

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA**

FACULTAD DE INGENIERÍA

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA



**UNS**  
UNIVERSIDAD  
NACIONAL DEL SANTA

INFORME DE TESIS PARA OBTENER EL TITULO PROFESIONAL  
DE INGENIERO EN ENERGÍA

**DISEÑO ÓPTIMO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE  
PLACAS PARA CALENTAMIENTO DE ETIL ESTER RESIDUAL  
EN UNA PLANTA REFINADORA DE ACEITE DE PESCADO**

○ Autor:

Bach. Luis Michael Santa María Capa

Bach. Erick Raul Benigno Avalos

○ Asesor:

Ing. Carlos Macedonio Montañez Montenegro

Septiembre 2020

Nuevo Chimbote-Perú

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA**  
**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA**



**CARTA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR**

La presente tesis ha sido revisada y desarrollada en cumplimiento del objetivo propuesto y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando encuadrado dentro de las áreas y líneas de investigación conforme al reglamento general para obtener el título profesional en la Universidad Nacional del Santa (R.D N°492-2017-CU-R-UNS) de acuerdo a la denominación siguiente:

**TITULO DE TESIS**

**DISEÑO ÓPTIMO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS  
PARA CALENTAMIENTO DE ETIL ESTER RESIDUAL EN UNA PLANTA  
REFINADORA DE ACEITE DE PESCADO**

Autores:           Bach. Luis Michael Santa Maria Capa  
                          Bach. Erick Raul Benigno Avalos



-----  
Ing. Carlos M. Montañez Montenegro

Asesor

Septiembre de 2020

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA  
FACULTAD DE INGENIERIA**

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA EN ENERGIA**



**CARTA DE CONFORMIDAD DEL JURADO**

El presente jurado evaluador da la conformidad del presente informe, desarrollado en el cumplimiento del objetivo propuesto y presentado conforme al reglamento General para obtener el grado Académico de Bachiller y Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa (R.D N°492-2017-CU-R-UNS); titulado:

**TITULO**

**DISEÑO ÓPTIMO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS PARA CALENTAMIENTO DE ETIL ESTER RESIDUAL EN UNA PLANTA REFINADORA DE ACEITE DE PESCADO**

**AUTORES:** Bach. Luis Michael Santa Maria Capa  
Bach. Erick Raúl Benigno Avalos

Revisado y Evaluado por el siguiente Jurado Evaluador

-----  
Dr. Serapio A. Quillos Ruiz  
Presidente

-----  
M.Sc Hugo R. Calderon Torres  
Integrante

-----  
Ing. Carlos M. Montañez Montenegro  
Integrante



Año de la Universalización de la Salud

## ACTA DE SUSTENTACION DE TESIS

A los veintiocho días del mes de diciembre del año dos mil veinte, siendo las cinco de la tarde, se reunieron en forma virtual a través de la aplicación zoom, el Jurado Evaluador designado mediante **Resolución N°163-2020-UNS-CFI**, integrado por los siguientes docentes:

- Dr. SERAPIO AGAPITO QUILLOS RUIZ : PRESIDENTE
- M.Sc. HUGO ROLANDO CALDERON TORRES : SECRETARIO
- Ing. CARLOS MACEDONIO MONTAÑEZ MONTENEGRO : INTEGRANTE
- Ing. NEIL ANTHONY VELASQUEZ DIAZ : ACCESITARIO

Para dar inicio a la sustentación y evaluación de la Tesis titulada: "DISEÑO OPTIMO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS PARA CALENTAMIENTO DE ETIL ESTER RESIDUAL EN UNA PLANTA REFINADORA DE ACEITE DE PESCADO", elaborada por el Bachiller de Ingeniería en Energía: **LUIS MICHAEL SANTA MARÍA CAPA**, con código de matrícula N° 0201311024, teniendo como asesor al docente Ing. Carlos Macedonio Montañez Montenegro designado mediante Resolución Decanal N° 574-2019-UNS-FI.

Terminada la sustentación el estudiante, respondió las preguntas formuladas por los miembros del jurado y el público presente.

El Jurado después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo y con las sugerencias pertinentes, en concordancia con el artículo 103° del Reglamento General de Grados y Titulos de la Universidad Nacional del Santa, declara:

BACHILLER	PROMEDIO	PONDERACIÓN
LUIS MICHAEL SANTA MARÍA CAPA	17	MUY BUENO

Siendo las seis de la tarde, se da por terminado el acto de sustentación, firmando los integrantes del jurado en señal de conformidad.

Dr. Serapio A. Quillos Ruiz  
PRESIDENTE

M.Sc. Hugo R. Calderón Torres  
SECRETARIO

Ing. Carlos M. Montañez Montenegro  
INTEGRANTE



Año de la Universalización de la Salud

## ACTA DE SUSTENTACION DE TESIS

A los veintiocho días del mes de diciembre del año dos mil veinte, siendo las cinco de la tarde, se reunieron en forma virtual a través de la aplicación zoom, el Jurado Evaluador designado mediante **Resolución N°163-2020-UNS-CFI**, integrado por los siguientes docentes:

- Dr. SERAPIO AGAPITO QUILLOS RUIZ : PRESIDENTE
- M.Sc. HUGO ROLANDO CALDERON TORRES : SECRETARIO
- Ing. CARLOS MACEDONIO MONTAÑEZ MONTENEGRO : INTEGRANTE
- Ing. NEIL ANTHONY VELASQUEZ DIAZ : ACCESITARIO

Para dar inicio a la sustentación y evaluación de la Tesis titulada: "DISEÑO OPTIMO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS PARA CALENTAMIENTO DE ETIL ESTER RESIDUAL EN UNA PLANTA REFINADORA DE ACEITE DE PESCADO", elaborada por el Bachiller de Ingeniería en Energía: **ERICK RAUL BENIGNO AVALOS**, con código de matrícula N° 0201311018, teniendo como asesor al docente Ing. Carlos Macedonio Montañez Montenegro designado mediante Resolución Docanal N° 574-2019-UNS-FI.

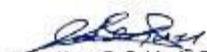
Terminada la sustentación el estudiante, respondió las preguntas formuladas por los miembros del jurado y el público presente.

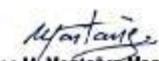
El Jurado después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo y con las sugerencias pertinentes, en concordancia con el artículo 103° del Reglamento General de Grados y Títulos de la Universidad Nacional del Santa, declara:

BACHILLER	PROMEDIO	PONDERACIÓN
ERICK RAUL BENIGNO AVALOS	16	BUENO

Siendo las seis de la tarde, se da por terminado el acto de sustentación, firmando los integrantes del jurado en señal de conformidad.

  
Dr. Serapio A. Quillos Ruiz  
PRESIDENTE

  
M.Sc. Hugo R. Calderón Torres  
SECRETARIO

  
Ing. Carlos M. Montañez Montenegro  
INTEGRANTE

## RESUMEN

La presente investigación tiene como objetivo realizar el diseño óptimo de un intercambiador de placas para calentamiento de etil éster residual en una planta refinadora de aceite de pescado.

La metodología corresponde al tipo de investigación correlacional y por su finalidad aplicada, los procedimientos de ejecución de cálculos se orientan a la metodología de diseño de intercambiadores de calor de placa propuesta por Moncada, A(2015), en la que se estableció la propuesta de diseño de un intercambiador de calor de placas para operar en reemplazo del intercambiador de tubo y coraza, demostrando el costo de operación calculado en 07.505 soles/kg diario un valor relativamente elevado, mediante hoja de cálculo se programó los pasos de ejecución del algoritmo para obtener las propiedades térmicas del fluido asociado a sus coeficientes de transferencia de calor, el área de intercambio y caída de presiones en ambos lados del circuito de fluido.

La optimización de los cálculos en función al régimen que requiere el proceso de calentamiento de etil éster residual, establece los siguientes resultados de selección de componentes del equipo, ancho de placas 800 mm, área de intercambio/placa 0.55 m<sup>2</sup>, número máximo de placas 350 mm, área de intercambio por placa 0.55 m<sup>2</sup>, área de intercambio máximo 193 m<sup>2</sup>, espesor de placas 0.6 mm, espesor entre placas 0.6 mm, espacio entre placas 49 mm, número de placas térmicas 298 para el cual el máximo número que requiere el equipo seleccionado es de 350., se seleccionó el intercambiador de placas desmontable alfa laval serie P -45.

Palabras claves: Etil ester residual, optimización, intercambiador de placas.

## ABSTRACT

The present research aims to carry out the optimal design of a plate heat exchanger for heating residual ethyl ester in a fish oil refining plant.

The methodology corresponds to the type of correlational research and due to its applied purpose, the calculation execution procedures are oriented to the plate heat exchangers design methodology proposed by Moncada, A (2015), in which the proposal of design of a plate heat exchanger to operate as a replacement for the tube and shell exchanger, using a spreadsheet, the algorithm execution steps were programmed to obtain the thermal properties of the fluid associated with its heat transfer coefficients, the area of exchange and pressure drop on both sides of the fluid circuit.

The optimization of the calculations based on the regime that the residual ethyl ester heating process requires, establishes the following results of selection of equipment components, plate width 800 mm, exchange area / plate 0.55 m<sup>2</sup>, maximum number of plates 350 mm, exchange area per plate 0.55 m<sup>2</sup>, maximum exchange area 193 m<sup>2</sup>, thickness of plates 0.6 mm, thickness between plates 0.6 mm, space between plates 49 mm, number of thermal plates 298 for which the maximum number required by the equipment selected is 350., Alfa Laval P -45 series detachable plate heat exchanger was selected.

Keywords . Residual ethyl ester, optimization, plate exchanger

## ÍNDICE

	Página
Carta de conformidad del asesor	i
Hoja de conformidad del jurado Evaluador	ii
Dedicatoria	iii
Agradecimientos	iv
Resumen	v
Abstracta	vi
<b>CAPÍTULO I: INTRODUCCIÓN</b>	<b>09</b>
1.1 Antecedentes	10
1.2 Formulación del problema	11
1.3 Objetivo General	11
1.3.1 Objetivos específico	11
1.4 Hipótesis	13
1.5 Justificación y limitaciones del trabajo	13
1.5.1 Justificación	13
1.5.2 Limitaciones del trabajo	13
<b>CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO</b>	<b>15</b>
2.1 Intercambiador de calor	16
2.2 Intercambiador de calor de placa plana	16
2.2.1 Intercambiador de calor de placas selladas	16
2.2.2 Arreglos de flujos	16
2.3 Ventajas y limitaciones	18
2.4 Diseño de intercambiador de calor de placa	20
2.4.1 Diseño de armazón de placas	21

2.4.2 Intercambiador de placas industriales	21
2.4.3 Intercambiador de calor de placas de paso ancho	22
2.4.4 Intercambiador de calor de placa con aletas	22
2.5 Temperatura y presión	27
2.5.1 Modelo de arreglo y flujo	28
2.6 Costo inicial y costo de operación	28
2.7 Aceite de pescado	29
2.7.1 Calentamiento de aceite de pescado	29
2.7.2 Etapa de refinación	30
2.8 Etil Ester residual	31
2.9 Proceso de iteración en hoja de cálculo	33
2.9.2 Sección de entrada de datos de fluidos caliente y frío	33
2.9.3 Sección de régimen térmico	33
2.9.4 Sección de catálogo de área preliminar y parámetros	33
<b>CAPÍTULO III: MATERIALES Y MÉTODOS</b>	
3.1.1 Propiedades del agua saturada	35
3.1.2 Etil éster residual	35
3.1.3 Equipos	36
3.4 Métodos	39
3.5 Técnicas e instrumentos	
3.6 Diagrama de flujo de planta refinadora con sistema de calentamiento	
Actual	41
3.7 Diagrama de flujo de proceso en planta con propuesta de diseño e implementación de un intercambiador de calor de placas.	42
<b>CAPÍTULO IV: DISCUSIONES Y RESULTADOS</b>	
4.1 Evaluación del intercambiador de calor de tubo y coraza	46

4.2	Cálculo de la caída de presión	50
4.3	Cálculo de caída de presión lado de coraza	52
4.3.1	Costo generado por operación de intercambiador de tubo y coraza	53
4.3.2	Costo de bombeo	53
4.4	Sobre los flujos máxicos de agua caliente y etil éster residual en el intercambiador de calor.	
4.5	Alternativa de diseño optimizando las características de un intercambiador de calor de placas.	
4.6	Consideraciones térmicas del fluido	55
4.7	Resistencia a las incrustaciones	50
4.8	Número de unidades de transferencia de calor HTU	
4.9	Área provisional requerida	61
4.10	Análisis e iteraciones en hoja de cálculo	65
4.11	Análisis de resultados con hoja de cálculo	71
4.12	Selección del modelo de intercambiador de calor de placas.	70
5.	Conclusiones	71
6.	Recomendaciones	72
7.	Referencias bibliográficas	73
8.	Anexos	74

# **CAPÍTULO I**

## **INTRODUCCIÓN**

## 1.1 ANTECEDENTES

- Dávila, W y Obando, F (2006) "Diseño y construcción de un intercambiador de calor de placas", tiene como objetivo obtener los parámetros de coeficientes convectivos de los fluidos en el intercambio de calor que permitan obtener un diseño óptimo para obtener una eficiencia térmica eficiente de operación, se empleó el método pre experimental acondicionando un sistema de equipos auxiliares en laboratorio para obtener datos. Los resultados obtenidos determinan pérdidas de calor muy bajas alrededor de 4% alcanzando eficiencias de 65%.
- Juárez, V & Mendoza, K (2015), en su tesis "Metodología de cálculo para el diseño térmico de un intercambiador de calor de placas", tuvo como objetivo desarrollar una metodología de cálculo y un software de diseño para aplicarse a intercambiadores de calor de placa. La metodología empleada consistió en el uso de métodos matemáticos y correlacionales de diseño apropiado a intercambiadores e calor sobre la base de teoría de transferencia de calor asociado al uso de un software que reproduce mediante el ingreso de datos el desempeño de las variables de estudio. Los resultados que se obtuvieron respecto de la caída de presión mediante el método experimental que implica caídas enormes de presión de alrededor de 3 Mpas con coeficientes globales muy reducidos alrededor de 3000 W/m<sup>2</sup>K, y mediante el uso del software concluye que al tomar una caída de presión en función a la potencia de bombeo , difieren en 1% para el cálculo total de las placas, de 6.6% para el cálculo de caída de presión del fluido frio y un 3.1% para el cálculo de caída de presión del fluido caliente. Se obtuvo también las diferencias en los resultados luego de aplicar las correlaciones frente al caso experimental dando como resultado que la correlación de Maslow y Kovalenko aproximan mejor el diseño térmico y los coeficientes convectivos del lado caliente y frio impactan e 38.8% sobre el coeficiente global de transferencia de calor, a comparación con el coeficiente convectivo caliente que solo influye en 25.38%.

- Díaz , S y Vega, P. (2017) en su tesis "Diseño y construcción de un intercambiador de calor de placas paralelas para el laboratorio de transferencia de calor", tuvo como objetivo diseñar un construir un prototipo de intercambiador de calor de placas paralelas para uso en laboratorio, el método empleado consistió en el análisis de temperatura media logarítmica considerando factores como el arreglo de flujos , la potencia disponible y el factor de diseño empleando para el contraste de resultados un software especializado para la simulación de procesos de transferencia de calor-Solid Works. Los resultados obtenidos sobre el intercambiador de calor conformado por 37 placas lisas de acero inoxidable 430 con arreglo en U, empleo caudal entre 3litros/min y 9 litros/min sin superar una temperatura máxima de servicio de 70%, la efectividad del intercambiador de calor para flujo paralelo presento valores de 35% de efectividad y para el sentido en contracorriente se alcanzó una efectividad de 25% con un caudal máximo alcanzado valores cerca al 35% consiguiéndose mayor efectividad.
  
- Lázaro ,T y Taipe , A.(2017) en su tesis "Diseño , adaptación y operación de un sistema de calentamiento utilizando un intercambiador de calor de placas didácticos para el laboratorio de operaciones unitarias de la facultad de ingeniería química de la universidad de Guayaquil" tuvo como objetivo diseñar, adaptar y operar un sistema de calentamiento utilizando un intercambiador de calor de placas didáctico , la metodología empleada consistió en el uso de correlaciones de transferencia de calor , además del método experimental basado en la diferencia media logarítmica de temperaturas además del método de Raju y Chand considerando solo flujo unidimensional , los resultados obtenidos concluye que en función de la diferencia de temperaturas se comparó la eficiencia del sistema de intercambio de calor de placas por el método de Raju y Chand y por el método de Kays y London encontrándose que el equipo llega hasta una eficiencia de 76.79%.

Cerezo Román, J (2006) en su tesis " Estudio del proceso de absorción con amoniaco-agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción", tuvo como objetivo determinar la variación de los parámetros de operación de un

intercambiador de placas en el proceso de absorción con amoniaco-agua, la metodología empleada consistió en un proceso experimental empleando placas corrugadas tipo L, ALFA Laval modelo NB51 de tres canales cuyos ensayos dieron como resultados una temperatura de absorción de 32.4 y 38.4 °C con concentraciones máxicas de NH<sub>3</sub> de la solución a la entrada entre 29 y 33%, con flujos de absorción variables de 0.002 y 0.0006 kg/m<sup>2</sup> s, el coeficiente de transferencia de calor de la solución entre 2.7 y 6.8 kW/m<sup>2</sup>K, con una potencia del absorbedor entre 0.46 Y 1.32 kW y eficiencia máxica del absorbedor entre 0.30 y 0.62 respectivamente.

## **1.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA**

¿Cuáles serán las variables que optimizan el diseño de un intercambiador de calor de placas para el calentamiento de etil éster residual en una planta refinadora de aceite de pescado?

## **1.3 OBJETIVO GENERAL:**

Diseñar un intercambiador de calor de placas óptimo para calentamiento de etil éster residual en una planta refinadora de aceite de pescado

### **1.3.1 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Determinar las características y parámetros del intercambiador de calor de tubos actual.
- Aplicar un balance de energía en el circuito térmico de influencia del intercambiador de calor de placas.
- Seleccionar los parámetros, configuración y arreglos de placas en el intercambiador de calor.
- Evaluar el régimen de flujo máxico de aceite y caída de presión en los lados de intercambio de calor.
- Obtener los indicadores de costos operativos y eficiencia de diseño óptimo del intercambiador de placas para calentamiento de etil éster residual.

## **1.4 HIPÓTESIS**

Las variables de flujo másico, presión, temperatura, configuraciones geométricas de y número de placas y su corrugación optimizan el diseño del intercambiador de calor hasta en 3% en su eficiencia térmica, para el calentamiento de etil éster en una planta refinadora de aceite de pescado.

