIVISORA DE PASO



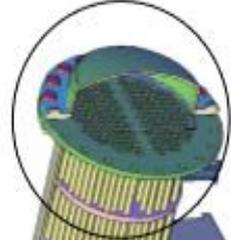
CABEZAL FRONTAL

CORAZA

TUBOS

BAFFLES

CABEZAL POSTERIOR



Proyecto: **DISEÑO TÉRMICO Y MECÁNICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA FUEL OIL BAJA LAS NORMAS TEMA**

Corso: DISEÑO DE FORMA INTERIOR DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Curso: Alex Intriago Panchane FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN

Docente: Ing. Ernesto Martínez Lozano Uteqi Alex Intriago Panchane

ESPOL

Fecha: SEPTIEMBRE-2015

Lugar: INDICADA

PLANO:

7

APÉNDICES

APÉNDICE A

Cálculo del caudal de Fuel Oil a ser calentado

El caudal de Fuel Oil a ser calentado no fue proporcionado por el cliente de forma directa, sino que fue necesario realizar una visita técnica a la planta para estudiar el sistema y así poder determinar esta información.

Para obtener el caudal de Fuel Oil que circula por el sistema, el cual será el mismo que circulará por el intercambiador, se determinó el TDH (Total Dynamic Head o Cabezal dinámico total) de la bomba de Fuel Oil de forma experimental, observando los valores de presión en los manómetros correspondientes de la misma, así como también, se tomó los datos de la placa de la bomba, del motor y del reductor de la bomba, también fue necesario conocer la viscosidad y la densidad del fluido en la bomba en ese instante. Con estos datos se buscó el fabricante de la bomba y se obtuvo las tablas de información técnica del motor y reductor así como la curva de la bomba, donde se pudo determinar el caudal de bombeo para los valores tomados.

El TDH de la bomba medido fue de 150 psig. La bomba es marca Viking, serie 11007333, modelo KK125.



Placa de la bomba de Fuel Oil de la planta

Con esta información, se puede obtener la curva de la bomba donde indica, el caudal correspondiente, pero para ello es necesario saber las revoluciones a la cual la bomba está trabajando, este valor se lo puede obtener por medio de la placa del motor y del

reductor, y de tablas de información técnica proporcionada por el fabricante de los mismos.

El reductor es marca Viking, serie N° 3-551-002-340, con esta información se puede ir al manual de servicio técnico proporcionado por el fabricante de estos reductores y obtenemos el ratio del reductor.



Placa del reductor de la bomba de Fuel Oil de la planta.

Como se puede observar, el ratio del reductor es 3.4:1.

CONTENTS

Introduction	1
Special Information	2
Lubrication	2
Installation	3
Operation	3
Disassembly	3
Assembly	
“A” Reducer	4
“B” Reducer	5
“C” Reducer	6
Technical Data	7
Warranty	8



FIGURE 1
“A” SIZE HELICAL GEAR REDUCER

INTRODUCTION

The illustrations used in this manual are for identification purposes only and cannot be used for ordering parts. Obtain a parts list from the factory or a Viking® representative. Always give the complete name of the repair part and part number along with the reducer part number when ordering repair parts. The reducer part number is stamped on the nameplate.

UNMOUNTED PUMP AND UNIT MODEL NUMBERS

“A”, “B” AND “C” SIZE REDUCERS		
SIZE	PART NUMBER	RATIO
A	3-551-049-224	2.24:1
	3-551-050-276	2.76:1
	3-551-051-343	3.43:1
	3-551-052-417	4.17:1
B	3-551-054-187	1.87:1
	3-551-055-224	2.24:1
	3-551-001-276	2.76:1
	3-551-002-340	3.40:1
	3-551-003-419	4.19:1
	3-551-004-506	5.06:1
	3-551-005-627	6.27:1
3-551-007-765	7.65:1	
C	3-551-056-221	2.21:1
	3-551-032-280	2.80:1
	3-551-008-331	3.31:1
	3-551-009-421	4.21:1
	3-551-010-508	5.08:1
	3-551-011-624	6.24:1
	3-551-012-795	7.95:1



FIGURE 2
“B” SIZE HELICAL GEAR REDUCER



FIGURE 3
“C” SIZE HELICAL GEAR REDUCER

El motor de la bomba es trifásico, tiene una potencia de 15 hp y gira a una velocidad de 1760 rpm.



Placa del motor de la bomba de Fuel Oil de la planta.

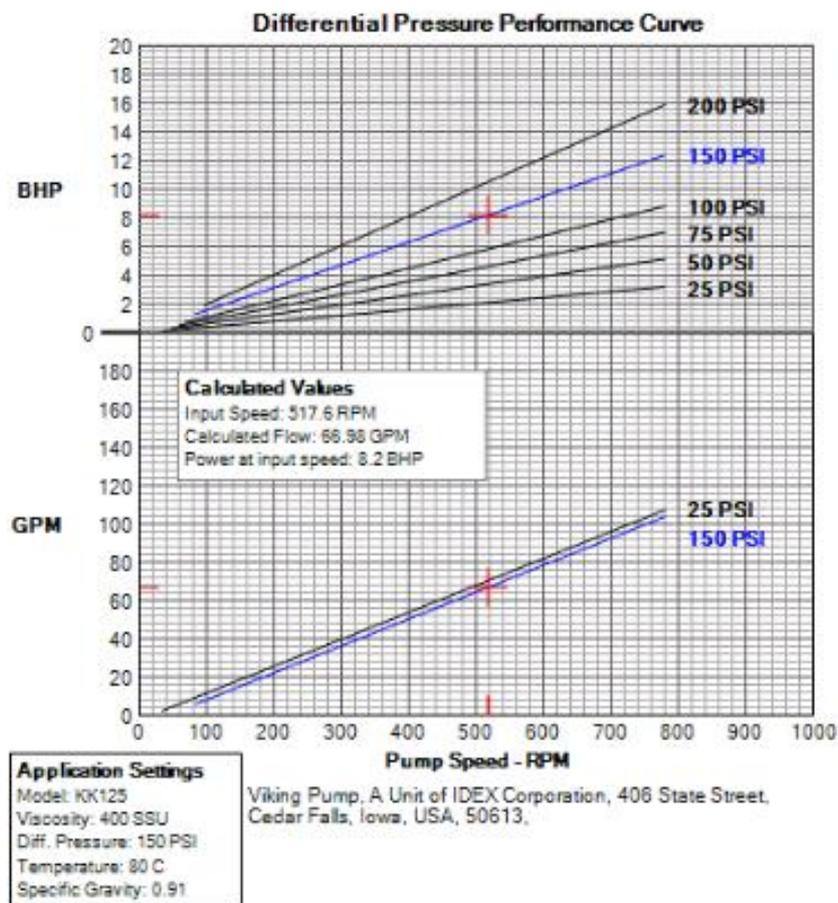
En base a esta información, la velocidad a la cual gira la bomba de Fuel Oil se la obtuvo por medio de la siguiente ecuación:

$$w_{bomba} = \frac{w_{motor}}{\text{Ratio del reductor}}$$

Al reemplazar los respectivos valores, se obtiene que, la velocidad a la cual gira la bomba es 517.6 rpm.

Como se indicó a priori para obtener el caudal de Fuel Oil a través de la curva de la bomba, es necesario conocer la densidad y la viscosidad del fluido en ese instante.

Una vez determinados estos valores, se procede a buscar al fabricante de estas bombas y se obtiene la curva de la misma.



Curva de la Bomba de Fuel Oil de la planta.

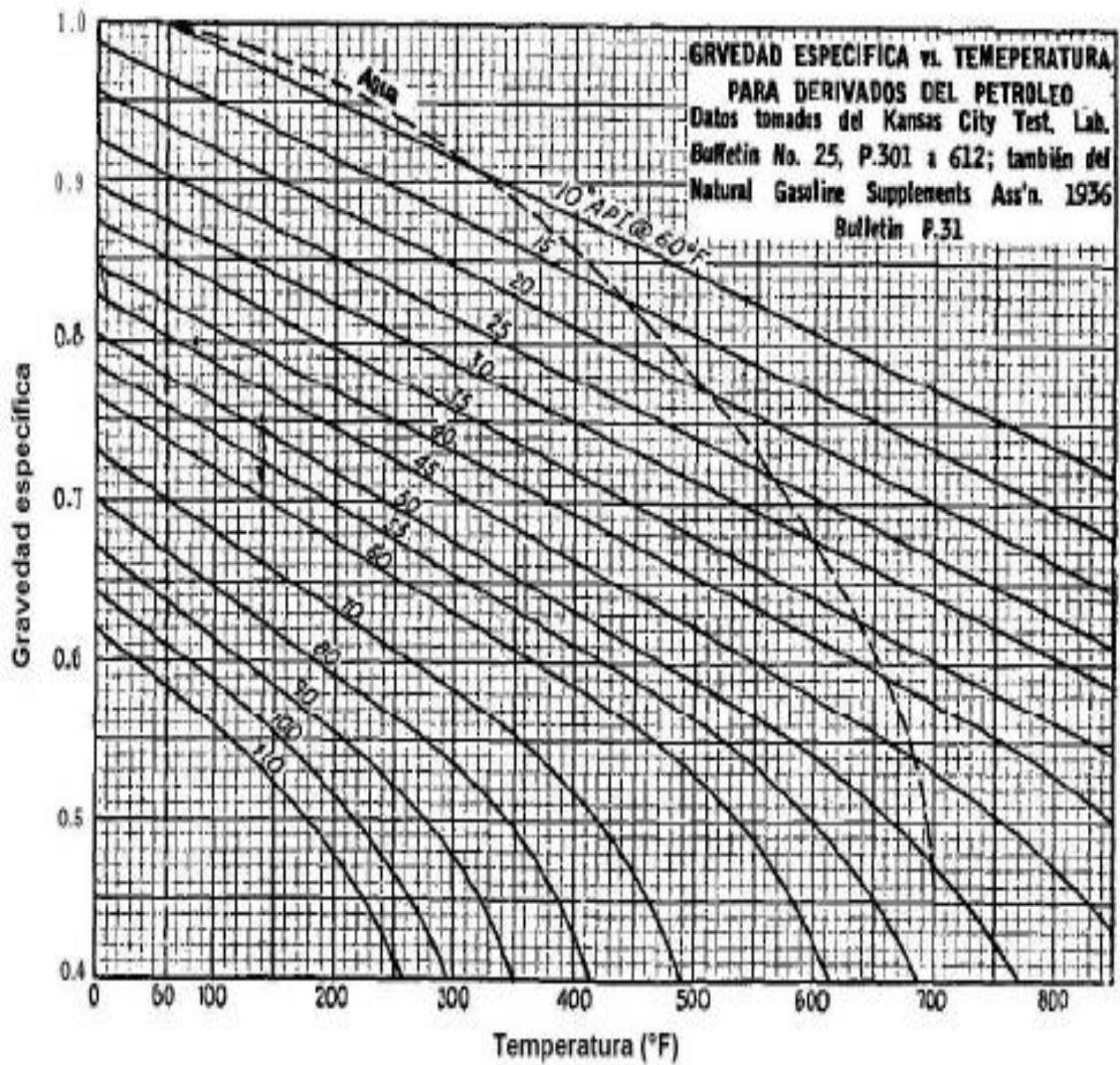
Como se puede observar en la curva el caudal de Fuel Oil a ser calentado es aproximadamente 67 GPM.