## **1.5 JUSTIFICACION Y LIMITACIONES DEL TRABAJO**

### **1.5.1 JUSTIFICACIÓN**

La investigación se justifica en tres aspectos , una de ellas en el técnico, ya que representa una solución eficiente de ingeniería al proponer un diseño apropiado a lo requerido en planta , es decir que la propuesta mejora parte del proceso productivo, otro aspecto está orientado a la calidad y medio ambiente, al asegurar que el calentamiento se de en forma adecuada a temperatura estable y en condiciones óptima de salubridad ya que el intercambiador de placas está fabricado de material en acero inoxidable además que el área de contacto es uniforme y regular , de esta manera se evita el uso de tubos y accesorios de baja garantía de salubridad, y en el aspecto ambiental se reducirán las pérdidas por goteo o fuga ya que el sistema actual de calentamiento a base de tubos presentan inconvenientes de hermeticidad.

### **1.5.2 LIMITACIONES DEL TRABAJO**

El contexto de la investigación se orienta al estudio de caso de las necesidades de una empresa refinadora de aceite de la localidad de Chimbote, como se da en los múltiples procesos de una planta de refinadora de aceite, la etapa de transesterificación permite separar del aceite al etil éster residual que se emplea como combustible mezclado con petróleo bunker para sostener la producción de vapor para calentamiento del aceite en sus diversas etapas.

En el contexto del alcance de la investigación se plantea una investigación mixta de gabinete y de campo ya que los datos que se requieren se obtiene de varias visitas a la planta refinadora para luego trabajar mediante metodologías de diseño cuya solución se obtendrá a manera de propuesta para ser implementada mediante solicitud a proveedores

locales que puedan ofrecer y suministrar tecnología del tipo de intercambiador de calor a la medida de la necesidad de la temperatura y condiciones deseadas del equipo intercambiador de calor denominándose a este proceso como diseño óptimo.

# **CAPÍTULO II**

## **MARCO TEÓRICO**

## 2.1 Intercambiador 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, Yunus, (2007).

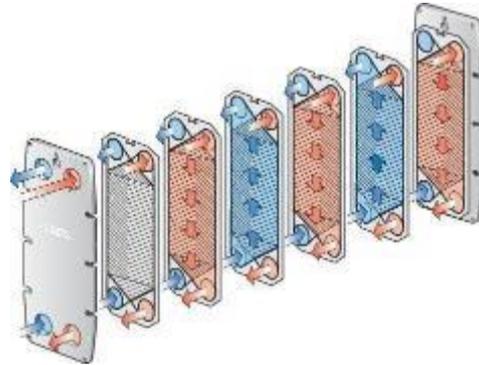


Figura 01: Vista de partes de un intercambiador de placas

Fuente: Alfa Laval

## 2.2 Intercambiadores de Calor de Placas

Intercambiadores de calor de placas se construyen generalmente de placas delgadas (toda la superficie principal). Las placas pueden ser lisas o tener algún tipo de ondulación. En general, estos intercambiadores no pueden operar a presiones, temperaturas, o diferencias de presiones y temperaturas muy altas.

Los intercambiadores de calor de placas pueden ser clasificado como: sellados, soldados (uno o ambos conductos de fluido), o con soldadura fuerte, dependiendo de la estanqueidad requerida. Otros intercambiadores de placas son: placas en espiral y en láminas. Estos se describen a continuación:

### 2.2.1 Intercambiadores de calor de placas selladas

Este tipo de intercambiador consiste de una serie de placas metálicas rectangulares delgadas selladas alrededor de los bordes de las juntas y unidas en un marco (figura. 2.8). El marco general tiene un extremo fijo equipado con puertos de conexión y una cubierta de extremo móvil (placa de presión). En el marco, las placas están suspendidas de una barra de soporte superior y guiadas

por una barra de soporte inferior para asegurar una alineación correcta. El paquete de placas con culatas fijas y móviles se sujeta con pernos largos, comprimiendo así las juntas formando un sello. Las barras portadoras son más largas que la pila comprimida, de modo que cuando se quita la cubierta de extremo móvil, las placas pueden deslizarse a lo largo de las barras de soporte para inspección y limpieza.

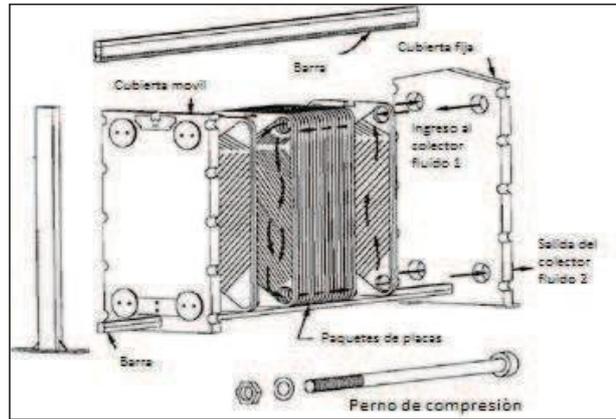


Figura 02: Vista de partes de un intercambiador de placas

Fuente: Alfa Laval

Placas alternas se montan tales que las ondulaciones en las placas sucesivas en contacto se cruzan entre sí para proporcionar apoyo mecánico para el paquete de placas a través de un gran número de puntos de contacto. Los resultados son: estrechos y muy interrumpidos pasos del flujo lo que mejora la transferencia de calor, disminuye la resistencia al ensuciamiento y aumenta el nivel de turbulencia; como se muestra en las figuras.

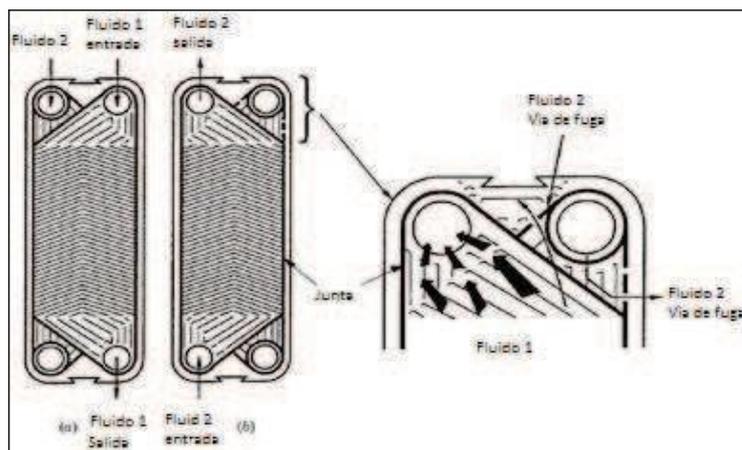


Figura 03: Vista de partes de un intercambiador de placas

Fuente. Alfa Laval

## 2.3 Arreglos de flujo.

Un gran número de disposiciones de flujo son posibles en un intercambiador de calor de placas (que se muestra en la figura 2.11), según el rendimiento de transferencia de calor requerido, caídas de presión disponibles, velocidades mínimas y máximas permitidas, y el caudal en relación de las dos corrientes de fluido.

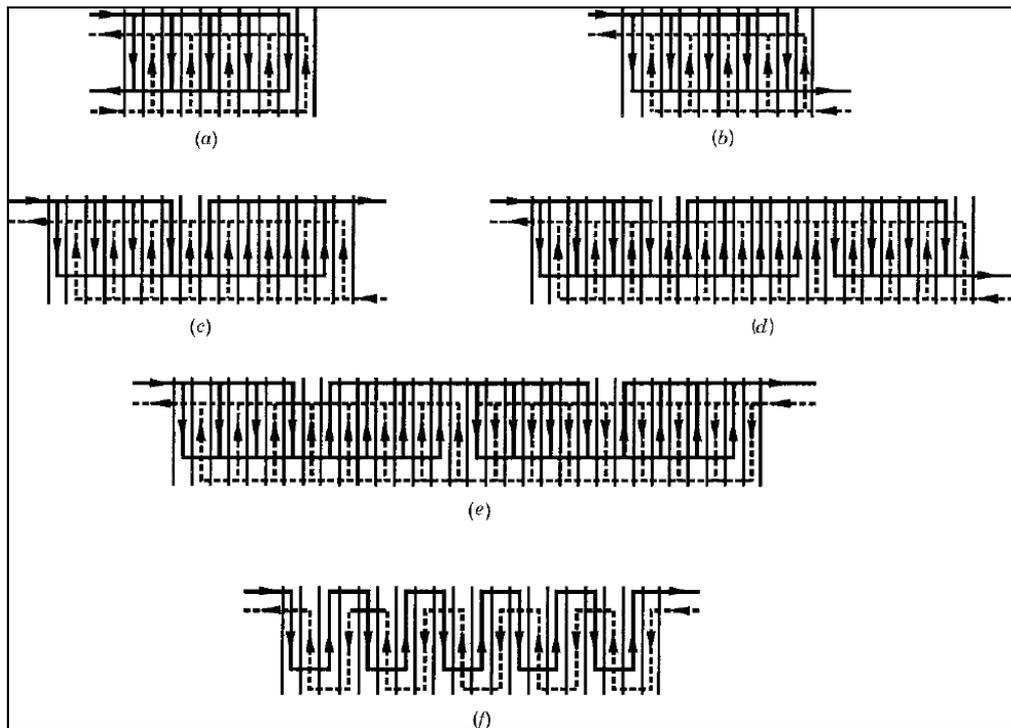


Figura 04. Disposiciones de placas para intercambiadores de calor y arreglos.

Fuente. Alfa Laval

### 2.3.1 Ventajas y Limitaciones.

Algunas de las ventajas de los intercambiadores de calor de placas son las siguientes: se pueden tomar fácilmente por separado sus componentes individuales para la limpieza, inspección y mantenimiento. La superficie de transferencia de calor puede ser fácilmente modificada o reorganizada para una tarea diferente o para cargas anticipadas cambiantes a través de la flexibilidad de los tamaños de las placas, los patrones de ondulación y el pase de los arreglos. Los altos esfuerzos de corte, flujo secundario de alta

turbulencia y patrones en la ondulación de las placas reducen el ensuciamiento de alrededor de 10 a 25% en un intercambiador de coraza y tubo y mejorar la transferencia de calor. Se tienen muy altos coeficientes de transferencia de calor se debido a la ruptura y reinsertión de las capas límite, remolino o generación de flujo de vórtice debido a los pequeños pasajes de flujo

en el diámetro hidráulico; por lo que reduce el ensuciamiento, la ausencia de circunvalación y la fuga de los flujos; la superficie requerida para un intercambiador de placas es entre una mitad a un tercio de la de un intercambiador de coraza y tubo, reduciendo así el coste, el volumen global, y el espacio para el intercambiador. Además, el peso bruto de un intercambiador de placas es de aproximadamente un sexto de un intercambiador de coraza y tubo.

Las fugas de un fluido a otro no pueden realizarse a menos que en una placa se desarrolle un agujero. Dado que la junta se encuentra entre las placas, cualquier fuga desde las juntas es al exterior del intercambiador. La permanencia del tiempo (para viajar desde la entrada hasta la salida del intercambiador) para diferentes fluidos o las trayectorias de flujo en un lado determinado es aproximadamente la misma. Esta paridad es deseable para la uniformidad del tratamiento térmico en aplicaciones tales como esterilización, pasteurización y para cocinar. No hay puntos calientes o fríos significativos en el intercambiador de que podrían conducir al deterioro del calor sensible de los fluidos.

El volumen de fluido contenido en el intercambiador es pequeño; ésta característica es importante con fluidos caros, para una respuesta transitoria más rápida y para un mejor control del proceso. Por último, en un intercambiador de placas se puede lograr un alto rendimiento térmico. El alto grado de contraflujo en este tipo de intercambiador hace que la aproximación de la temperatura sea posible hasta de 1°C. La efectividad térmica es alta (hasta aproximadamente 93%) facilita la recuperación de calor de bajo grado económico. Las vibraciones inducidas por el flujo, el ruido, las tensiones térmicas, y los problemas de choque en la entrada de los intercambiadores de coraza y tubo no existen para intercambiadores de calor de placas.

Algunas de las limitaciones inherentes de los intercambiadores de calor de placas son causadas por las placas y juntas de la siguiente manera: el intercambiador de placas es capaz de manejar hasta una presión máxima de alrededor de 3 MPa, pero se hace funcionar por lo general por debajo de 1,0 MPa.

Los materiales de las juntas (excepto el tipo de revestimiento de PTFE) restringen el uso de intercambiadores de placas en aplicaciones corrosivas, además limita la temperatura

## 2.4 Diseño de intercambiadores de calor de placa

Un intercambiador de placas consiste de una armazón y de placas corrugadas o ranuradas de metal. La armazón incluye una placa fija, una placa de presión y partes de conexión y presión. Las placas son presionadas unas a otras sobre una armazón.

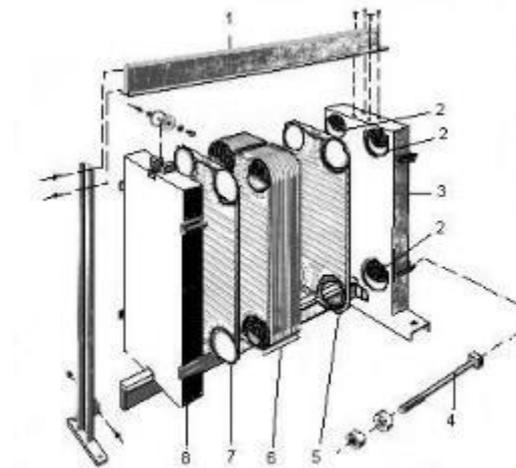


Figura 05. Partes de un intercambiador de placas.

Moncada, Albitres (2014).

El manual HEDH establece métodos para el diseño de intercambiadores de calor que permiten realizar manualmente procesos para determinar todos los parámetros esenciales de construcción de un intercambiador, los cuales se diseñan para desempeñar una debida labor térmica. En estos métodos se cuenta con criterios especificados o implícitos, tales como la facilidad en la limpieza y el mantenimiento, velocidades de flujo máximas o mínimas, erosión, caídas de presión, limitaciones de tamaño o peso, expansión térmica, etc., esencialmente buenas prácticas de diseño.

### 2.4.1 Diseño de armazón de placas:

El armazón o estructura de un intercambiador de placas consiste de dos placas extremas fuertes, una barra vertical y dos barras horizontales, una en la parte superior y otra en la parte inferior. Las placas térmicas están suspendidas sobre las barras horizontales y presionadas sobre las placas extremas. Moncada, A (2014).

### 2.4.2 Intercambiadores de placas industriales

Para tareas estándar: calefacción, refrigeración, recuperación de calor, evaporación y condensación. La versatilidad de los intercambiadores de calor de placas con junta industrial permite que se diseñe y configure para aplicaciones que van desde tareas relativamente simples con bajos requisitos hasta tareas muy exigentes con los más altos requisitos tanto en rendimiento como en documentación. Los modelos se utilizan para calefacción, refrigeración, recuperación de calor, condensación y evaporación

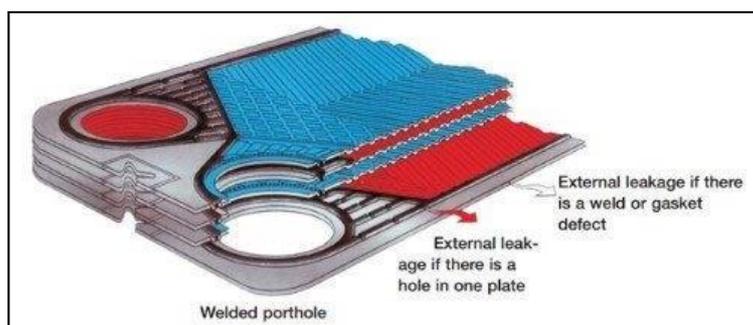


Figura 06. Partes de un intercambiador de placas.

Alfa Laval, (2019).

Permite el manejo de fluidos agresivos y difíciles, y también extiende el rango de presión. Utilice intercambiadores de calor de placas con juntas semi soldadas como evaporadores y condensadores para sistemas de refrigeración, cuando las juntas no son adecuadas para uno de los medios de proceso. Los intercambiadores de calor semi-soldados alternan los canales soldados con autógena y los canales con juntas tradicionales y también pueden tomar una presión de diseño más alta en comparación con los intercambiadores de calor de placas con juntas.

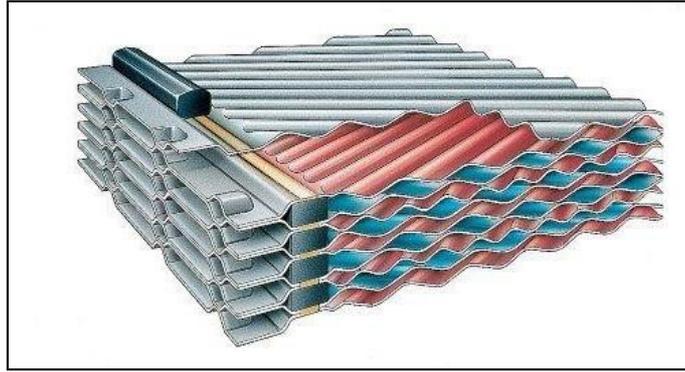


Figura 07. Partes de un intercambiador de placas.

Alfa Laval, (2019).

### 2.4.3 Intercambiador de calor de paso ancho (WideGap):

Ideal para fluidos que contienen fibras o partículas gruesas. Diseñado para eliminar la formación de puentes de sólidos en el área de entrada. Los espacios amplios entre las placas permiten que las fibras y partículas pasen fácilmente a través del intercambiador de calor con un mínimo de obstrucción.

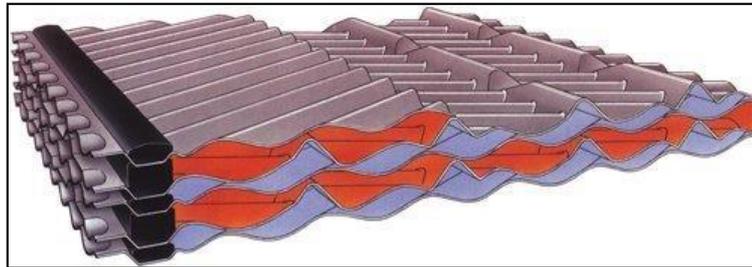


Figura 08. Partes de un intercambiador de placas.

Alfa Laval, (2019).

### 2.4.4 Intercambiadores de calor de superficie extendida

Los intercambiadores tubulares y de placas descritos anteriormente son los principales intercambiadores de calor de superficie, a excepción de un intercambiador de coraza y

tubo con tubo con aletas. La efectividad del intercambiador de calor es por lo general 60% o por debajo, y la densidad de área de superficie de transferencia de calor es por lo general menos de  $700\text{m}^2/\text{m}^3$ . En algunas aplicaciones, se tiene en intercambiadores de este tipo efectividad mucho más altas (hasta un 98%) lo cual es esencial, y el volumen de caja y la masa se limitan de manera que es obligatorio tener una superficie mucho más compacta.

También, en un intercambiador de calor con gases o algunos líquidos, el coeficiente de transferencia de calor es bastante bajo en uno o ambos lados de fluidos. Esto resulta como requisito tener una gran área de superficie de transferencia de calor.

Uno de los métodos más comunes para aumentar el área de superficie y la compactación del intercambiador es añadir la superficie extendida (aletas) y hacer de la densidad de aletas (frecuencia de las aletas, aletas/m) la más alta posible en uno o ambos lados de fluidos, dependiendo el requisito de diseño. La adición de aletas puede aumentar el área de superficie por 5 a 12 veces en general el área de la superficie primaria, dependiendo del diseño. El intercambiador resultante se refiere como un intercambiador de superficie extendida.

El coeficiente de transferencia de calor en las superficies extendidas pueden ser mayores o menores que en las superficies sin aletas. Por ejemplo, aletas interrumpidas (Tira, rejilla, etc) proporcionan tanto un aumento de la superficie y el aumento de coeficiente de transferencia de calor, mientras que las aletas internas en un tubo aumentan el área de superficie del lado del tubo pero pueden resultar en una ligera reducción en el coeficiente de transferencia de calor, dependiendo de la separación de aletas. En general, el aumento de la densidad de aletas reduce el coeficiente de transferencia de calor asociado con aletas. Interrupciones de flujo (como en las aletas de la tira offset, aletas de persiana, etc) pueden aumentar el coeficiente de transferencia de calor de 2 a 4 veces respecto a la superficie de la aleta lisa correspondiente (sin cortar).

#### 2.4.5 Intercambiadores de calor de placa con aletas.

Este tipo de intercambiador tiene aletas corrugadas (más comúnmente tienen secciones transversales triangulares y rectangulares) o espaciadores intercalados entre placas paralelas (referido como placas o láminas de despedida), como se muestra en la figura.

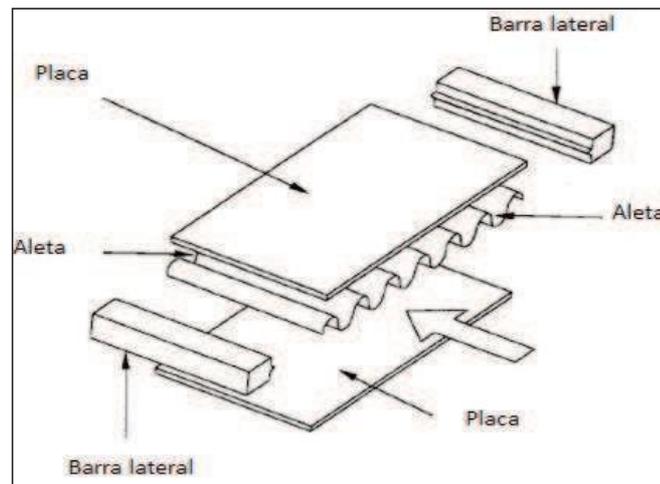


Figura 09. Componentes de un intercambiador de calor de placas con aletas

Alfa Laval, (2019).

Intercambiadores de aleta de placa generalmente están diseñados para presiones de operación moderados [aproximadamente menos de 700 kPa manométricos], aunque intercambiadores de placa-aleta están disponibles comercialmente para presiones de trabajo de hasta aproximadamente 8300 kPa. La limitación de la temperatura de los intercambiadores de aletas depende del método de unión y los materiales empleados

metales para temperaturas de hasta aproximadamente 840°C y está hecho de materiales cerámicos para temperaturas de hasta aproximadamente 1150°C. Intercambiadores de aleta de placa se han producido desde la década de 1910 en la industria automotriz (tubos de cobre y aletas de latón), desde 1940 en el sector aeroespacial (con aluminio) y en aplicaciones de licuefacción de gas, desde la década de 1950 se ha incrementado el uso de aluminio debido a las mejores características mecánicas de éste material a bajas temperaturas. En la actualidad se utilizan ampliamente en plantas de energía eléctrica (turbina de gas, vapor, pila de combustible nuclear, etc), plantas de energía de propulsión (automóvil, camión, avión, etc), los sistemas con ciclos termodinámicos (bomba de calor, refrigeración, etc), y en formato electrónico, criogénico, licuefacción de gas, aire acondicionado y en los sistemas de recuperación de calor.

## 2.5 Temperatura y presión

Se pueden aprovechar temperaturas tan bajas en un intercambiador de placas incluso desde 1 °C, siendo muy empleadas para alta recuperación de energía, mientras el límite práctico para un intercambiador de casco y tubo es alrededor de 5 °C. Los coeficientes de transferencia de calor en un intercambiador de placas son más altos debido a la alta turbulencia del flujo en los canales, lo cual es conseguido con moderadas caídas de presión. Un intercambiador de placas es capaz de recuperar el 90 % del calor mientras que un intercambiador de casco y tubos operando económicamente puede recuperar solamente el 50 %. (Moncada, A (2014). Las limitaciones de diseño, incluyen una presión máxima de 25 atm. y temperaturas de alrededor de 300 °C. La tendencia en el desarrollo de los intercambiadores de placas ha sido hacia grandes capacidades, altas temperaturas y altas presiones de operación. Estos intercambiadores están ahora disponibles en muchos tamaños de placas teniendo una variedad de modelos.

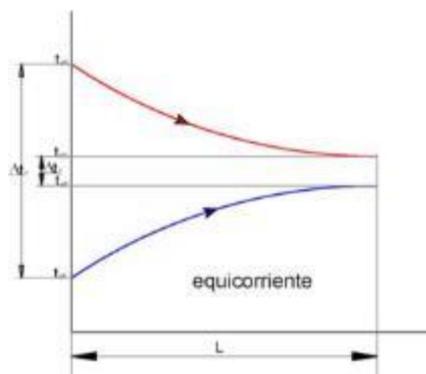


Figura 10: Líneas de temperatura de calentamiento en contracorriente

Fuente:Manual de transferencia de calor, Moncada, A (2014).

## 2.5.1 Modelos de arreglos y flujos

Flujo en serie. - una corriente continua cambia de dirección después de cada recorrido vertical.

Flujo en paralelo. - la corriente principal se divide en subcorrientes para converger posteriormente en una sola.

Los arreglos posibles en un intercambiador de placas son:

- a) Arreglo en paralelo
- b) Arreglo en Z
- c) Arreglo en U

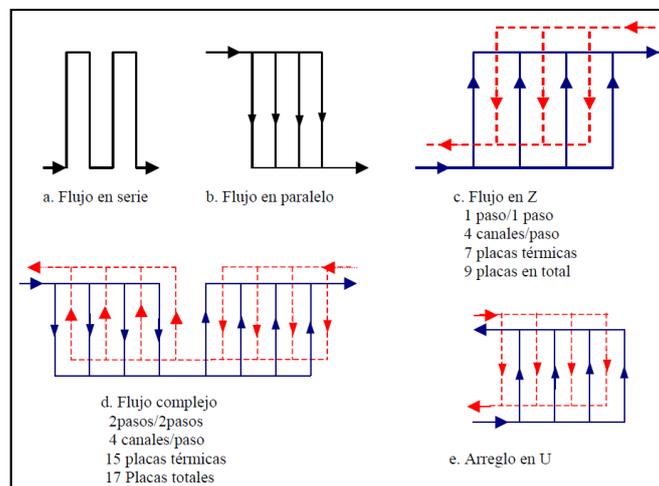


Figura 11: Diversas configuraciones de circulación

Fuente: Manual de transferencia de calor, Moncada, A (2014).

## 2.6 Costo inicial y costo de operación

Un intercambiador de placas es atractivo cuando se requiere un material de construcción costoso (cuando es aceptable el acero corriente como material de construcción un intercambiador de casco y tubos es variable como económico). Una la unidad de placas también puede ser recomendada cuando el calor debe ser transferido entre 3 ó más fluidos, así mismo no necesita ser aislado y para las mismas cargas de calor, Moncada, A (2014).

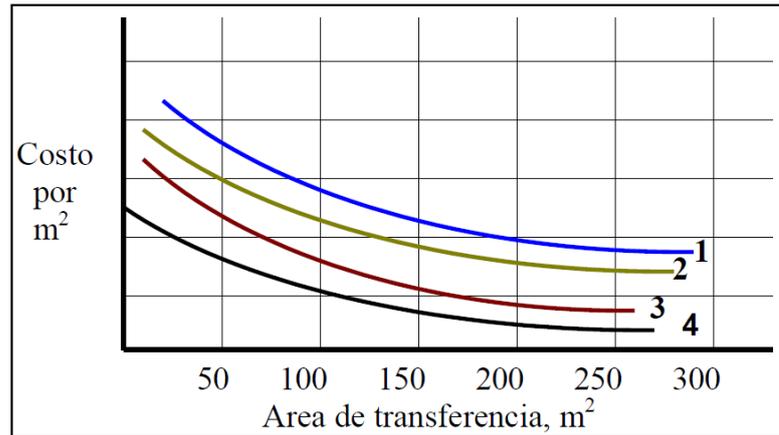


Figura 12: Curvas de costo por área

Fuente: Manual de transferencia de calor, Moncada, A (2014).

## 2.7 Aceite de pescado

El aceite crudo de pescado (ACP) es un producto industrial de alto valor nutricional por su contenido de ácidos grasos omega-3 de cadena larga del tipo eicosapentaenoico (EPA, C20:5), docosapentaenoico (DPA, C22:5) y docosahexaenoico (DHA, C22:6). Estos ácidos grasos, particularmente el EPA y el DHA, son hoy día altamente valorados por sus propiedades profilácticas y terapéuticas, en diversas situaciones nutricionales y enfermedades, lo que ha sido ampliamente demostrado por la literatura científica y médica (Uauy et al., 2000; Sanhueza et al., 2004; Lee et al., 2008).

### 2.7.1 Calentamiento del aceite de pescado

El calentamiento es una etapa del proceso que se aplica al aceite de forma indirecta a fin de reducir su viscosidad y separar ciertos compuestos volátiles preparándolos para los tratamientos previos a la refinación, generalmente se provee calor a partir de vapor saturado que se produce en un caldero pirotubular que sostiene el aporte térmico en la planta.



Figura 13: Tanque de almacenamiento de aceite y derivados -etil ester residual

Fuente: Manual de transferencia de calor, Moncada, A (2014).

### 2.7.2 Etapas de refinación

- **Neutralización:**

Se produce el desgomado como pretratamiento mediante ácido fosfórico o cítrico de grado alimenticio con 85% de concentración.

- **Blanqueado:**

También llamado decoloración donde se calienta el aceite y se dosifica arcilla para blanquear y carbón activado dejándose que reaccione. Luego se extrae los pigmentos colorantes del aceite y el carbón mediante unas máquinas filtro prensas.

- **Winterizado:**

En esta etapa los aceites tienen características distintas ya que el aceite está formado de triglicérido diferentes, estos triglicéridos con alto valor de insaturación tienen un punto de fusión más bajo que el de los ácidos grasos saturados.

- **Desodorizado:**

En este proceso el aceite se envía a un sistema de torre para su desodorización donde se emplean bandejas a altas temperaturas y vapor saturado, se desprenden materiales volátiles y aldehídos se emplean temperaturas entre 180° y 205°C con una presión de vacío de 1 a 5 mmHg.

- **Transesterificación**

En esta etapa el aceite se alimenta mediante filtración hacia un reactor de esterificación y calentamiento al vacío con sistema de agitación hasta los 55°C, se adiciona un catalizador con agitación y recirculación para garantizar una dilución uniforme, luego el catalizador se bombea de forma lenta hacia el reactor d transesterificación donde se completa la reacción formándose los esteres de ácidos grasos y liberándose el glicerol.

## 2.8 Etil éster residual

Es un subproducto de la transesterificación del aceite al obtenerse glicerol y etil ester residual, el procedimiento más empleado para obtener ésteres grasos consiste en una reacción de transesterificación, esta es resultado de tres reacciones reversibles consecutivas: transesterificación parcial del triglicérido para formar el diglicérido, transesterificación parcial del diglicérido para formar el monoglicérido, y transesterificación parcial del monoglicérido para formar el éster y glicerina (Freedman y Pryde, 1986).

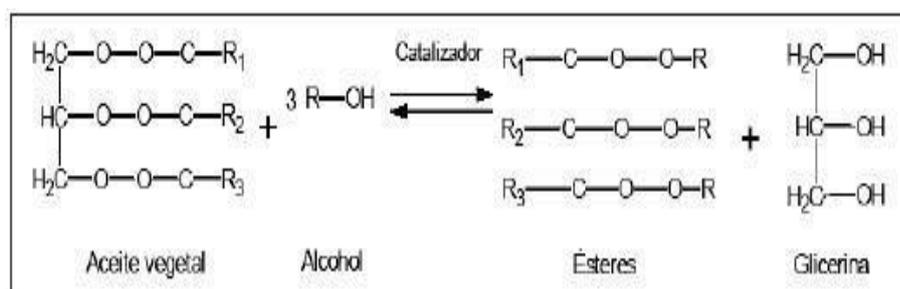


Figura 14: Esquema de enlaces químicos de etil éster.

Fuente: <https://nutriendo-jl.blogspot.com/2014/06/la-refinacion-de-los-aceites.html>

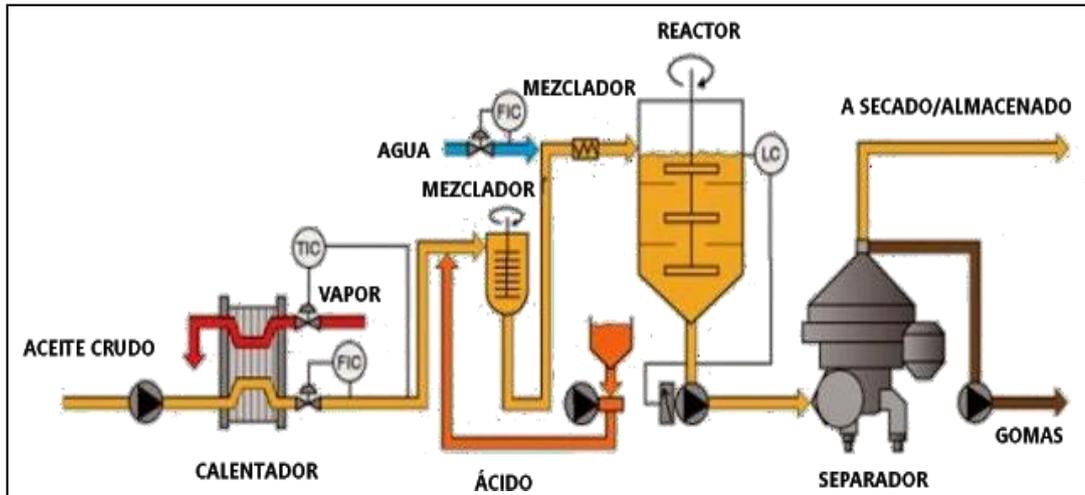


Figura 15: Proceso general de refinado de aceite de pescado

Fuente: <https://nutriendo-jl.blogspot.com/2014/06/la-refinacion-de-los-aceites.html>

## 2.9 Proceso de iteraciones en hoja de cálculo

Las iteraciones corresponden a un proceso de información basado en una secuencia de cálculo programado en una herramienta de software u hoja de cálculo donde se especifican los pasos de la ejecución.

La hoja de cálculo permite ingresar datos de las condiciones del fluido frío y caliente, iniciando por los flujos másicos y las temperaturas de entrada, luego la programación permite la selección de las variables del modelo o tipo de intercambiador de placas según la oferta disponible de un proveedor de tecnologías, estos datos son cargados y procesados para ser ejecutados y analizados en función a lo requerido, específicamente, el análisis del intercambiador de placa se basa en la metodología de intercambiadores de calor de placas con datos para selección de un fabricante tecnológico de intercambiadores de este tipo, a su vez se ha empleado los procedimientos de cálculos ejecutados por el trabajo de Moncada Albitres, L(guía de intercambiadores de calor), en el capítulo de intercambiadores de placa.

### **2.9.1 Disposiciones de la hoja de cálculo**

La herramienta programada en micro soft Excel tiene las siguientes etapas de desarrollo.

### **2.9.2 Sección de entrada de datos de fluidos caliente y frio**

Corresponde al ingreso de los flujos másicos y temperaturas, así como las propiedades físicas de los fluidos como la densidad, la viscosidad,  $c_p$ , y conductividad térmica para ambos fluidos.

### **2.9.3 Sección del régimen térmico**

Esta sección permite ejecutar el cálculo de las temperaturas de salida, así como la temperatura media logarítmica y as unidades de transferencia de calor denominados HTU.

### **2.9.4 Sección de cálculo de área preliminar y parámetros de componentes como placas y accesorios.**

Esta sección hace estimación del área de transferencia de calor provisional con el que se ejecutara los cálculos, además permite ingresar datos de la serie del intercambiador de calor que corresponden a  $A_p$ : área lateral de cada placa( $m^2$ ),  $b$ : distancia entre placas(mm),  $x$ : espesor de la placa(mm) y  $W$ : ancho de cada placa(mm).

### **2.9.5 Sección de coeficientes de película, global de transferencia, área necesaria efectiva y área disponible para los fluidos como función del Reynolds**

En esta sección se estima el coeficiente convectivo interno, el coeficiente global, el área necesaria de transferencia y el área disponible como función de exceso o defecto de área del intercambiador.

### **2.9.6 Sección de caídas de presiones**

En esta etapa se evalúa el factor de fricción ( $f$ ), considerando datos antes ingresados como  $A_p$  (mm) $_y$   $W$ (mm),  $N_p$  (número de placas), obteniéndose caídas de presiones en kPas y en Psi.

# **CAPÍTULO III**

## **MATERIALES Y MÉTODOS**

### 3.1 Materiales

Los materiales empleados para la investigación consistieron en:

#### 3.1.1 Agua a determinada temperatura

El agua caliente es suministrada de un tanque de recuperación del proceso de calentamiento y se encuentra entre una temperatura de 80 a 85°C, utilizándose para el calentamiento del etil éster residual en un intercambiador de calor de tubos y coraza (2-1).