Este resultado puede ser verificado por medio de la siguiente ecuación:

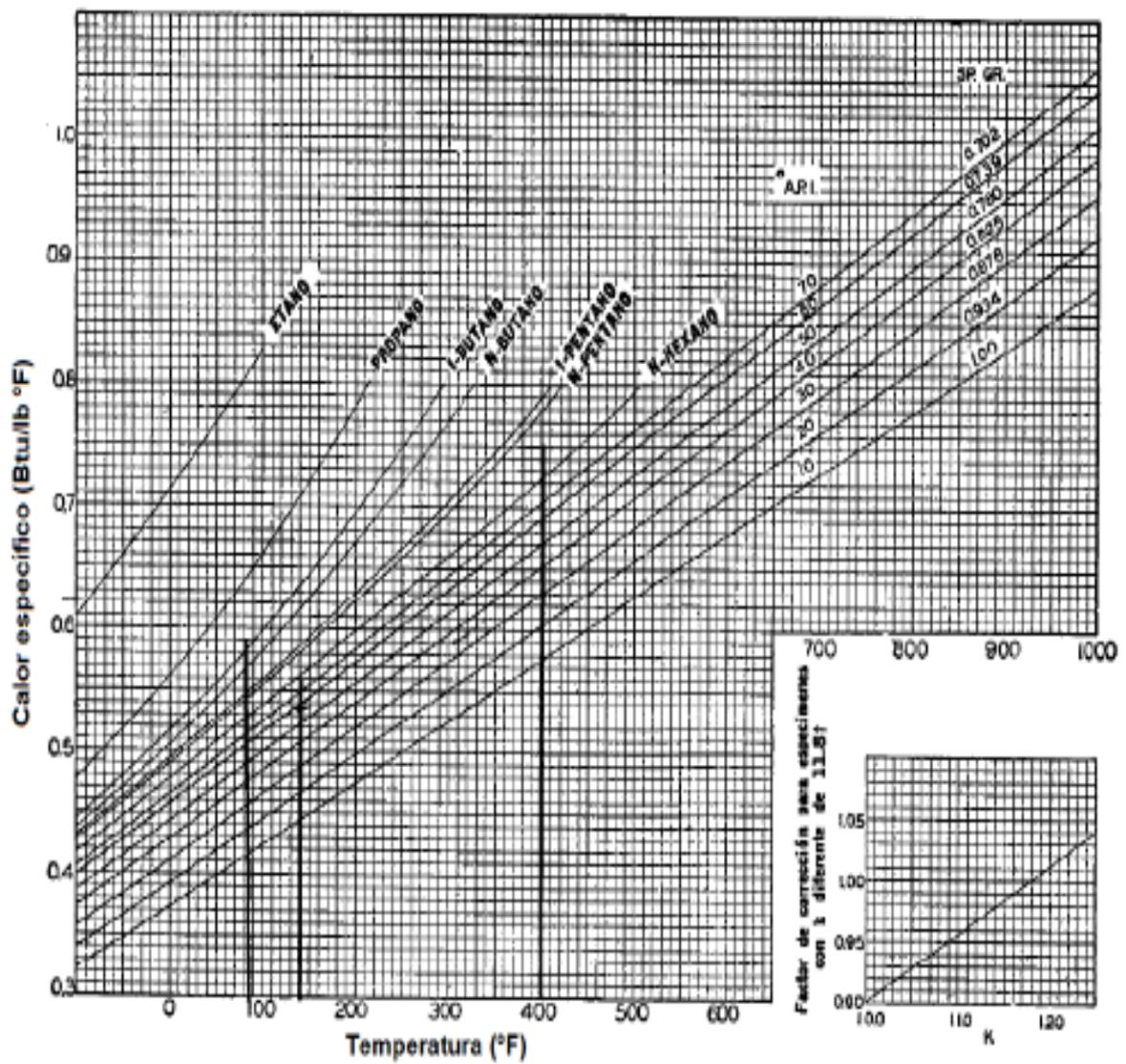
$$Q = \frac{\text{Potencia de la caldera}}{\rho \cdot (\text{Poder Calorífico del combustible}) \cdot (\text{Eficiencia de la caldera})}$$

APÉNDICE B

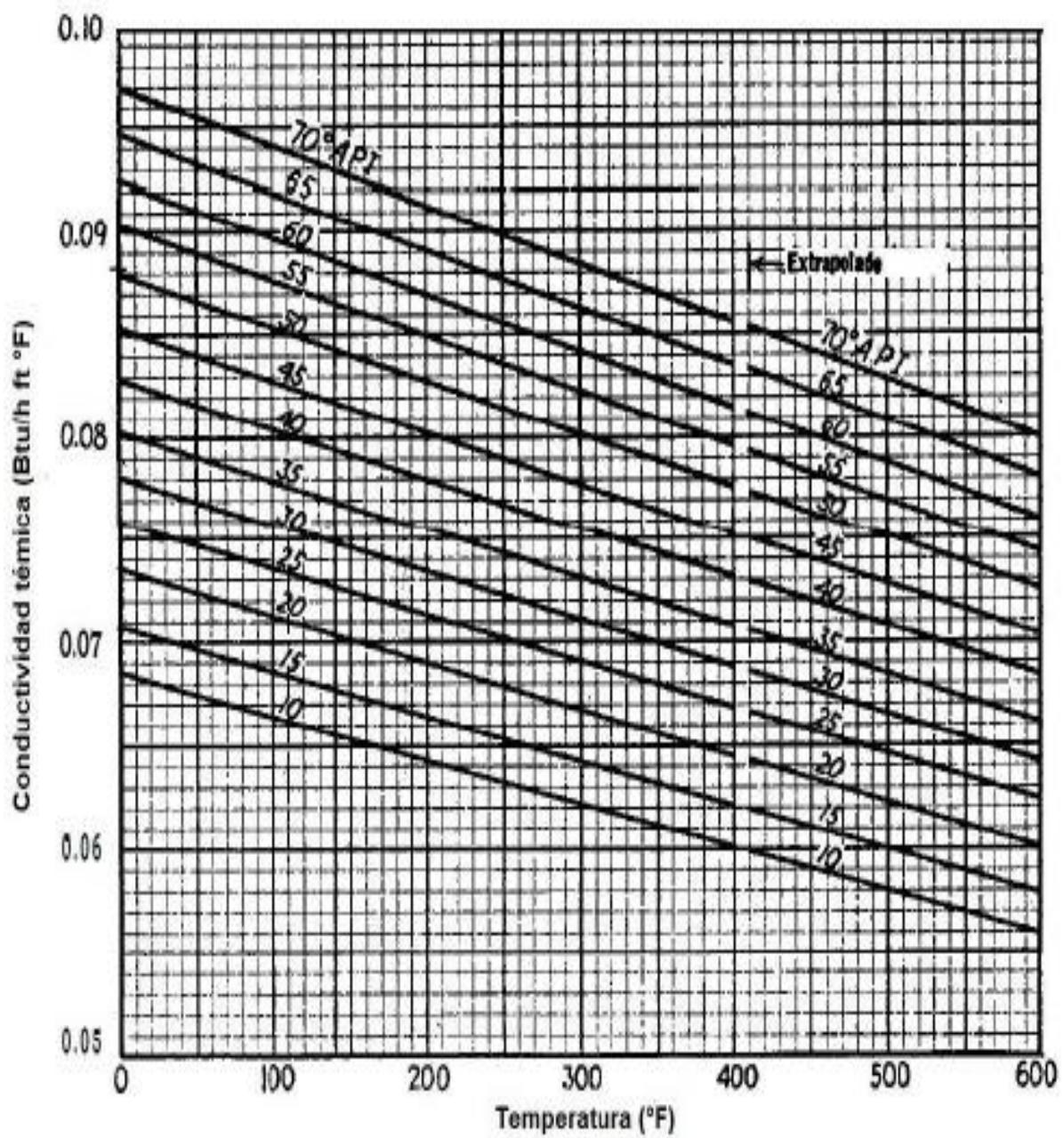
Propiedades del Fuel Oil N°6 (API 17)