Cuadro 01. Especificaciones termodinámicas para agua saturada.

Propiedades del agua saturada (líquido-vapor): Tabla de presiones										
Presión bar	Temp. °C	Volumen específico m <sup>3</sup> / kg		Energía interna kJ / kg		Entalpía kJ / kg			Entropía kJ / kg , K	
		Líquido sat,	Vapor sat,	Líquido sat,	Vapor sat,	Líquido sat,	Vapor vaporiz,	Vapor sat,	Líquido sat,	Vapor sat,
		$v_f \times 10^3$	$v_g$	$u_f$	$u_g$	$h_f$	$h_{fg}$	$h_g$	$s_f$	$s_g$
0,04	28,96	1,0040	34,800	121,45	2415,2	121,46	2432,9	2554,4	0,4226	8,4746
0,06	36,16	1,0064	23,739	151,53	2425,0	151,53	2415,9	2567,4	0,5210	8,3304
0,08	41,51	1,0084	18,103	173,87	2432,2	173,88	2403,1	2577,0	0,5926	8,2287
0,10	45,81	1,0102	14,674	191,82	2437,9	191,83	2392,8	2584,7	0,6493	8,1502
0,20	60,06	1,0172	7,649	251,38	2456,7	251,40	2358,3	2609,7	0,8320	7,9085
0,30	69,10	1,0223	5,229	289,20	2468,4	289,23	2336,1	2625,3	0,9439	7,7686
0,40	75,87	1,0265	3,993	317,53	2477,0	317,58	2319,2	2636,8	1,0259	7,6700
0,50	81,33	1,0300	3,240	340,44	2483,9	340,49	2305,4	2645,9	1,0910	7,5939
0,60	85,94	1,0331	2,732	359,79	2489,6	359,86	2293,6	2653,5	1,1453	7,5320
0,70	89,95	1,0360	2,365	376,63	2494,5	376,70	2283,3	2660,0	1,1919	7,4797
0,80	93,50	1,0380	2,087	391,58	2498,8	391,66	2274,1	2665,8	1,2329	7,4346
0,90	96,71	1,0410	1,869	405,06	2502,6	405,15	2265,7	2670,9	1,2695	7,3949
1,00	99,63	1,0432	1,694	417,36	2506,1	417,46	2258,0	2675,5	1,3026	7,3594
1,50	111,4	1,0528	1,159	466,94	2519,7	467,11	2226,5	2693,6	1,4336	7,2233
2,00	120,2	1,0605	0,8857	504,49	2529,5	504,70	2201,9	2706,7	1,5301	7,1271
2,50	127,4	1,0672	0,7187	535,10	2537,2	535,37	2181,5	2716,9	1,6072	7,0527
3,00	133,6	1,0732	0,6058	561,15	2543,6	561,47	2163,8	2725,3	1,6718	6,9919
3,50	138,9	1,0786	0,5243	583,95	2546,9	584,33	2148,1	2732,4	1,7275	6,9405
4,00	143,6	1,0836	0,4625	604,31	2553,6	604,74	2133,8	2738,6	1,7766	6,8959
4,50	147,9	1,0882	0,4140	622,25	2557,6	623,25	2120,7	2743,9	1,8207	6,8565
5,00	151,9	1,0926	0,3749	639,68	2561,2	640,23	2108,5	2748,7	1,8607	6,8212
6,00	158,9	1,1006	0,3157	669,90	2567,4	670,56	2086,3	2756,8	1,9312	6,7600
7,00	165,0	1,1080	0,2729	696,44	2572,5	697,22	2066,3	2763,5	1,9922	6,7080
8,00	170,4	1,1148	0,2404	720,22	2576,8	721,11	2048,0	2769,1	2,0462	6,6628
9,00	175,4	1,1212	0,2150	741,83	2580,5	742,83	2031,1	2773,9	2,0946	6,6226

Fuente. Carbajal, G(2014), Tópicos de Transferencia de calor.

#### 3.1.2 El etil éster residual:

El aceite de pescado es un subproducto que es alimentado vía filtración hacia el reactor de esterificación y calentamiento con sistema de agitación en paralelo se prepara el catalizador con agitación y recirculación para asegurar una completa dilución, luego el catalizador es bombeado lentamente al reactor de transesterificación donde se da la reacción formándose un éster de ácido graso y liberándose glicerol, la reacción continúa por una hora aproximadamente luego del cual la totalidad de la mezcla es pasada por el separador centrífugo obteniéndose dos fases: el etil éster y el glicerol, el etil éster debe ser calentado hasta mínimo 60 °C situación que no se ha logrado alcanzar ya que la temperatura más alta es

50°C para luego enviarse al reactor de lavado y secado y el glicerol es enviado al tanque de almacén . El etil éster es lavado luego con agua caliente para eliminar restos de jabones luego de los cuales es secado al vacío y enviado al tanque de almacén. Esta situación de no tener la temperatura óptima superior a los 60°C ocasiona que haya mayores cantidades de jabones presente en el etil éster generando problemas en esta etapa final y acarreando tiempo y costos operativos.

### 3.2 Equipos

Los equipos están conformados por tanques, filtros, motor reductor, insumos químicos y red de tuberías que conforman la planta de refinado de aceite, además que el estudio se ha orientado a los elementos que participan en el intercambio de calor cuando se requiere calentar el etil éster residual hasta su temperatura de operación 60 °C. Los componentes de la planta se resumen a continuación.



Figura 16: Reactor de almacenamiento de ácido sulfúrico

Fuente: Empresa D oil Quality S.A.C



Figura 17: Tanque con motorreductores instalados  
Fuente: Empresa D oil Quality S.A.C



Figura 18: Torre barométrica  
Fuente: Empresa D oil Quality S.A.C

### 3.3 Métodos

#### Aspecto metodológico

Según lo definido por Hernández Sampieri, los estudios correlacionales tienen como propósito medir el grado de relación que exista entre dos o más conceptos o variables, miden cada una de ellas y después, cuantifican y analizan la vinculación. Tales correlaciones se sustentan en hipótesis sometidas a prueba.

En ese contexto se estudiarán los parámetros operativos del intercambiador de calor de tubo y coraza que actualmente opera en planta y también la propuesta de un intercambiador de placas. La variable de estudios es común para ambos equipos y se obtendrán datos de temperaturas, flujos másicos y caída de presión en ambos fluidos con lo cual se podrá hacer el trabajo de comparar resultados y obtener una propuesta de diseño óptimo con el nuevo intercambiador (de placas), como sustituto para operar con las nuevas prestaciones de servicio en el calentamiento del etil éster (buscando elevar la temperatura de salida de 50°C a 60°C).

### **Optimización del diseño del intercambiador de calor de placas**

La optimización del diseño se inicia por la información de flujos másicos y temperaturas que se tiene, conociendo que la temperatura de calentamiento actual no es suficiente, en ese sentido el flujo másico de aceite se considera constante en la operación y el incremento de flujo de agua caliente es la posible solución, considerando además la salida de temperatura del agua caliente.

De una vez obtenida los valores de temperatura en hoja de cálculo, se procederá seleccionar el tipo de intercambiador de placas y sus componentes, especificando que el área de transferencia, así como el arreglo y las dimensiones de sus partes y accesorios deberán de cumplir en operación el alcance de los 60°C en la temperatura final del etil éster residual.

Las etapas para la investigación se encuentran ordenadas en los siguientes pasos:

#### **En intercambiador de tubo y coraza**

- Recopilación de datos de temperaturas de los fluidos que ingresan y salen del intercambiador de calor actual (tubo y coraza).
- Balance térmico y obtención de flujos másicos.
- Análisis de los parámetros operativos y temperatura final de etil éster residual.

#### **Para intercambiador de placas**

- Cálculo del nuevo flujo másico de agua caliente considerando calentamiento hasta 60°C.

- Determinación de las variables operativas del intercambiador de placas.
- Selección de componentes y arreglos.
- Verificación de parámetros fluido dinámicos
- Análisis de caso
- Selección del intercambiador
- Propuesta final

Se utilizará el diseño pre-experimental.

Cuadro 02. Variables de diseño según tipo de investigación.

<b>Entrada A1</b>	<b>Proceso X</b>	<b>Salida A2</b>
variable independiente	estimulo	variable dependiente
Características del intercambia	Transferencia de calor	Temperatura de salida de e éster residual

Fuente. Elaboración propia

Dónde:

A<sub>1</sub> : Características del intercambiador de calor

X : Transferencia de calor

A<sub>2</sub> : Temperatura del etil éster residual

### 3.4 Población y muestra

Población y muestra: La población y muestra es única y está conformada por el intercambiador de calor de la planta refinadora D' Oli Quality S.A.C

### 3.5 Técnicas e instrumentos

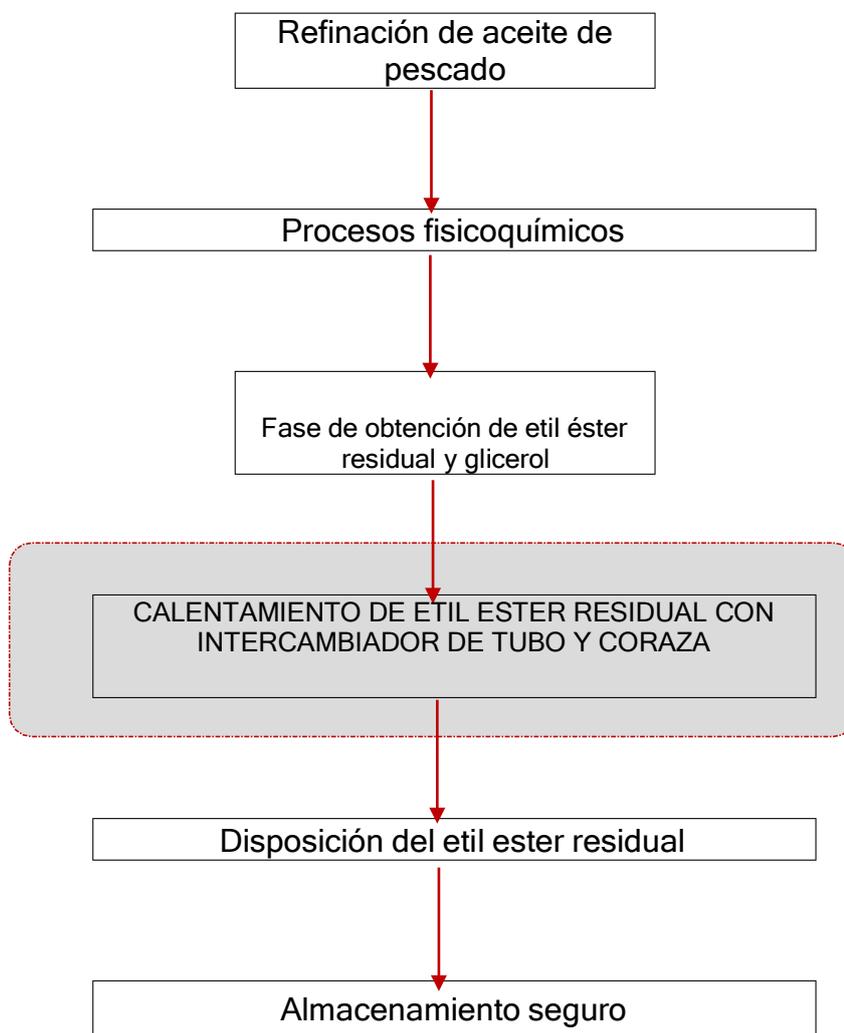
Se empleará la observación como técnica, a partir de la información que se obtenga de la inspección del proceso de refinación del aceite de pescado en planta, centrado en el proceso de calentamiento en la etapa de transeresificación. El instrumento a emplear considera un formato de registro de datos para temperaturas, también se hará uso de técnicas estadísticas para el tratamiento de los datos del diseño asimismo se empleará catálogos y manuales de fabricantes de intercambiadores de placa plana.

Cuadro 03. Datos de metodología según tipo de variables de investigación.

Variable de estudio	Dimensión	Parámetros	Indicadores
V.I Diseño optimo	Estándares internacionales y normas nacionales	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ Número de placas</li> <li>○ Espesor de placas</li> <li>○ Distancia entre placas</li> <li>○ Material de placas</li> </ul>	Tipo o modelo de diseño sugerido
V.D Calentamiento de etil ester residual	Transferencia de calor	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ Temperatura de etil e residual</li> <li>○ Flujo másico</li> <li>○ Densidad</li> <li>○ Velocidad</li> <li>○ Caída de presión</li> </ul>	Temperatura constante de operación

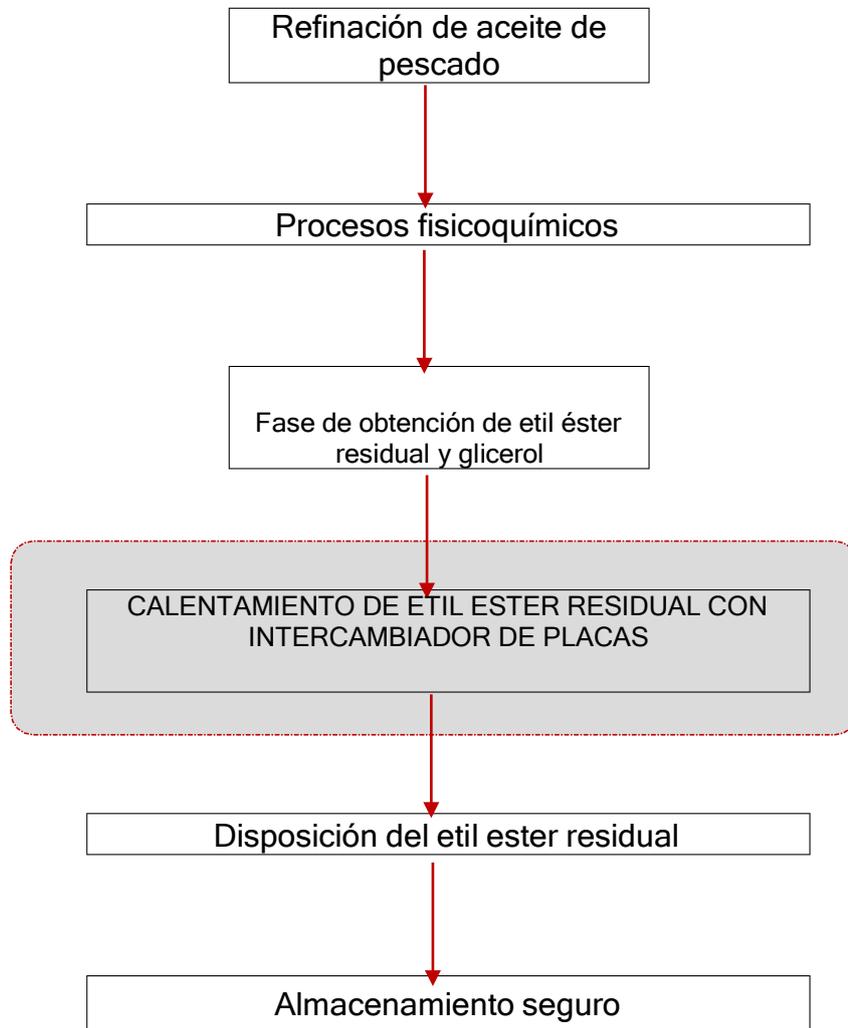
Fuente. Elaboración propia

### 3.6 Diagrama de flujo de planta refinadora de aceite con sistema de calentamiento actual



Fuente: Elaboración propia.

3.7 Diagrama de flujo considerando propuesta de diseño de intercambiador de placas



Fuente: Elaboración propia

### 3.8 Metodología ejecutada en hoja de cálculo

**Paso 01.** Cálculo de la carga de calor: Q

$$Q = m * C_p * (T_1 - T_2)$$

**Paso 02.** Cálculo de la temperatura de salida del fluido frío:  $t_2$

$$t_2 = t_1 - \frac{Q}{m * C_p}$$

**Paso 03.** Determinación de las propiedades físicas de los fluidos a su respectiva temperatura media.

**Paso 04.** Determinar el tipo de intercambiador de calor

**Paso 05.** Fijar las resistencias a la incrustación

**Paso 06.** Calcular la temperatura media logarítmica

**Paso 07.** Calcular el número de unidades de cada fluido: HTU

$$\text{Fluido caliente: } HTU = \frac{T_1 - T_2}{\Delta T_{ML}}$$

$$\text{Fluido frío: } HTU = \frac{t_2 - t_1}{\Delta T_{ML}}$$

**Paso 08.** Suponer un valor de U (referencia anexos)

**Paso 09.** Calcular un área provisional requerida:  $A_0$

**Paso 10.** Fijar el tipo y característica de las placas.

**Paso 11.** Determinar el número de placas térmicas  $N_p$  y número total de canales :( $N_c$ )

$$N_p = \frac{A_0}{2 * A_p}$$

$$N_c = N_p + 1$$

**Paso 12.** Determinar el número de canales:  $n_p$

$$n_p = \frac{V}{v} \quad \text{donde: } v: \text{ caudal/canal}$$

**Paso 13.** Determinar el arreglo del intercambiador, número de pasos y número de canales paralelo paso:  $n_p$

**Paso 14.** Determinar el factor térmico

**Paso 15.** Calcular los coeficientes de película para cada uno de los fluidos como función del número de Reynolds.

a) Para el flujo en serie (cada fluido pasa como una simple corriente a través de los canales).

$$Re = \frac{(D_e * G)}{\mu}$$

b) Para el flujo en paralelo (flujo dividido en varias subcorrientes).

$$Re = \frac{D_e * (G/n_p)}{\mu}$$

**Paso 16.** Calcular el coeficiente total de transferencia de calor.

**Paso 17.** Calcular el área total necesaria para la transferencia de calor  $A_0$

$$A_0 = \frac{Q}{U_0 * \Delta TML * F_t}$$

Se compara con el área disponible o de diseño :  $A_d$

$A_d$ , debe ser mayor que  $A_0$  (el exceso no debe ser mayor del 15%).

**Paso 18.** Verificar las caídas de presiones  $\Delta P$  para cada fluido.

**CAPITULO IV**  
**DISCUSIONES Y RESULTADOS**

#### 4.1 Evaluación del intercambiador de calor de tubos y coraza

Actualmente el proceso de refinación se sostiene con la operación de un intercambiador de calor de tubos y coraza, la operación como tal presenta problemas técnicos en el calentamiento del etil éster residual que se extrae de la fase de separación de la borra de aceite, según las especificaciones de la producción se requiere que este derivado se caliente hasta 60°C para volatilizar algunos componentes luego se enfría a proceso natural en reposo para su almacenamiento.