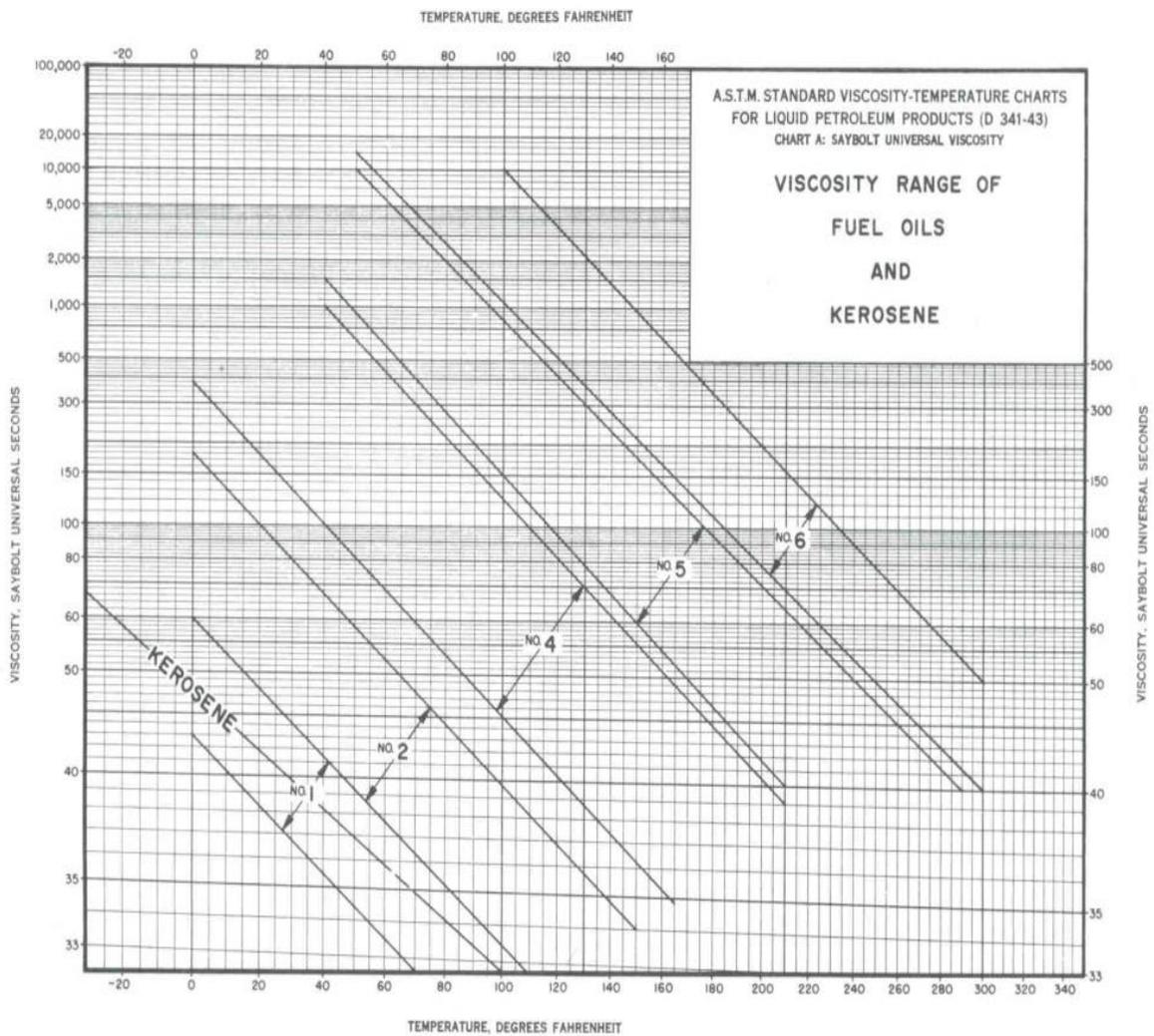
Fuente: (Kern, 1999)



Fuente: (Kern, 1999)



Fuente: (Kern, 1999)



Cortesía: Petro Ecuador

APÉNDICE C

Propiedades del Agua Saturada

Agua saturada. Tabla de temperaturas

Temp., T °C	Pres. sat., P _{sat} kPa	Volumen específico, m ³ /kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, kJ/kg · K		
		Liq. sat., v _f	Vapor sat., v _g	Liq. sat., u _f	Evap., u _{fg}	Vapor sat., u _g	Liq. sat., h _f	Evap., h _{fg}	Vapor sat., h _g	Liq. sat., s _f	Evap., s _{fg}	Vapor sat., s _g
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2955	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748
55	15.763	0.001015	9.5539	230.24	2219.1	2449.3	230.26	2369.8	2600.1	0.7680	7.2218	7.9898
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8	0.8313	7.0769	7.9082
65	25.043	0.001020	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9360	7.8296
70	31.202	0.001023	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9551	6.7989	7.7540
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	314.03	2320.6	2634.6	1.0158	6.6655	7.6812
80	47.416	0.001029	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0756	6.5355	7.6111
85	57.868	0.001032	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435
90	70.183	0.001036	2.3593	376.97	2117.0	2494.0	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782
95	84.609	0.001040	1.9808	398.00	2102.0	2500.1	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151
100	101.42	0.001043	1.6720	419.06	2087.0	2506.0	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9319	7.2952
110	143.38	0.001052	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8193	7.2382
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829
120	198.67	0.001060	0.89133	503.60	2025.3	2528.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292
125	232.23	0.001065	0.77012	524.83	2009.5	2534.3	525.07	2188.1	2713.1	1.5816	5.4956	7.0771
130	270.28	0.001070	0.66808	546.10	1993.4	2539.5	546.38	2173.7	2720.1	1.6346	5.3919	7.0265
135	313.22	0.001075	0.58179	567.41	1977.3	2544.7	567.75	2159.1	2726.9	1.6872	5.2901	6.9773
140	361.53	0.001080	0.50850	588.77	1960.9	2549.6	589.16	2144.3	2733.5	1.7392	5.1901	6.9294
145	415.68	0.001085	0.44600	610.19	1944.2	2554.4	610.64	2129.2	2739.8	1.7908	5.0919	6.8827
150	476.16	0.001091	0.39248	631.66	1927.4	2559.1	632.18	2113.8	2745.9	1.8418	4.9953	6.8371
155	543.49	0.001096	0.34648	653.19	1910.3	2563.5	653.79	2098.0	2751.8	1.8924	4.9002	6.7927
160	618.23	0.001102	0.30680	674.79	1893.0	2567.8	675.47	2082.0	2757.5	1.9426	4.8066	6.7492
165	700.93	0.001108	0.27244	696.46	1875.4	2571.9	697.24	2065.6	2762.8	1.9923	4.7143	6.7067
170	792.18	0.001114	0.24260	718.20	1857.5	2575.7	719.08	2048.8	2767.9	2.0417	4.6233	6.6650
175	892.60	0.001121	0.21659	740.02	1839.4	2579.4	741.02	2031.7	2772.7	2.0906	4.5335	6.6242
180	1002.8	0.001127	0.19384	761.92	1820.9	2582.8	763.05	2014.2	2777.2	2.1392	4.4448	6.5841
185	1123.5	0.001134	0.17390	783.91	1802.1	2586.0	785.19	1996.2	2781.4	2.1875	4.3572	6.5447
190	1255.2	0.001141	0.15636	806.00	1783.0	2589.0	807.43	1977.9	2785.3	2.2355	4.2705	6.5059
195	1398.8	0.001149	0.14089	828.18	1763.6	2591.7	829.78	1959.0	2788.8	2.2831	4.1847	6.4678
200	1554.9	0.001157	0.12721	850.46	1743.7	2594.2	852.26	1939.8	2792.0	2.3305	4.0997	6.4302

Fuente: (CENGEL, Termodinámica, 2003)

Propiedades del agua saturada

Temp., T °C	Presión de saturación, P _{sat} kPa	Densidad, ρ kg/m ³		Entalpia de vaporización, h _{fg} kJ/kg		Calor específico, C _p kJ/kg · °C		Conductividad térmica, k W/m · °C		Viscosidad dinámica, μ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coefficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido
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	-0.058 × 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	3.58	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	0.635 × 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	196.53	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	11.80	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	2.064 × 10 ⁻⁵	1.00	1.97	—	
340	14 586	610.6	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, Transferencia de calor, 2004)

APÉNDICE D

LÁMINA COMPRIMIDA NA 1002



Descripción.-

El NA1002 es una lámina comprimida libre de asbesto para uso universal. Está compuesto de fibras de aramida orgánica, cargas de refuerzo y otros materiales estables a elevadas temperaturas ligados con caucho NBR. El proceso de fabricación por medio de calandraje, bajo alta presión y temperatura, aliado a un riguroso control de calidad permite obtener un producto de alta compresibilidad y excelente resistencia química.

Aplicación.-

NA 1002 es un producto universal indicado para derivados de petróleo, solventes, agua, vapor saturado y productos químicos en general.

Límites de servicio			
Temperatura límite (°C)		Presión (bar)	
Máxima	400	Máxima	110
Normal	240	Normal	50

Suministro.-

NA1002M es suministrado en color verde, en láminas de 1500 x 1600 mm, en los espesores 0.8 a 3.2 mm (1/32" a 1/8").

Datos técnicos

Densidad	1.75 g/cm ³
Compresibilidad	7-17% (ASTM F36A)
Recuperación	Mín 45% (ASTM F36A)

Cuadro de recomendaciones

Ácidos Inorgánicos moderados	0
Ácidos Orgánicos moderados	0
Ácidos inorgánicos fuertes /oxidantes	•
Ácidos orgánicos fuertes	•
Agua	0
Aire	0
Gases industriales	0
Aceite animal	0
Aceite sintético	0
Aceite vegetal	0
Petróleo y derivados	0
Químicos en general	0
Refrigerantes	0
Vapor saturado	0

0 Recomendado

• No recomendado

APÉNDICE E



MANTA AISLANTE Ficha Técnica



Material elaborado a partir de Lana Mineral de Roca para aislamientos térmicos con servicios de temperatura hasta 750 °C