##### Intercambiador de calor de tubo y coraza

- Pasos por coraza : 1
- Pasos por los tubos : 2

##### Datos del intercambiador de calor

Cuadro 04: Datos recopilados de inspección a intercambiador de calor en planta

Datos constructivos del intercambiador de tubo y coraza					
Pasos por coraza	Pasos por los tubos	Nº de tubos	Diam. De tubos en pulgadas	Longitud de tubos	Material
1	2	160	1/2	1.5 m	Acero inoxidable

Fuente: Elaboración propia

##### Temperaturas promediadas que se han registrado durante el servicio en la etapa que se produce etil éster residual.

Cuadro 05. Promedios de temperaturas de operación del intercambiador de tubo y coraza

Nº	Hora de medición	Temperatura Etil ester entrada	Temperatura Etil ester a la salida	Temperatura Agua caliente de entrada	Temperatura Agua caliente a la salida
Promedio		20°C	50°C	80°C	40°C

Fuente: Elaboración propia

Calculando la temperatura media

$$T = \frac{T_{c1} + T_{c2}}{2}$$

$$T = \frac{80^{\circ}\text{C} + 40^{\circ}\text{C}}{2} = 60^{\circ}\text{C}$$

Hallando diferenciales de temperaturas

$$\Delta T_1 = 80^\circ\text{C} - 50^\circ\text{C} = 30^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 40^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C} = 20^\circ\text{C}$$

Reemplazando para calcular la temperatura media logarítmica

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{30 - 20}{\ln\left(\frac{30}{20}\right)} = 24.66^\circ\text{C}$$

Obteniendo el factor de corrección P/F

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{T_{f2} - T_{f1}}{T_{c1} - T_{f1}} = \frac{50 - 20}{80 - 20} = 0.49$$

$$R = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{T_{f2} - T_{f1}}{T_{c1} - T_{f1}} = \frac{80 - 40}{50 - 20} = 1.33$$

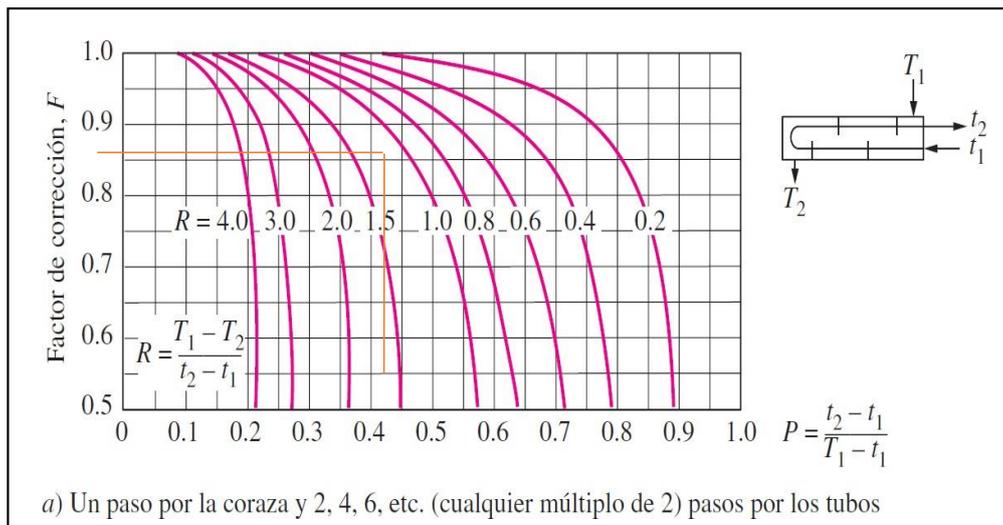


Figura 19. Diagrama de factor de corrección  
Fuente: Yunus y Cengel , Transferencia de calor y masa(3era edición)

Para tipo de intercambiador de calor de un paso por la coraza y dos pasos por los tubos, se tiene una lectura de:

$$F = 0.87$$

Cálculo del área de transferencia de calor

$$A_S = N * \pi * D * L$$

$$A_S = 160 * \pi * 0.0157\text{m} * 1.5\text{m}$$

$$A_s = 11.837\text{m}^2$$

Evaluando el coeficiente global de transferencia de calor U

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h^f} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2 * \pi * k * L} + \frac{1}{h^c} + R_f$$

Cuadro 06.

Fluido	Resistencia, $r = (\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$	
	$v > 1,2 \text{ m/s}$	$v < 1,2 \text{ m/s}$
Agua de río	0,0008 ----	0,0033
Agua de mar	0,0033 ----	0,0100
Agua de enfriamiento (torres)	0,0020 ----	0,0033
Agua potable (blanda)	0,0002 ----	0,0033
Agua potable (dura)	0,0005 ----	0,0100
Condensado	0,0002 ---	0,0067
Vapor (libre de aceite)	0,0001 ----	0,0025
Vapor (con trazas de aceite)	0,0002 ----	0,0050
Salmuera	0,0002 ----	0,0033
Aire y gases industriales	0,00067 ----	0,0020
Gases de chimenea	0,0002 ----	0,0050
Vapores orgánicos	0,00020	
Líquidos orgánicos	0,00020	
Hidrocarburos ligeros	0,00020	
Hidrocarburos pesados	0,00050	
Orgánicos en ebullición	0,00040	
Orgánicos condensando	0,00020	
Fluidos de transferencia de calor	0,00020	
Soluciones acuosas de sales	0,00020 --	0,0033

Figura 20. Valores de resistencia por tipo de fluido.

Fuente. Manual, Moncada Albitres

Del cuadro anterior se obtiene  $r = 0.00020 \frac{\text{W}}{(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}}$ , reemplazando en la ecuación siguiente.

Los tubos del intercambiador de calor son de 1/2 pulgada, cédula 40 y sus diámetros externos e internos se obtienen de la siguiente tabla.

Cuadro 07. Especificaciones técnicas de tuberías para transporte de fluidos.

Tamaño tubo Nominal-pulg	Diámetro exterior- pulg	Espesor de las paredes en pulgadas según número de catalogo									
		10	20	30	40	60	80	100	120	140	160
1/8	0.405				0.068		0.095				
1/4	0.540				0.088		0.119				
3/8	0.675				0.091		0.126				
1/2	0.840				0.109		0.147				0.187
3/4	1.050				0.113		0.154				0.218

Fuente. Catálogo de tuberías para conducción de vapor.

Se obtienen de los diámetros correspondientes

$$D_{\text{ext}} = 0.840 \text{ pulgadas}$$

$$D_{\text{int}} = D_{\text{ext}} - 2 * (\text{espesor})$$

$$D_{\text{int}} = 0.840 \text{ pulgadas} - 2 * (0.109 \text{ pulgadas})$$

$$D_{\text{int}} = 0.622 \text{ pulgadas}$$

El valor de la conductividad térmica  $k$  equivale a  $346 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ , según manual técnico de intercambiadores de calor para acero de Moncada Albitres, UNT. Los valores de coeficientes convectivos internos y externos son valores aproximados según Yunus y Cengel, capítulo intercambiadores de calor tubo y coraza, pág.

Reemplazando

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{2.5 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2\text{ }^\circ\text{K}}} + \frac{\ln\left(\frac{0.840 \text{ pulg}}{0.622 \text{ pulg}}\right)}{2 * \pi * 0.346 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2\text{ }^\circ\text{K}} * 1.5 \text{ m}} + \frac{1}{1.6 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2\text{ }^\circ\text{K}}} + 0.00020$$

$$U = 0.694765 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2\text{ }^\circ\text{K}}$$

$$U = 694.765 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^\circ\text{K}}$$

El valor obtenido está dentro de los límites recomendados para intercambiadores de calor de tubo y coraza según el manual de intercambiadores de calor de Moncada Albitres.

Cálculo del flujo de calor

$$Q = U * A_s * F * \Delta T_{ML}$$

$$Q = 694.765 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^\circ\text{K}} * 11.837 \text{ m}^2 * 0.87 * 24.66^\circ\text{C}$$

$$Q = 176437.9099 \text{ W}$$

$$Q = 176.43 \text{ kW}$$

Calculo del flujo másico de etil éster residual

$$Q = m_{\text{etil}} * C_{p,\text{etil}} * (T_{f2} - T_{f1})$$

$$m_{\text{etil}} = \frac{Q}{C_{p,\text{etil}} * (T_{f2} - T_{f1})} = \frac{176.43 \text{ kW}}{1.88 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * (50 - 20)^\circ\text{C}}$$

$$m_{\text{etil}} = 3.12 \text{ Kg/s}$$

Cálculo del flujo másico de agua caliente

$$Q = m_{\text{agua}} \cdot C_{\text{agua}} \cdot (T_{C1} - T_{C2})$$

$$m_{\text{agua}} = \frac{Q}{C_{\text{agua}} \cdot (T_{C1} - T_{C2})} = \frac{176.43 \text{ kW}}{4.184 \frac{\text{KJ}}{\text{KgK}} \cdot (80 - 40)^\circ\text{C}}$$

$$m_{\text{agua}} = 1.054 \text{ Kg/s}$$

#### 4.2 Cálculo de la caída de presión a través de tubos

Considerando la velocidad recomendada para el interior de los tubos cuando se trata de un fluido líquido la velocidad oscila entre 1 a 2 m/s y como máximo 4 m/s si se requiere para reducir las incrustaciones; agua 1,5 a 2,5 m/s y para lado del casco :0,3 a 1 m/s. (Luis Moncada Albitres, Guía de intercambiadores de calor UNT).

Se considerará las siguientes velocidades:

- En casco o carcaza: 0.5 m/s
- En tubos: 2 m/s

Tomando la ecuación de caída de presión del manual de diseño de intercambiadores de calor (tubo y coraza de Moncada Albitres, pág: 73).

Por lo tanto, se tiene:

$$\Delta P = N_p \left( \left[ 8 \cdot f \left( \frac{L}{D} \right) \frac{\mu}{\mu_w} \right] + 2.5 \right) \cdot \frac{\rho \cdot v_t^2}{2} \quad \left( \frac{N_z}{m} \right)$$

Reemplazando se tiene

$N_p$ : Numero de pasos por los tubos	2
F: factor de fricción	: $2.5 \cdot 10^{-3}$
L: Longitud de las tuberías (m)	: 1.50 m
D: Diámetro interno de la tubería, considerando tubo de 1/2 pulgada.	: 0.01579 m
$\rho$ : Densidad del etil éster residual a la temperatura promedio de circulación:	998 Kg/m <sup>3</sup>
$v_t$ : Velocidad del etil ester al interior de las tuberías (m/s)	: 1.5 m/s
$\mu$ : Viscosidad en el medio del fluido	: aproximado
$\mu_w$ : Viscosidad en la pared interna del tubo	: aproximado

Del diagrama de Moody se obtiene el factor de fricción

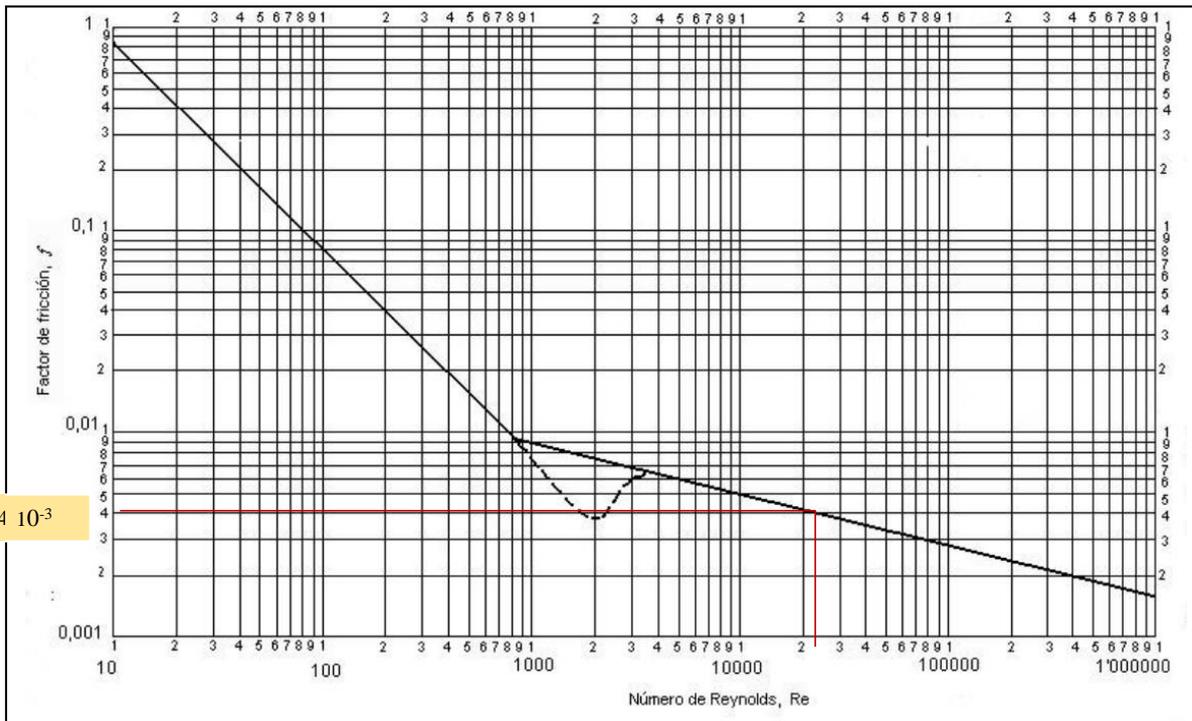


Figura 21. Diagrama para lectura de factor de fricción

Calculo del número de Re

$$Re = \frac{\rho * v * D}{\mu}$$

$$Re = \frac{998 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 1.5 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.01579\text{m}}{0.001002 \frac{\text{Kg}}{\text{ms}}} = 23590.449$$

$$Re = 2.3590 * 10^4$$

Del diagrama de Moody se tiene

Reemplazando se tiene

$$\Delta P = 2 \left( [8 * 4 * 10^{-3} * \left( \frac{1.5\text{m}}{0.01579\text{m}} \right) (1)] + 2.5 \right) * \frac{998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * (1.5 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2}$$

$$\Delta P = 12439.842 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 12.439 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

$$\Delta P = 12.439 \text{ kPas (Aceptable)}$$

### 4.3 Cálculo de la caída de presión por lado de la coraza

Determinando el número de Re, en el lado del agua en la coraza

Las propiedades se buscan a la temperatura media de 60 °C, de tablas para agua se tiene.

$$Re = \frac{\rho * v * D}{\mu}$$

$$Re = \frac{983.3 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.50\text{m}}{0.000467 \frac{\text{Kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}} = 526391.86$$

$$Re = 5.26391 * 10^5$$

Ubicando el factor de fricción a través del diagrama de Moody se tendrá una lectura de.

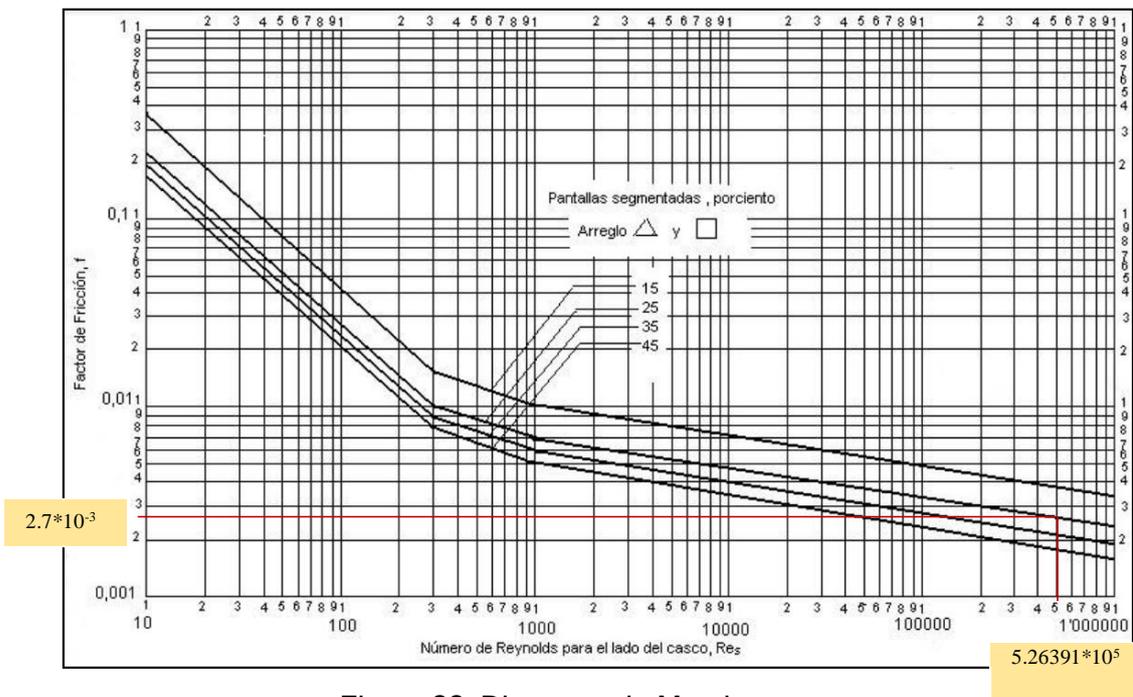


Figura 22. Diagrama de Moody

Se lee el factor de fricción

$$f = 2.7 * 10^{-3}$$

Luego se evalúa la caída de presión tomada de manual de diseño de intercambiador de tubo y coraza, Moncada Albitres.

$$\Delta P = N_p \left( \left[ 8 * f \left( \frac{L}{D} \right) \frac{\mu}{\mu_w} \right] + 2.5 \right) * \frac{\rho * v_t^2}{2} \left( \frac{N_z}{m} \right)$$

Reemplazando se tiene

$$\Delta P = 1 \left( [8 * 2.7 * 10^{-3} \left( \frac{1.80 \text{m}}{0.50 \text{m}} \right) (1)] + 2.5 \right) * \frac{983.3 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * (0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2} \quad \left( \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)$$

$$\Delta P = 1.3168 * 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

#### 4.3.1 Costos generados por operación del intercambiador de tubo y coraza

Potencia requerida para bombeo del etil éster.