Especificaciones Técnicas

Unidad	Manta Aislante
Descripción	Manta Aislante de Lana de Roca con malla en alambre galvanizado por ambos lados
Densidad	100 kg/m ³ , 128 kg/m ³ , y 140 kg/m ³
Conductividad térmica	0.24 BTU.in/ft ² .h.°F a Tm 100 °F
Tª de servicio	hasta 750°C en régimen continuo
Contracción lineal	< 1% a 1200 °F
Absorción de humedad	<1%
Combustibilidad	100% incombustible
Norma	ASTM C592 - 00 Type II
Empaque	Bolsa polietileno reforzado

Conductividad térmica

Tº media (°F)	(BTU.in/ft ² .h.°F)
100	0.25
200	0.30
300	0.38
400	0.47
500	0.58

Soluciones de aislamiento



Descripción

Las Mantas Aislantes hechas de Lana Mineral de Roca, son reforzadas a ambos lados con malla de alambre galvanizado que le sirven como medio de retención, son totalmente incombustibles y por su flexibilidad se ajustan perfectamente a cualquier tipo de geometría por irregular que sea.

Pueden ser cortadas y pinadas para aislar superficies curvas, cuerpos irregulares y resaltes como juntas, costuras, traslapos, bridas, flanges y cabezas de remaches. La malla metálica de las Mantas Aislantes les proporcionan una excelente resistencia mecánica y sirven como base para la aplicación uniforme del cemento aislante Rocalán.

Su presentación es en rollos con medidas de 0.61m ó 0.91m x 2.44m de largo. Las Mantas tienen una densidad estándar de 140 kg/m³ (8.75 lb/pie³) y 100 kg/m³ (6.25 lb/pie³) sin embargo y a solicitud del cliente se fabrican mantas en diferentes densidades.

El medio de retención estándar es la malla hexagonal con ojo de 1 " por el lado frío y malla hexagonal con ojo de 2 ½" por el lado caliente.

La malla hexagonal es fabricada en alambre calibre 23 galvanizada, según la solicitud del cliente pueden ser fabricadas con otros medios de retención.

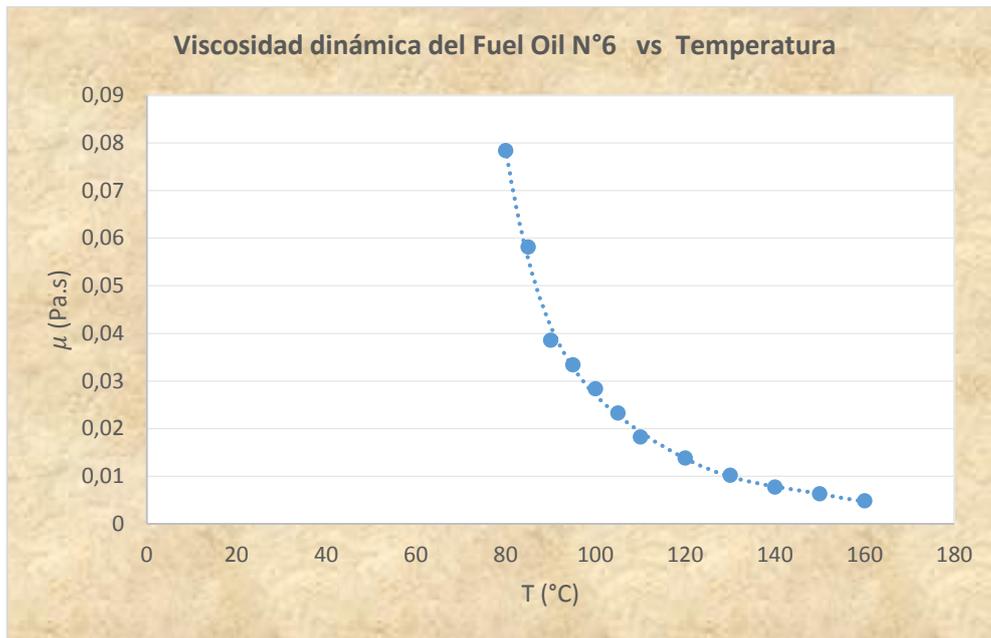
Aplicaciones

- Las Mantas aíslan eficientemente maquinarias y equipos que funcionan a temperaturas hasta de 1.382 °F (750 °C). Son ampliamente utilizadas para el aislamiento de calderas, chimeneas, hornos industriales, tanques, ductos, precipitadores, secadores, torres, equipos pesados e industriales y todas aquellas superficies planas, curvas o irregulares donde se requiere un aislamiento eficiente y económico.
- Las Mantas en Lana Mineral de Roca son ideales para el control de ruido, especialmente para la atenuación de sonidos de baja frecuencia, aislamiento acústico de maquinaria, equipos mecánicos y música.

APÉNDICE F

Ecuaciones Polinómicas de las propiedades de los Fluidos del ICTC

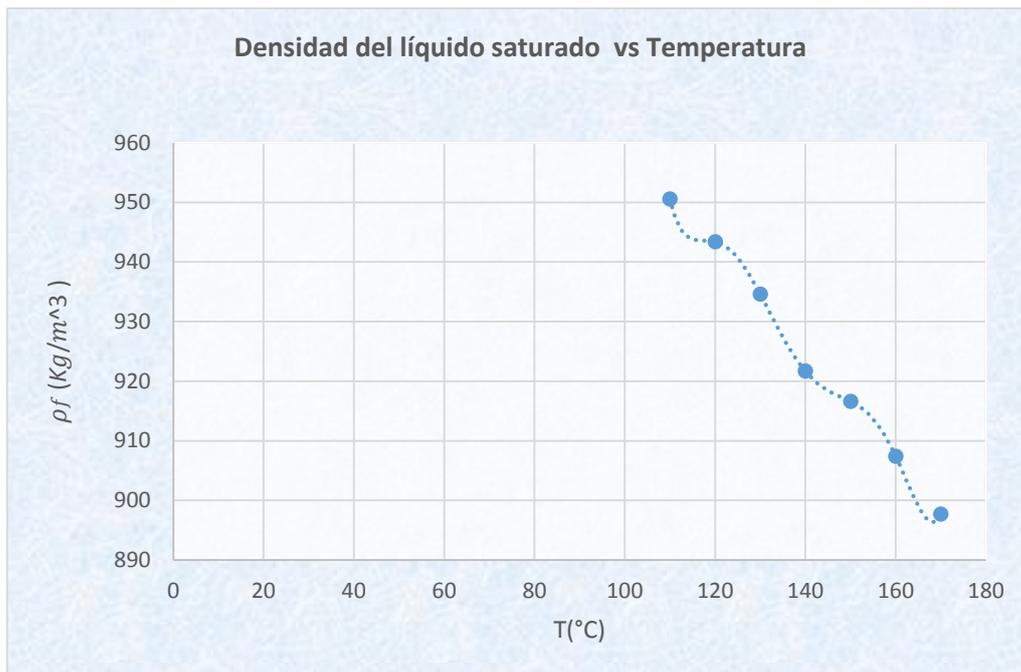
Fuel Oil N°6



Ecuación:

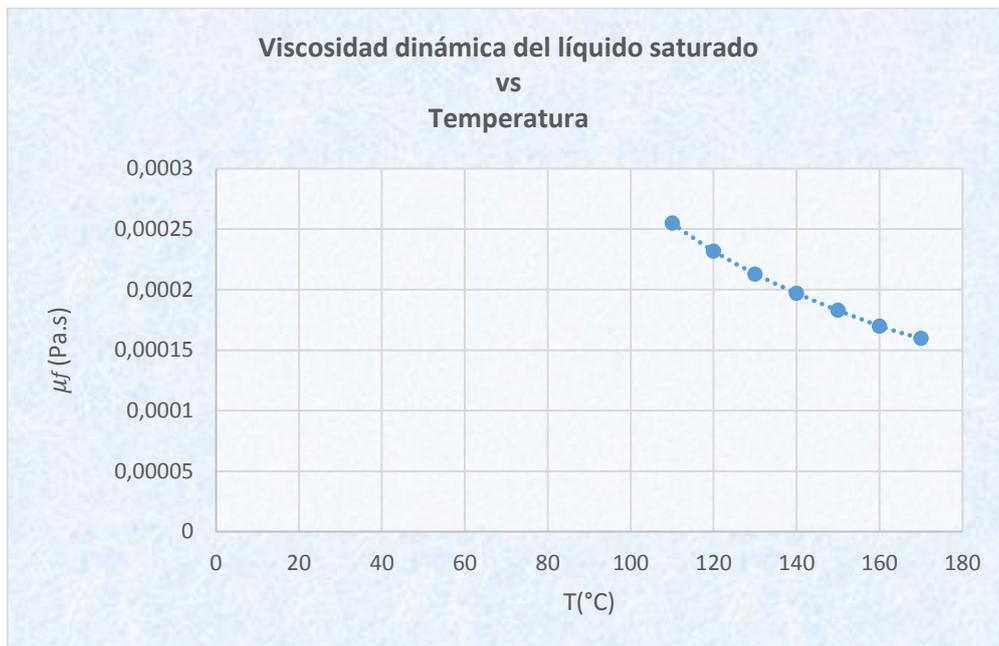
$$\mu = 3.91896891111008 \times 10^{-12}T^6 - 3.04399695177095 \times 10^{-9}T^5 + 9.78985524217217 \times 10^{-7}T^4 - 1.66944239189475 \times 10^{-4}T^3 + 1.59353120526962 \times 10^{-2}T^2 - 0.808789578865774T + 17.1196006060293$$

Aqua Saturada



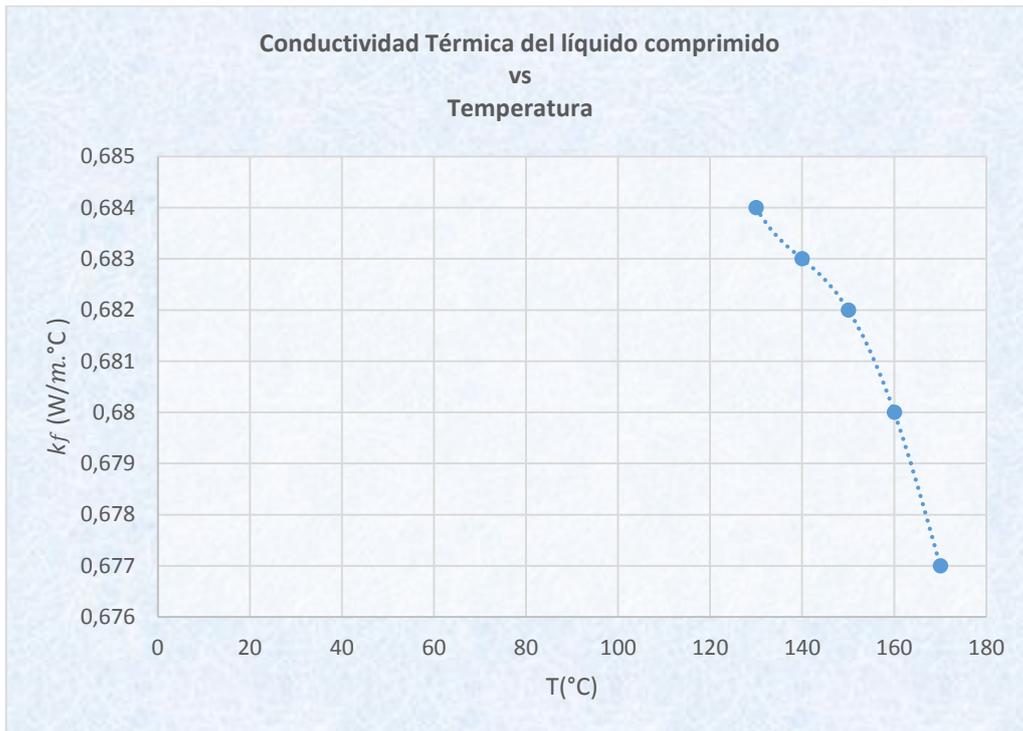
Ecuación:

$$\rho_f = 1.07638888913186 \times 10^{-7} T^6 - 9.03708333446218 \times 10^{-5} T^5 + 3.14607638921736 \times 10^{-2} T^4 - 5.81258958429149 T^3 + 601.072347408356 T^2 - 32984.4023511452 T + 751388.200637608$$