Primero se calculará la potencia requerida de bombeo a la vez que se comprueba con el de la bomba que se tiene en planta actual.

$$W_{\text{bombeo}} = \frac{m_{\text{aceite}} * \Delta P_L}{\rho_{\text{etil,ester}}}$$

$$W_{\text{bombeo}} = \frac{3.12 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * 1.316 * 10^5 * \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{998 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} = 98.78 \text{ W}$$

$$\dot{W}_{\text{bombeo}} = 411.41 \text{ W}$$

Convirtiendo a HP

$$W_{\text{bombeo}} = 411.41 \text{ W} * \frac{\text{HP}}{746 \text{ W}} = 0.5514 \text{ HP}$$

En la planta se dispone actualmente de una bomba de 3/4 Hp que equivale a 0.75 HP o 560 kW como se determinó en el cálculo.

#### 4.3.2 Costo de bombeo

Para una condición de operación dada, el costo total de bombeo ( $C_{AB}$ ) por unidad de tiempo, está dado por la siguiente ecuación:

$$E(\text{Wh}) = 560 \text{ W} * 10 \frac{\text{h}}{\text{día}} = 5.600 \frac{\text{kWh}}{\text{día}}$$

Luego el costo de la energía en un año será de:

El costo de energía para el tipo de tarifa industrial MT3, tiene un costo de energía activa en horas fuera de punta es 0.1323 S/kWh, considerando que la bomba de aceite opera 10 horas en un ciclo de operación diaria, durante 10 meses de operación al año, se tendrá.

$$\text{Costo}_{\text{anual}} = 5.600 \frac{\text{kWh}}{\text{día}} * 0.1323 \frac{\text{S/}}{\text{kWh}} * \frac{30 \text{ días}}{\text{mes}} * 10 \frac{\text{meses}}{\text{año}}$$

$$\text{Costo}_{\text{anual}} = \text{S}/222.264 \text{ año}$$

### Calculo de costo de generación de vapor

Se requiere calcular el costo de generación de vapor para obtener la cantidad de vapor que se condensa y que retorna al tanque de recuperación de donde se extrae el agua caliente a 80°C para abastecer al intercambiador de tubo y coraza, según los criterios técnicos, se tiene el siguiente cuadro

Combustible	PCS [kJ/kg]	$\eta$ [%]	Precio [US\$/MMBTU]	Precio [\$/kg]
Petróleo 6	43124	83	10.0	220
Petróleo 5	43124	83	10.0	225
Petróleo 2	45636	85	15.0	367
Gas natural	38627	80	12.5	319
Gas licuado	44105	80	13.0	284
Carbón	27632	80	6.0	85
Pellets	18003	85	7.6	70
Chips	13636	70	5.7	40

Fuente: Thermal, Engineering Ltda.

Considerando datos para el petróleo 5 que equivale al petróleo residual 500, se tendrá:

- Caldera de potencia térmica: 250 BHP
- Producción de vapor: 3.2 Ton/h
- Presión de trabajo: 7 bar
- Combustible: R-500
- Temperatura de agua alimentación: 70°C
- $h_v$ : entalpía de vapor saturado a la presión de caldera
- $h_f$ : entalpía a la temperatura de agua de alimentación

Consumo de combustible

$$m_{\text{comb}} = \frac{m_{\text{vapor}}(h_v - h_f) *}{PCS * \eta}$$

$$m_{\text{comb}} = \frac{3200(2768 - 365)}{43124 * 0.85} = 209.78 \text{ Kg/h}$$

El costo de vapor se determina mediante la fórmula propuesta por Thermal, Engineering Ltda.

$$P_{\text{Vapor}} = \frac{(h_v - h_f)}{PCS * \eta} * PC * 100 + P_Q + A + EE + OM$$

Donde: se consideran los siguientes costos mensuales para la operación de la caldera

PV : costo de vapor \$/kg vapor

Pc : precio de combustible (\$/kg combustible) 0.41 \$/kg

PQ : Costo de consumo de productos químicos (\$/kg vapor) 0.35 \$/kg

A : costo de consumo de agua (\$/kg vapor) 0.65\$/kg

EE: Costo de consumo de energía eléctrica (\$/kg vapor) 0.43\$/kg

OM: Costo de operación y mantenimiento (\$ /kg vapor) 0.70\$/kg

Reemplazando se tiene el costo del vapor producido al mes

$$\text{Precio}_{\text{Vapor}} = \frac{(h_{\text{vapor}} - h_{\text{agua}})}{PCS * \eta} * PC * 100 + P_Q + A + EE + OM$$

$$\text{Precio}_{\text{Vapor}} = \frac{(2768 - 265)}{43124 * 0.85} * 0.60 * 100 + 0.35 + 0.65 + 0.43 + 0.7$$

$$P_{\text{Vapor}} = 6.22 \text{ $/kg mensuales en dólares}$$

$$\text{Punitario}_{\text{Vapor}} = 22.516 \frac{\text{Soles}}{\text{Kg}} \text{ mensuales en soles}$$

Luego el costo diario se obtiene

$$\text{Punitario}_{\text{vapor}} = 22.516 \frac{\text{Soles}}{\text{Kg mensual}} * \frac{1 \text{ mes}}{30 \text{ dias}} = 0.7505 \frac{\text{soles}}{\text{kg diario}}$$

Según el autor, el porcentaje de vapor dirigido a sistemas de condensación para calentamiento de agua de alimentación equivale al mismo costo, aplicando el criterio se tendría 0.75 soles por kilogramo diario de agua caliente a 80°C, sin embargo, este costo es elevado considerando que el margen para intercambiadores de calor está en el orden de 0.26 soles el kg diario, según el manual de Thermal, Engineering Ltda.

Por lo tanto, se ha determinado la justificación técnica y económica para evaluar la operación mediante un intercambiador de placas, que aprovecha mayor área de transferencia de calor.

Actualmente en la etapa de producción aceite refinado se ha observado que el etil éster residual no llega a la temperatura deseada de calentamiento de 60 °C, sino más bien solo hasta 50°C no se logra evaporar ciertos componentes volátiles como humedad y otros radicales aromáticos, en ese sentido se tiene presente que el calentamiento no debe superar los 70°C debido a que el efecto corrosivo puede generar problemas en cualquier intercambiador de calor. También se ha considerado los efectos viscosos ocasionados en el etil éster residual cuando este opera con el intercambiador de tubo y coraza, debido a que no llegaba a su temperatura óptima el fluido generaba mayor resistencia y por consiguiente efectos sobre la presión. Sin embargo, esta condición se resuelve al elevar la temperatura 10°C consiguiendo la fluidez adecuada.

#### **4.4 Sobre los flujos máscicos de agua caliente y etil éster residual en el intercambiador de calor.**

Como se observa se tiene que el flujo máscico de etil éster residual es de 3,12 Kg/s y la del agua caliente de 1,054 Kg aproximadamente en una relación de 3 a 1, en estas condiciones sería una solución inmediata sería incrementar el flujo máscico de agua caliente hasta aproximarlo en una relación de 3 a 2 respecto a la del agua caliente, con la posibilidad también de afectar su temperatura obteniendo así un valor inferior a los 50°C que ya se tiene actualmente.

#### **Tanque de agua caliente**

El agua caliente que se tiene se dispone de un tanque con aislamiento térmico de recuperación que proviene de la condensación del vapor que se usa para calentamiento del aceite crudo en la primera etapa, el aceite se calienta hasta 55°C y es removido por motor reductores con el fin de uniformizar su textura y calentarlo para eliminar agua, ese vapor saturado se colecta en un tanque a la que llega como condensado caliente y se dispone para recircularse para el calentamiento del etil éster residual.

#### **4.5 Alternativa de diseño optimizando las características de un intercambiador de calor de placas**

## Elección del intercambiador de placas

Si bien es cierto un intercambiador de placas ofrece mayor área de transferencia y se consigue con este altos coeficientes globales elevados, existe la posibilidad de que en las placas se genere una película de etil éster residual que a la vez haga de resistencia térmica al paso del calor desde el agua caliente , para ello el diseño debe contemplar una velocidad adecuada del etil éster a fin de que no genere depósitos o película de resistencia sobre la placa y a la vez asegure que los efectos de la corrosión los afecte, en cuestión de mantenimiento, el intercambiador de placa permite acceder a todas sus partes para fines de limpieza siendo posible usar soluciones o agua desmineralizada a presión para remover incrustaciones considerando también que el flujo másico de agua caliente es limitado .

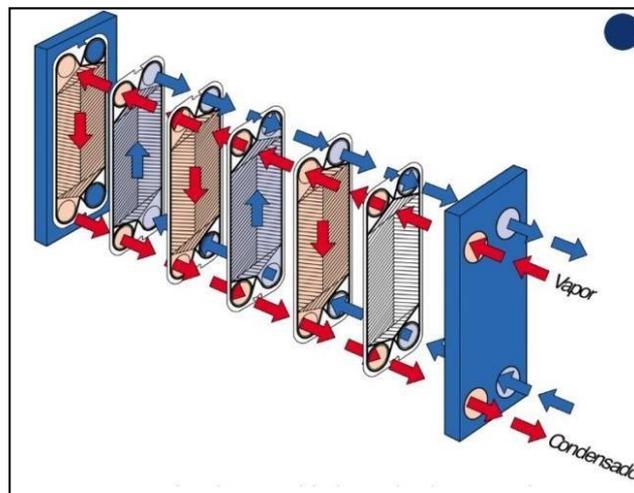


Figura 23. Intercambiador de placas  
Fuente. Catálogo Spirax sarco (2020)

### 4.6 Consideraciones térmicas de los fluidos

Para el régimen de fluido se establecen datos de temperatura de entrada a 20 °C para etil éster residual y a 80 °C para el agua caliente, la temperatura deseada para el etil éster residual es de 60 °C..

### Propiedades físicas de los fluidos

Cuadro 08. Propiedades físicas de los fluidos.

Temperatura Etil éster entrada	Temperatura Etil éster a la salida	Temperatura Agua caliente de entrada	Temperatura Agua caliente a la salida
20 °C	T <sub>f2</sub>	80 °C	T <sub>c2</sub>

Fuente. Elaboración propia

Requerimiento de calor para calentar el aceite desde 20°C hasta 60 °C necesarios para iniciar la volatilización de compuestos en el etil éster.

$$Q = \dot{m} * c_p * (T_{f2} - T_{\text{entrada etil ester}})$$
$$Q = 3.12 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 1.88 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} * (60 - 20)^\circ\text{C}$$

$$Q = 234.624 \text{ kW}$$

La temperatura promedio de entrada del agua caliente es de 80 °C , respecto al flujo másico de agua de caliente 1.054 Kg/s que se mantuvo en el uso del intercambiador de tubo y coraza , se deberá de elevar sabiendo de que el sistema solo puede entregar esta cantidad, y sobre este valor se estimará hasta cuanto debe enfriarse.

$$234.624 = 1.054 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4.178 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} * (80^\circ\text{C} - T_{\text{salida agua}})$$

$$T_{\text{salida agua}} = 80^\circ\text{C} - \frac{234.624 \text{ kW}}{1.054 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4.178 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}} = 27^\circ\text{C}$$

Considerando un margen de 3°C para mantener el gradiente de diferencia entre la entrada de etil ester a 20°C y salida del agua caliente a : 27°C +3°C=30°C .

Si se mantiene los flujos másicos de aceite en 3,12 Kg/s y de agua caliente a 1.052 Kg/s entonces el intercambiador de placas deberá transferir calor desde los 80°C hasta enfriarse hasta 30 °C , para que el etil éster residual llegue hasta 60°C. En estas condiciones se evaluará los parámetros del intercambiador de placas para luego considerar el incremento de flujo másico de agua caliente al interior del equipo. Mediante iteraciones con hoja de cálculo elaborado en Micro Soft Excel, para compensar las nuevas necesidades que exige el intercambiador de placas.

Cuadro 09. Condiciones de operación con propuesta de intercambiador de placas.

Temperatura Etil ester entrada	Temperatura Etil ester a la salida	Temperatura Agua caliente de entrada	Temperatura Agua caliente a la salida
20 °C	60 °C	80 °C	30 °C

Fuente. Elaboración propia

Cuadro 10. Propiedades de los fluidos a nuevas temperaturas.

Etil éster residual	Agua
$T_m = (20\text{ }^{\circ}\text{C} + 60\text{ }^{\circ}\text{C})/2 = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_m = (80\text{ }^{\circ}\text{C} + 30\text{ }^{\circ}\text{C})/2 = 55\text{ }^{\circ}\text{C}$
$\mu = 0.2194 \frac{\text{Kg}}{\text{ms}} \approx 789.84 \frac{\text{Kg}}{\text{mh}}$	$\mu = 0.000504 \frac{\text{Kg}}{\text{ms}} \approx 1.8144 \frac{\text{Kg}}{\text{mh}}$
$\rho = 876.07 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$\rho = 985.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
$k = 0.1444 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$	$k = 0.649 \frac{\text{KW}}{\text{mK}}$
$C_p = 1,9636 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}}$	$C_p = 4.183 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}}$

Fuente. Elaboración propia

- **Resistencia a las incrustaciones**

Lado de etil éster residual  $r_A = 0,6 * 10^{-5} \left( \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}} \right)^{-1}$

Lado de agua caliente  $r_B = 0,86 * 10^{-5} \left( \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}} \right)^{-1}$

Valores tomados de manual de intercambiadores de calor, Moncada Albitres.

El valor para el etil éster se consideró como fuera de aceite por su procedencia.

- **Temperatura media logarítmica**

$$\Delta T_1 = 80^{\circ}\text{C} - 60^{\circ}\text{C} = 20^{\circ}\text{C}$$

$\Delta T_2 = 30^{\circ}\text{C} - 20^{\circ}\text{C} = 10^{\circ}\text{C}$  (Diferencia entre salida agua caliente y entrada etil éster)

Reemplazando se tiene

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{20 - 10}{\ln\left(\frac{20}{10}\right)} = 14.42^{\circ}\text{C}$$

#### 4.8 Número de unidades de transferencia para cada fluido: HTU

Fluido caliente, agua caliente  $HTU = \frac{T_1 - T_2}{\Delta T_{ml}} = \frac{80^{\circ}\text{C} - 30^{\circ}\text{C}}{14.42^{\circ}\text{C}} = 3.46$  (Placas corrugadas)

$$\text{Fluido frío, etil éster } HTU = \frac{t_2 - t_1}{\Delta T_{ml}} = \frac{60 - 20}{14.42^\circ C} = 2.77 \text{ (Placas corrugadas)}$$

$$HTU_{\text{Total}} = 3.46 + 2.77 = 6.23$$

Se hace la primera iteración :  $U_{\text{supuesto}} = 500 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$  (Tabla 4.2 según la tercera, quinta y séptima columna de coeficientes totales de transferencia de calor en intercambiadores de placas, para corroborar el método que después será optimizado en hoja de cálculo. 234.624 kW

#### 4.9 Área provisional requerida

El valor de U: 250 W/m<sup>2</sup>, es un valor de recomendación que entrega el fabricante tecnológico con lo cual se inician los cálculos, para luego recomprobar en adelante, esta etapa se evaluara en hoja de cálculo Excel.

$$A_0 = \frac{Q}{U \cdot \Delta T_{ml}}$$

$$A_0 = \frac{234624 \frac{J}{s}}{250 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 14.42^\circ C}$$

$$A_0 = 65.08 \text{ m}^2$$

Observando el área requerida inicial, se busca en el catálogo siguiente el área próxima el modelo P-14, con un área de intercambio máximo de 88 m<sup>2</sup>.

Tabla 01. Características de las placas estándar según proveedor.

Tabla 4.3.- Características de las placas standard "alfa laval"

TIPO	P 20	P 0	P 2	P 5	P 45	P 25	P 4	P 16	P 13	P 14	P 3	P 15
Ancho de las placas: mm	280	180	320	350	800	1000	844	1080	630	670	500	800
Area de intercambio/placa: m <sup>2</sup>	0,031	0,032	0,12	0,14	0,55	0,61	0,75	0,81	0,18	0,32	0,32	0,53
Número máximo de placas	175	75	250	200	350	600	500	300	318	275	400	320
Area de intercambio máx.:m <sup>2</sup>	5,4	2,4	30	28	193	366	375	243	57	88	128	170
Espesor de las placas : mm	0,5	0,6	0,6	0,8	0,6	1,0	0,6	1,1	0,9	0,7	0,6	1,0
Espacio entre placas: mm	1,6 - 1,8	2,5	3,0	2,8 - 3,0	4,9	4,9 - 5,2	2,7	4,7 - 5,3	3,0 - 3,2	5,0	3,0	5,0 - 5,3
Temperatura máxima °C												
- Elastómeros	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140
- Asbesto	280	280	280	-----	-----	-----	280	-----	-----	-----	280	-----
Flujo/canal: m <sup>3</sup> /h	0,05 - 0,15	0,14 - 0,25	0,45 - 0,7	0,36 - 0,9	3 - 5	4 - 10	1,1 - 2,5	5 - 12,5	0,9 - 2,2	1,8 - 2,9	0,7 - 1,25	1,45 - 4,0
Flujo total máximo: m <sup>3</sup> /h	2,5	11	50	16	125	450	260	400	30	140	140	65
Presión máx. de diseño: atm	10	16	16	10	12	12	12	6	11	16	16	11

Fuente. Elaboración propia

Se elige provisionalmente El modelo estándar P-14, cuyas características de sus accesorios son:

$$A_p = 0.32\text{m}^2 \text{ (área lateral de cada placa)}$$

$$b = 5.0 \text{ mm} \text{ (espacio entre placa)}$$

$$x = 0.7 \text{ mm} \text{ (espesor de las placas)}$$

$$w = 670 \text{ mm} \text{ (ancho de cada placa)}$$

**Número de placas térmicas  $N_p$  y número total de canales  $N_c$**

$$N_p = \frac{A_0}{A_p} = \frac{65.08\text{m}^2}{0.32 \text{ m}^2}$$

$$N_p = 203.37$$

Cumple con el número de placas máximo (<275 para modelo P-14)

**Número total de canales  $N_p$**

$$N_c = 203.37 + 1 \approx 205$$

$$N_c = 205 \text{ canales}$$

Número de canales paralelos por paso(número de canales en que debe dividirse el flujo),  $n_p$

$$n_p = \frac{V}{v}$$

Calculando V: flujo másico del etil éster residual en  $\text{m}^3/\text{h}$

$$V = 3.12 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \approx 11.232 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Se estima también su equivalente para el flujo de agua

$$1.054 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \approx 3.79 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

pero el método señala que se toma el mayor caudal y corresponde al etil éster residual.

De tablas 01. Características de las placas estándar según proveedor, ubicamos el rango de flujo por canal.

Se elige  $v = 1.8 \text{ m}^3/\text{h}$  canal (tomado de referencia  $v = 1.8 - 2.9 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ )

Para los cálculos se observa que el flujo másico del aceite a razón de  $11.232 \text{ m}^3/\text{h}$  es muy bajo, generaría estancamiento en las placas del intercambiador de calor, por lo que se considerara en adelante un flujo másico de hasta  $30 \text{ m}^3/\text{h}$

Reemplazando se tiene:

$$n_p = \frac{V}{v} = \frac{11.232 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{1.8 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}} = 6.24 \text{ canales}$$

(valor bajo respecto a que el máximo de placas para este modelo es de 275).

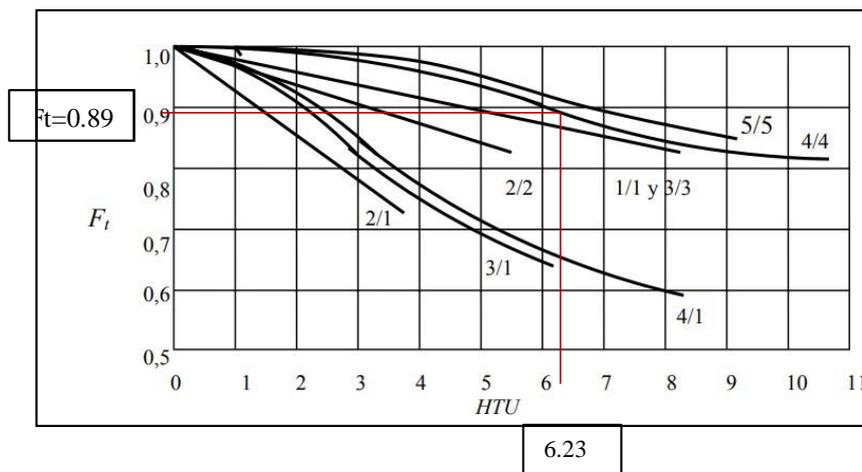
### Arreglo del intercambiador

$$\text{Número de pasos: } n = \frac{N_c}{2 * n_p} = \frac{205}{2 * 6} = 17$$

Unidad supuesta: Intercambiador de placas Alfa laval P-14, con 4 pasos para cada fluido y 6 canales por paso, con la que se obtiene:  $4 * 30 / 4 * 30$ .

$N_p = (4 * 30 + 4 * 30) - 1 = 239$  placas térmicas. (En el catálogo este tipo de intercambiador dispone de un máximo de 250 placas, por lo que si se cumple)

### 8.6 Factor térmico



Fuente. Manual de transferencia de calor, Moncada Albitres, L.

Del gráfico se obtiene

$$F_t = 0.89$$

- **Coeficientes de película para flujo en paralelo**

$$Re = \frac{D_e * \left(\frac{G}{n_p}\right)}{\mu}$$

a) Para el lado del etil éster residual

$$D_e = 2 * b = 2 * 3.0 * 10^{-3} \text{ m} = 6 * 10^{-3}$$

$$G = \frac{m}{a} \text{ (velocidad másica)} \quad (**)$$

El flujo másico que proviene del primer análisis con el intercambiador de tubo y coraza es muy bajo, por lo que un intercambiador de calor de placas tiene mayor área de transferencia por lo tanto un flujo másico bajo generaría estancamiento y problemas de presión, por lo tanto, se incrementará en las iteraciones siguientes.

$$m = 11.232 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * 876.07 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$m = 9840.018 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$a = a' * n_p$  (Área de sección transversal ofrecida por el conjunto de canales de cada paso)

$$a' = W * b = 320 * 10^{-3} \text{ m} * 3.0 * 10^{-3} \text{ m}$$

$$a' = 0.96 * 10^{-3} \text{ m}^2 \text{ (Área de sección transversal de un canal)}$$

Reemplazando en (\*\*), se tiene

$$a = a' * n_p$$

$$a = 0.96 * 10^{-3} \text{ m}^2 * 30 = 0.0288 \text{ m}^2$$

Hallando G:

$$G = \frac{m}{a} = \frac{9840.018 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{0.0288 \text{ m}^2} = 341667.29 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2 * \text{h}}$$

Evaluando el Reynolds

$$Re = \frac{D_e * \left(\frac{G}{n_p}\right)}{\mu}$$

$$Re = \frac{341667.29 \frac{Kg}{hm^2}}{6 * 10^{-3} \left(\frac{hm^2}{30}\right)} = \frac{72 \frac{Kg}{mh}}{72 \frac{Kg}{mh}} = 0.0865 < 400$$

Se obtiene un Re muy bajo debido al poco flujo másico que circularía en el intercambiador de placas.

### Cálculo del coeficiente convectivo

$$h = 0,742 * C_p * G(R_e)^{-0.62} * (P_r)^{-0.667} * \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$$

para flujo laminar consideraremos que las propiedades de la viscosidad en la frontera de pared y el centro del fluido son muy similares, entonces la viscosidad tendrá una relación de 1, esto se justifica debido al gradiente térmico logarítmico (cálculo de a 14, 42 °C) que desarrolla el intercambiador de calor.

$$h = 0,742 * 1,964 \frac{kJ}{kg^{\circ}C} * 324241.67 \frac{Kg}{hm^2} (0.0827)^{-0.62} * (2962)^{-0.667} * \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$$

$$h = 10914.35 \frac{kJ}{hm^2^{\circ}C}$$

$$h = 3031.76 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

b) Para lado de agua caliente

$$h_B = f(Re_B)$$

$$m = 3.79 \frac{m^3}{h} * 983.3 \frac{kg}{m^3}$$

$$m = 3726.707 \frac{kg}{h}$$

Cálculo de G:

$$G = \frac{m}{a} = \frac{3726.707 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{0.0288 \text{ m}^2} = 129399.548 \frac{\text{Kg}}{\text{hm}^2}$$

Evaluando el Reynolds

$$Re = \frac{D_e * \left(\frac{G}{n_p}\right)}{\mu}$$

$$Re = \frac{6 * 10^{-3} * \left(\frac{129399.548 \frac{\text{Kg}}{\text{hm}^2}}{30}\right)}{1.6812 \frac{\text{Kg}}{\text{mh}}} = 15.39$$

Calculando el coeficiente convectivo

$$h = 0,2536 \left(\frac{k}{D_e}\right) * (Re)^{0.65} * (Pr)^{0.4}$$

$$h = 0,2536 \left(\frac{0.654}{6 * 10^{-3}}\right) * (15.39)^{0.65} * (2.99)^{0.4}$$

$$h = 250.17 \frac{\text{kJ}}{\text{hm}^2\text{°C}}$$

$$h = 69.4 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}$$

Coefficiente total de transferencia de calor

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_A} + r_A + \frac{x}{k} + r_B + \frac{1}{h_B}$$

Reemplazando se tiene

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{3031.76 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}} + 0,6 * 10^{-5} \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}\right)^{-1} + \frac{0.7 * 10^{-3}}{346 \text{ m}^2\text{°C}} + 0,86 * 10^{-5} \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}\right)^{-1} + \frac{1}{69.4 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}}$$

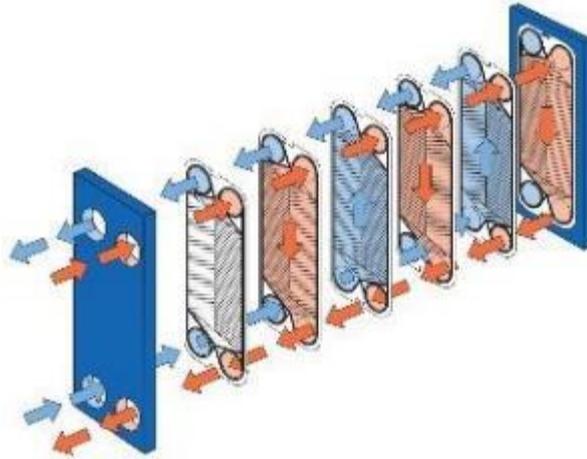
$$U = 67.77 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}$$

Se obtiene un valor de coeficiente global similar al que se obtuvo en el intercambiador de tubo y coraza, en esta situación las iteraciones permiten estimar parámetros en base a un valor recomendado de entrada en función al tipo de o modelo de placas ,en adelante se usará una hoja de cálculo para aproximar los cálculos con el objetivo de encontrar los

parámetros adecuados del intercambiador de calor de placas, para ellos se variara los flujos másicos de entrada se mantendrá igual las temperaturas de entrada tanto del etil éster residual de 20°C y la entrada de agua caliente a 80°C.

#### 4.10 Cálculo de eficiencia del intercambiador de placas

Para la eficiencia térmica se considerará el meto de NUT, utilizando las temperaturas y flujos másicos de las corrientes de fluido frio y caliente.



$$T_{\text{etil,entrada}} = 20^{\circ}\text{C}, \quad T_{\text{etil,salida}} = 60^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{agua caliente}} = 80^{\circ}\text{C}, \quad T_{\text{agua salida}} = 30^{\circ}\text{C}$$

Cálculo de las razones de capacidades caloríficas del fluido caliente (agua caliente a 80°C).

$$C_h = 1.054 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * 4.181 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}^{\circ}\text{C}} = 4.406 \frac{\text{kW}}{^{\circ}\text{C}}$$

Donde:

$$C_h = m_c * C_{p_c}$$

Cálculo para la razón de capacidad calorífica del fluido frio (Etil éster residual)

$$C_c = m_c * C_{p_c}$$

$$C_c = 3.12 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * 1.88 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}^{\circ}\text{C}} = 5.86 \frac{\text{kW}}{^{\circ}\text{C}}$$

Se deduce que

$$C_{\text{min}} = C_c \text{ y equivale a } 4.406 \text{ kW}/^{\circ}\text{C}$$

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

Reemplazando

$$C = \frac{4.406 \frac{\text{kW}}{^{\circ}\text{C}}}{5.86 \frac{\text{kW}}{^{\circ}\text{C}}} = 0.751$$

Cálculo del flujo de calor real

$$Q_{\text{real}} = C_{\min}(T_{\text{agua,entr}} - T_{\text{etil,salida}})$$

$$Q_{\text{real}} = 4.406 \frac{\text{kW}}{^{\circ}\text{C}} (80 - 60)^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{\text{real}} = 88.12 \text{ kW}$$

Cálculo del flujo de calor en el lado del agua caliente

$$Q_{\text{max}} = m_{\text{agua}} * C_{p,\text{agua}}(T_{\text{entr,agua}} - T_{\text{salid,agua}})$$

$$Q_{\text{max}} = 1.054 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * 4.181 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}^{\circ}\text{C}} (80 - 30)^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{\text{max}} = 220.033 \text{ kW}$$

Cálculo de la efectividad

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\text{max}}}$$

$$\varepsilon = \frac{88.12 \text{ kW}}{220.33 \text{ kW}} = 0.3994$$

El valor aproximado es

$$\varepsilon = 40\%$$

# **ANÁLISIS DE ITERACIONES EN HOJA DE CÁLCULO**

#### 4.10 Análisis con hoja de cálculo

La solución del diseño del intercambiador de calor de placas mantendrá constante la entrada de temperaturas, pero incrementará la del etil éster desde 20 °C a 60 °C , y la temperatura del agua caliente decaerá de 80 a 30°C. en las siguientes condiciones de variando el flujo másico de agua caliente de 1.052 Kg/s

Cuadro 11 Datos de entrada de agua caliente

<b>FLUIDO CALIENTE(AGUA CALIENTE)</b>			
Fluido que se desea enfriar	DATOS	CAUDAL (m <sup>3</sup> /h)	3.79
		Temperatura inicial (°C)	80
		Temperatura final (°C)	30
	PROPIEDADES FÍSICAS DEL FLUIDO A SU RESPECTIVA	Temperatura media (°C)	55
		Cp (Kj/kg°C)	4.183
		densidad (kg/m <sup>3</sup> )	985.2
		μ-viscosidad (kg/m*h)	1.8114
	TEMPERATURA MEDIA	k-conductividad térmica (KJ/mh°C)	0.649
		Resistencias a la incrustación (W/m <sup>2</sup> °C) <sup>-1</sup>	6.00E-06

Si se considera que la salida del lado del agua caliente es a 30°C

Fuente. Elaboración propia

Cuadro 12. Datos de entrada de aceite

<b>FLUIDO FRIO(ETIL ESTER RESIDUAL)</b>			
Fluido que se emplea para enfriar	DATOS	CAUDAL (m <sup>3</sup> /h)	11.23
		Temperatura de entrada (°C)	21
	PROPIEDADES FÍSICAS DEL FLUIDO A SU RESPECTIVA TEMPERATURA MEDIA	Temperatura media (°C)	41.50
		Cp (Kj/kg°C)	1.9636
		densidad (kg/m <sup>3</sup> )	876.07
		μ-viscosidad (kg/m*h)	789.84
		k-conductividad térmica (KJ/mh°C)	0.1444
	Resistencias a la incrustación (W/m <sup>2</sup> °C) <sup>-1</sup>		8.60E-06

Fuente: Elaboración propia

Cuadro 13. Estimaciones de temperaturas y HTU

	FORMULAS		RESULTADOS
"Q" CARGA DE CALOR (Kj/h)	$m * Cp(T_{inicial} - T_{final})$		780946.85
T <sub>salida</sub> DEL FLUIDO FRIO (°C)	$T_{entrada} + \frac{Q}{m * Cp}$		61°C
TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA (°C)	$\Delta t_1 = T_{inicial} - T_{salida}$		19°C
	$\Delta t_2 = T_{final} - T_{entrada}$		9°C
	$\Delta T = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$		14°C
Número de unidades de Transferencia de calor para cada Fluido "HTU"	Fluido caliente	$HTU = \frac{(T_{inicial} - T_{final})}{\Delta T_L}$	3.53
	Fluido frío	$HTU = \frac{(T_{salida} - T_{entrada})}{\Delta T_L}$	2.86
	$HTU_{TOTAL} = HTU_{caliente} + HTU_{frío}$		6.43
U <sub>supuesto</sub> (W/m <sup>2</sup> °C)	Según la Tabla 4.2 el coeficiente Total de Transferencia de calor en intercambiadores de Placas.		50

Fuente. Elaboración propia

Cuadro 14. Variables de dimensiones de componentes del intercambiador de placa

	FORMULAS			RESULTADOS
	$A_0 = \frac{Q}{U * \Delta T_L}$			164 m <sup>2</sup>
TIPO Y CARACTERISTICAS DE LA PLACA REFERENCIA TABLA -4.3	DIMENSIONES	Ap: area lateral de cada placa (m <sup>2</sup> )		0.55
		b: distancia entre placa (mm)		3
		x: espesor de las placas (mm)		0.6
		W: ancho de cada placa (mm)		800
NUMERO DE PLACAS TERMICAS (Np)	$N_p = \frac{A_0}{A_p}$	< al máximo # de placas del tipo de intercambiador seleccionado en la Tabla 4.3		298
Y NUMERO TOTAL DE CANALES (Nc)	$N_c = N_p + 1$			299
NUMERO DE CANALES PARALELOS POR PASO (np)	$n_p = V/v$	V: El mayor caudal de los fluidos	6	14
		v: Flujo/canal para el tipo de placa seleccionada de la Tabla 4.3	0.5	
ARREGLO DEL INTERCAMBIADOR	# DE PASOS: $n = \frac{N_c}{(2 * n_p)}$			11
	$N_p = 2 * (\#PASOS * \#CANALES) - 1$			307
	# de placas térmicas debe ser menor al del intercambiador seleccionado			
FACTOR TERMICO	Ref. Fig. 4.8 como función de HTU <sub>total</sub> y para el intercambiador seleccionado			0.9

Fuente: Elaboración propia

Cuadro 15. Datos de coeficiente de película y coeficientes convectivo

	FORMULAS	RESULTADOS	
COEFICIENTE DE PELICULAS PARA EL FLUIDO "A" EN	$Re = \frac{D_e(G/n_p)}{\mu}$	194	
	$D_e = 2 * b \gggg m$	6.0040E-03	
	$masa\ circulante\ \left(\frac{kg}{h}\right) \gggg m = Caudal * \rho$	1970.4	
	Area de sección transversal de un canal (m <sup>2</sup> )	$a' = W * b$	2.40E-03
	Area de sección transversal ofrecida por el conjunto de canales de cada paso (m <sup>2</sup> )	$a = a' * n$	0.0336
	Velocidad másica (kg/hm <sup>2</sup> )	$G = m/a$	58643
		$Pr = (C_p * \mu) / k$	11.7
FUNCION DE REYNOLDS	$h_A \left(\frac{Kj}{hm^2^{\circ}C}\right) = 0.742C \frac{G}{p} (Re)^{-0.62} * (Pr)^{-0.667} * \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$	1346.45	
	$h_A\ en\ \frac{W}{m^2^{\circ}C}$	374	

Fuente: Elaboración propia

Cuadro 16. Datos de coeficiente global, área necesaria y exceso de área.

k en W/m°C	346			
COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR	$\frac{1}{U} \left( \frac{W}{m^2C} \right) = \frac{1}{h_A} + r_A + \frac{x}{k} + r_B + \frac{1}{h_B}$			58
AREA NECESARIA PARA LA TRANSFERENCIA DE CALOR	$A_0 (m^2) = \frac{Q}{U_o * \Delta T_e * Ft}$			157
AREA DISPONIBLE	$A_d = N_p * A_p$			169
	Exceso de área = $(A_d - A_0) / A_0 * 100\%$			7.64%

Fuente: Elaboración propia

A partir de estos valores, se buscará la iteración que permita un exceso de área de hasta 15% como máximo a fin de obtener las dimensiones óptimas del intercambiador de placas que operará en reemplazo del intercambiador de tubo y coraza (1 paso por la coraza y 2 por los tubos).

Cuadro 17. Datos de Reynolds para determinación de coeficiente de película.

	FORMULAS		RESULTADOS
<p>COEFICIENTE DE PELICULAS PARA EL FLUIDO "B" EN FUNCION DE REYNOLDS</p>	$Re = \frac{D_e(G/n_p)}{\mu}$		1
	$D_e = 2 * b \gggg m$		6.40E-03
	$\text{masa circulante } \left(\frac{kg}{h}\right) \gggg m = \text{Caudal} * \rho$		5256.42
	Area de sección transversal de un canal (m <sup>2</sup> )	$a' = W * b$	2.40E-03
	Area de sección transversal ofrecida por el conjunto de canales de cada paso (m <sup>2</sup> )	$a = a' * n \square$	0.0336
	Velocidad másica (kg/hm <sup>2</sup> )	$G = m/a$	156441
	$Pr = (C_p * \mu)/k$		10740.51
	$h_B \left(\frac{Kj}{hm^2^{\circ}C}\right) = 0.2536 \left(\frac{k}{D_e}\right) (Re)^{0.65} * (Pr)^{0.4}$		250
$h_B \text{ en } \frac{W}{m^2^{\circ}C}$		69	

Fuente: Elaboración propia

Cuadro 18. Datos de caídas de presiones en ambos laos de los fluidos.