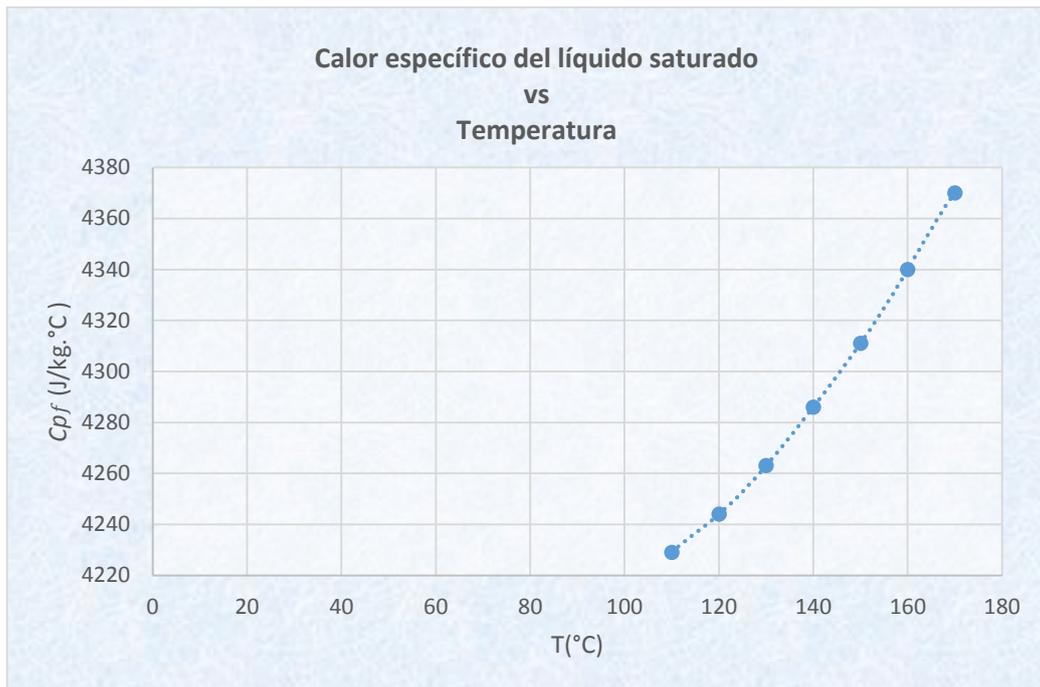
Ecuación:

$$\begin{aligned} \mu_f = & 4.16666669722193 \times 10^{-15} T^6 - 3.37500002402184 \times 10^{-12} T^5 + 1.13541667490515 \\ & \times 10^{-9} T^4 - 2.03229168252399 \times 10^{-7} T^3 + 2.04414168466936 \times 10^{-5} T^2 \\ & - 1.09939334461968 \times 10^{-3} T + 0.0250820002998467 \end{aligned}$$



Ecuación:

$$\begin{aligned}
 k_f = & 4.16666666664192 \times 10^{-9}T^4 - 2.58333333329544 \times 10^{-6}T^3 \\
 & + 5.94583333319073 \times 10^{-4}T^2 - 6.03916666646964 \times 10^{-2}T \\
 & + 2.97199999990948
 \end{aligned}$$



Ecuación:

$$C_{p_f} = -2.08333323925558 \times 10^{-8} T^6 + 173749992988803 \times 10^{-5} T^5 - 6.01041644145894 \times 10^{-3} T^4 + 1.10372912614699 T^3 - 113.453745655533 T^2 + 6189.4030714063 T - 135811.993184763$$

APÉNDICE G

Resultados de Iteraciones

# Iteraciones	h_i W/m ² .°C	h_o W/m ² .°C	U W/m ² .°C	A m ²	h_i W/m ² .°C	h_o W/m ² .°C
1	100	10000	80.4224624	47.1097199	79.6193369	33082.6755
2	79.6193369	33082.6755	65.6017215	57.7579088	74.5117596	46571.5091
3	74.5117596	46571.5091	61.7173817	61.3950046	73.0227727	51379.574
4	73.0227727	51379.574	60.5738581	62.5540231	72.5716976	52863.019
5	72.5716976	52863.019	60.2262854	62.9148223	72.4334446	53304.3918
6	72.4334446	53304.3918	60.1195861	63.0263517	72.3909071	53435.0315
7	72.3909071	53435.0315	60.0867214	63.0607619	72.3778004	53473.824
8	72.3778004	53473.824	60.0798272	63.0713747	72.3737593	53485.4023
9	72.3737593	53485.4023	60.0765858	63.0746481	72.3725129	53488.8759
10	72.3725129	53488.8759	60.0734581	63.075658	72.3721283	53489.9228
11	72.3721283	53489.9228	60.0724926	63.0759696	72.3720097	53490.2396
12	72.3720097	53490.2396	60.0721944	63.0760657	72.3719731	53490.3358
13	72.3719731	53490.3358	60.0721024	63.0760954	72.3719618	53490.3651
14	72.3719618	53490.3651	60.072074	63.0761046	72.3719583	53490.374
15	72.3719583	53490.374	60.0720652	63.0761074	72.3719572	53490.3767
16	72.3719572	53490.3767	60.0720625	63.0761083	72.3719569	53490.3776
17	72.3719569	53490.3776	60.0720616	63.0761085	72.3719568	53490.3778
18	72.3719568	53490.3778	60.0720613	63.0761086	72.3719567	53490.3779
19	72.3719567	53490.3779	60.0720613	63.0761087	72.3719567	53490.3779