CAIDAS DE PRESIONES PARA CADA FLUIDO	FORMULAS	FLUIDO A Agua caliente	FLUIDO B Etil ester
	$f = 2.5/Re^{0.3}$	0.515	2.5
	$l = A_p/W$	0.69	0.69
	$L = l * n_p$	7.59	7.59
	$g \text{ en } \frac{m}{h^2}$	1.27E+08	1.27E+08
	$\Delta P \frac{kgf}{m^2} = (2f * G^2 * L)/(g * D_e * \rho)$	36	1391
	$\Delta P$ (KPa)	0.35	13.63
	$\Delta P$ (PSI)	0.05	1.98

Fuente: Elaboración propia

De la primera iteración se tiene los siguientes resultados

#### Parámetros térmicos y de superficie de primera iteración

- Temperatura del etil éster a la salida : 60 °C
- Coeficiente global de transferencia : 58 (W/m<sup>2</sup>°C)
- Área de transferencia de calor : 164 m<sup>2</sup>
- Coeficiente convectivo lado del agua h<sub>A</sub> : 1346 W/m<sup>2</sup>°C
- Coeficiente convectivo lado del aceite h<sub>B</sub> : 250 W/m<sup>2</sup>°C
- Caída de presión lado del agua : 0.35 kPas
- Caída de presión lado del etil éster : 13.63 kPas

#### 4.11 Análisis de resultados en hoja de cálculo

Observación del área de transferencia

Se observa que el área de transferencia de calor requerida es  $164 \text{ m}^2$ , cuando se itera a un valor de U global de  $50 \text{ W/m}^2\text{K}$  para el intercambiador de placas en la hoja de cálculo.

#### 4.12 Selección de modelo de intercambiador de calor placas

Del catálogo los parámetros apropiados los reúne el modelo de intercambiador de calor P 45.

- Ancho de placas en mm 800
- Área de intercambio//placa:  $\text{m}^2$  : 0.55
- Número máximo de placas: 350
- Área de intercambio máximo  $\text{m}^2$  193
- Espesor de las placas mm : 0.6
- Espacio entre placas mm 49
- Temperatura máxima  $^{\circ}\text{C}$  : ---
- Elastómeros :  $140^{\circ}\text{C}$
- Asbesto : No especifica
- Flujo por canal  $\text{m}^2/\text{h}$  : 3 a 5
- Flujo total máximo  $\text{m}^3/\text{h}$  125
- Presión máxima de diseño 12

#### 5. CONCLUSIONES

- El intercambiador de calor actual es de tipo tubo y coraza (2-1), opera a contraflujo circulando etil éster por el lado de los tubos y agua caliente por el lado del casco o coraza, tiene una longitud de 1.5m y 40 cm de diámetro de casco, contiene 160 tubos en arreglo triangular de  $\frac{1}{2}$  pulgada, el área de transferencia de calor es de  $11.834 \text{ m}^2$  y opera con un flujo másico de agua caliente de  $1.054 \text{ kg/s}$  a  $80^{\circ}\text{C}$  y flujo másico de etil éster residual de  $3.12 \text{ Kg/s}$ , su desempeño térmico muestra en estas condiciones que el intercambiador calienta el etil éster de  $20^{\circ}\text{C}$  hasta  $40^{\circ}\text{C}$ .
- El balance térmico aplicado para el intercambiador de placas con los nuevos requerimientos exige un incremento de área desde  $11.834 \text{ m}^2$  hasta  $164 \text{ m}^2$ .

cubriendo una diferencia de temperatura de 20°C adicionales para calentar el etil éster para llegar a su punto de volatilización, a su vez este incremento de temperatura exige un incremento de flujo de calor aprovechado de 134.202 k W a 234.624 kW que lo deberá captar el intercambiador de placas.

- Los parámetros calculados para el intercambiador de placas son los siguientes, ancho de placas 800 mm, rea de intercambio/placa 0.55 m<sup>2</sup>, Número máximo de placas 350 mm, área de intercambio por placa 0.55 m<sup>2</sup>, área de intercambio máximo 193 m<sup>2</sup>, espesor de placas 0.6 mm, espesor entre placas 0.6 mm , espacio entre placas 49 mm
- La eficiencia térmica estimada para el intercambiador de calor es de 40.2%
- El costo de operar con el agua caliente que se calienta con condensador de la línea de vapor equivale a 22.516 Soles /kg mensuales , y el costo equivalente diario es de 0.7505 soles /kg diario , siendo elevado para la operación de la bomba de ¾ Hp.
- Las variables que optimizar el diseño del intercambiador de placas son el flujo nació de entrada del lado del agua caliente, el área provisional de transferencia de calor, el valor provisional de coeficiente global de transferencia, el número de placas y la caída de presión en los fluido sobretudo del lado del etil éster residual.

## **6. RECOMENDACIONES**

- Incrementar la capacidad de los tanques de recuperación de agua caliente para sostener la nueva demanda de flujo másico.
- Cubrir con aislante térmico el tanque de condensados de suministro de agua caliente para el intercambiador de calor.
- Optar por extraer una línea de vapor para calentamiento directo de agua de alimentación en el tanque de suministro a razón de la falta de condensados que retornan de los tanques.

- Incrementar el flujo másico del lado del agua caliente para mejorar el ratio de transferencia de calor y conseguir la temperatura de calentamiento del etil éster residual con mayor estabilidad en la operación.
- Considerar un plan de mantenimiento de la nueva unidad de transferencia de calor considerando de que las placas deben llevar un control y verificación debido a que operaran con productos corrosivos.
- Establecer un plan de capacitaciones periódicas cada 4 meses en el manejo y mantenimiento de equipos del proceso industrial, sobre todo en el control de fluidos.
- Controlar periódicamente la presión de servicio debido a que el nuevo intercambiador de calor genera caídas de presiones mayores que en las de tubo y coraza.
- Instalar un sistema de monitoreo de temperatura a base de sensores de forma que se realice seguimiento al proceso térmico de los flujos y proteger el intercambiador de placas.

## 8. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Freedman, B., Pryde, E. H. and Mounts., Variables affecting the yields of fatty esters from transterified vegetable oils., Journal of American Oil Chemist Society, Vol. 61, No 10, 1984, pp. 1638-1643.
- Incropera Frank P. , Fundamentos de transferencia de Calor , Cuarta Edición , Editorial Prentice – Hall , México 1999.
- Keenan Y Keyes , Tablas de Propiedades Termodinámicas del vapor, Primera Edición, New-York. John Wiley & Sons Inc., Noviembre 2007.
- White , F. "Mecánica de fluidos" Ed. McGraw Hill ( 2008 )
- Cengel, Y. A.; Boles, M.A.: Termodinámica. Mc Graw-Hill, 1996
- Holman, J. P.: Transferencia de Calor, 8a edición, Mc Graw-Hill, Madrid, 1998.
- Hernández Sampieri, R., Fernández Collado, C., & Baptista Lucio, P. (2014). Metodología de la investigación: Roberto Hernández Sampieri, Carlos Fernández Collado y Pilar Baptista Lucio (6a. ed. --.). México D.F.: McGraw-Hil.
- Dávila, M (2006). Diseño y construcción de un intercambiador de calor de placas (tesis de pregrado). Escuela Politécnica Nacional, Quito, Ecuador.
- Juárez y Mendoza, K (2015). Metodología de cálculo para el diseño térmico de un intercambiador de calor de placas (tesis de pregrado). Universidad Autónoma de México, México.
- Díaz y Vega, G (2017). Diseño y construcción de un intercambiador de calor de placas paralelas para el laboratorio de transferencia de calor. (Tesis de pregrado). Universidad Pedagógica y Tecnológica de Colombia, Colombia.
- Lázaro, T y Taipe , A.(2017) ."Diseño , adaptación y operación de un sistema de calentamiento utilizando un intercambiador de calor de placas didácticos para el laboratorio de operaciones unitarias de la facultad de ingeniería química de la universidad de Guayaquil.(tesis de doctorado). Universidad Pública de Terragona, España.  
Linkografía
- <http://www.thermal.cl/>

# ANEXOS

Anexo 01: Tablas termodinámicas para etil ester .

273	899.1	1.796	0.147	3.85	47000
274	898.5571429	1.800428571	0.146571429	3.61	44214.28571
275	898.0142857	1.804857143	0.146142857	3.37	41428.57143
276	897.4714286	1.809285714	0.145714286	3.13	38642.85714
277	896.9285714	1.813714286	0.145285714	2.89	35857.14286
278	896.3857143	1.818142857	0.144857143	2.65	33071.42857
279	895.8428571	2.112836735	0.144857143	2.490023324	33071.42857
280	895.3	1.827	0.144	2.17	27500
281	894.77	1.8311	0.1441	2.0529	26040
282	894.24	1.8352	0.1442	1.9358	24580
283	893.71	1.8393	0.1443	1.8187	23120
284	893.18	1.8434	0.1444	1.7016	21660
285	892.65	1.8475	0.1445	1.5845	20200
286	892.12	1.8516	0.1446	1.4674	18740
287	891.59	1.8557	0.1447	1.3503	17280
288	891.06	1.8598	0.1448	1.2332	15820
289	890.53	1.8639	0.1449	1.1161	14360
290	890	1.868	0.145	0.999	12900
291	889.41	1.8721	0.145	0.9477	12250
292	888.82	1.8762	0.145	0.8964	11600
293	888.23	1.8803	0.145	0.8451	10950
294	887.64	1.8844	0.145	0.7938	10300
295	887.05	1.8885	0.145	0.7425	9650
296	886.46	1.8926	0.145	0.6912	9000
297	885.87	1.8967	0.145	0.6399	8350
298	885.28	1.9008	0.145	0.5886	7700
299	884.69	1.9049	0.145	0.5373	7050
300	884.1	1.909	0.145	0.486	6400
301	883.48	1.9132	0.145	0.4627	6100
302	882.86	1.9174	0.145	0.4394	5800
303	882.24	1.9216	0.145	0.4161	5500
304	881.62	1.9258	0.145	0.3928	5200
305	881	1.93	0.145	0.3695	4900
306	880.38	1.9342	0.145	0.3462	4600
307	879.76	1.9384	0.145	0.3229	4300
308	879.14	1.9426	0.145	0.2996	4000
309	878.52	1.9468	0.145	0.2763	3700
310	877.9	1.951	0.145	0.253	3400
311	877.29	1.9552	0.1448	0.2418	3256.5
312	876.68	1.9594	0.1446	0.2306	3113
313	876.07	1.9636	0.1444	0.2194	2969.5
314	875.46	1.9678	0.1442	0.2082	2826

315	874.85	1.972	0.144	0.197	2682.5
316	874.24	1.9762	0.1438	0.1858	2539
317	873.63	1.9804	0.1436	0.1746	2395.5
318	873.02	1.9846	0.1434	0.1634	2252
319	872.41	1.9888	0.1432	0.1522	2108.5
320	871.8	1.993	0.143	0.141	1965
321	871.2	1.9972	0.1428	0.13526	1889
322	870.6	2.0014	0.1426	0.12952	1813
323	870	2.0056	0.1424	0.12378	1737
324	869.4	2.0098	0.1422	0.11804	1661
325	868.8	2.014	0.142	0.1123	1585
326	868.2	2.0182	0.1418	0.10656	1509
327	867.6	2.0224	0.1416	0.10082	1433
328	867	2.0266	0.1414	0.09508	1357
329	866.4	2.0308	0.1412	0.08934	1281

Anexo 00. Propiedades del agua saturada

273.01	999.8	4.217	0.561	0.001792	13.5
274	999.8198397	4.214619238	0.562983968	0.001737838	13.04368737
275	999.8398798	4.212214429	0.564987976	0.001683128	12.58276553
276	999.8599198	4.209809619	0.566991984	0.001628419	12.12184369
277	999.8799599	4.20740481	0.568995992	0.001573709	11.66092184
278	999.9	4.205	0.571	0.001519	11.2
279	999.86	4.2028	0.5728	0.0014766	10.85
280	999.82	4.2006	0.5746	0.0014342	10.5
281	999.78	4.1984	0.5764	0.0013918	10.15
282	999.74	4.1962	0.5782	0.0013494	9.8
283	999.7	4.194	0.58	0.001307	9.45
284	999.58	4.1922	0.5818	0.0012732	9.178
285	999.46	4.1904	0.5836	0.0012394	8.906
286	999.34	4.1886	0.5854	0.0012056	8.634
287	999.22	4.1868	0.5872	0.0011718	8.362
288	999.1	4.185	0.589	0.001138	8.09
289	998.88	4.1844	0.5908	0.0011108	7.874
290	998.66	4.1838	0.5926	0.0010836	7.658
291	998.44	4.1832	0.5944	0.0010564	7.442
292	998.22	4.1826	0.5962	0.0010292	7.226
293	998	4.182	0.598	0.001002	7.01
294	997.8	4.1816	0.5998	0.0009798	6.836
295	997.6	4.1812	0.6016	0.0009576	6.662
296	997.4	4.1808	0.6034	0.0009354	6.488
297	997.2	4.1804	0.6052	0.0009132	6.314
298	997	4.18	0.607	0.000891	6.14
299	996.8	4.1796	0.6086	0.0008724	5.996
300	996.6	4.1792	0.6102	0.0008538	5.852
301	996.4	4.1788	0.6118	0.0008352	5.708
302	996.2	4.1784	0.6134	0.0008166	5.564
303	996	4.178	0.615	0.000798	5.42
304	995.6	4.178	0.6166	0.0007824	5.302
305	995.2	4.178	0.6182	0.0007668	5.184
306	994.8	4.178	0.6198	0.0007512	5.066
307	994.4	4.178	0.6214	0.0007356	4.948
308	994	4.178	0.623	0.00072	4.83
309	993.62	4.1782	0.6246	0.0007066	4.728
310	993.24	4.1784	0.6262	0.0006932	4.626
311	992.86	4.1786	0.6278	0.0006798	4.524
312	992.48	4.1788	0.6294	0.0006664	4.422
313	992.1	4.179	0.631	0.000653	4.32

314	991.7	4.1792	0.6322	0.0006416	4.238
315	991.3	4.1794	0.6334	0.0006302	4.156
316	990.9	4.1796	0.6346	0.0006188	4.074
317	990.5	4.1798	0.6358	0.0006074	3.992
318	990.1	4.18	0.637	0.000596	3.91
319	989.7	4.1802	0.6384	0.0005862	3.838
320	989.3	4.1804	0.6398	0.0005764	3.766
321	988.9	4.1806	0.6412	0.0005666	3.694
322	988.5	4.1808	0.6426	0.0005568	3.622
323	988.1	4.181	0.644	0.000547	3.55
324	987.52	4.1814	0.645	0.0005384	3.49
325	986.94	4.1818	0.646	0.0005298	3.43
326	986.36	4.1822	0.647	0.0005212	3.37
327	985.78	4.1826	0.648	0.0005126	3.31
328	985.2	4.183	0.649	0.000504	3.25
329	984.82	4.1834	0.65	0.0004966	3.198
330	984.44	4.1838	0.651	0.0004892	3.146
331	984.06	4.1842	0.652	0.0004818	3.094
332	983.68	4.1846	0.653	0.0004744	3.042
333	983.3	4.185	0.654	0.000467	2.99
334	982.72	4.1854	0.655	0.0004602	2.942
335	982.14	4.1858	0.656	0.0004534	2.894
336	981.56	4.1862	0.657	0.0004466	2.846
337	980.98	4.1866	0.658	0.0004398	2.798
338	980.4	4.187	0.659	0.000433	2.75
339	979.82	4.1876	0.6598	0.0004272	2.71
340	979.24	4.1882	0.6606	0.0004214	2.67

Anexo 03. Tabla de selección de arreglo y tipo de placa

TIPO	P 20	P 0	P 2	P 5	P 45	P 25	P 4	P 16	P 13	P 14	P 3	P 15
Ancho de las placas: mm	280	180	320	350	800	1000	844	1080	630	670	500	800
Area de intercambio/placa: m2	0.031	0.032	0.12	0.14	0.55	0.61	0.75	0.81	0.18	0.32	0.32	0.53
Espesor de las placas : mm	0.5	0.6	0.6	0.8	0.6	1	0.6	1.1	0.9	0.7	0.6	1
Espacio entre placas: mm	1.7	2.5	3	2.9	4.9	5.1	2.7	5	3.1	5	3	5.2
Flujo/canal: m3/h	0.05 - 0.15	0.14 - 0.25	0.45 - 0.7	0.36 - 0.9	3.0 - 5.0	4.0 - 10	1.1 - 2.5	5 - 12.5	0.9 - 2.2	1.8 - 2.9	0.7 - 1.25	1.45 - 4.0
Area de intercambio máx.:m2	5.4	2.4	30	28	193	366	375	243	57	88	128	170
Temperatura máxima °C												
- Elastómeros	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140
- Asbesto	280	280	280				280				280	
Número máximo de placas	175	75	250	200	350	600	500	300	318	275	400	320
Flujo total máximo: m3/h	2,5	11	50	16	125	450	260	400	30	140	140	65
Presión máx. de diseño: atm	10	16	16	16	10	12	12	6	11	16	16	11

Fuente: Intercambiadores de calor, Moncada Arbitres.

Anexo 05: Temperaturas y propiedades de los fluidos según serie de intercambiador.

OPERACIÓN	lado 1	Agua 40 °C	soluciones acuosas	Aceite mineral	Aceite mineral	Aceites pesados	compuestos organicos	Aceite vegetal
	lado2	Agua 40 °C o vapor	Agua 40 °C o vapor	Agua 40 °C o vapor	Aceite mineral	Agua 40 °C o vapor	Agua 40 °C o vapor	Aceite vegetal
propiedades físicas del fluido 1	$\mu$	0.6	50	50	50	100	1	10
	Cp	2.26	1.42	0.418	0.418	0.418	0.711	0.544
	$\rho$	1000	950	480	480	480	480	480
P 20	V	130	72	86	61	50	135	135
	U	4100	1220	523	250	440	2100	1100
P 0	V	210	195	220	175	176	255	200
	U	3486	1220	540	240	370	1980	950
P 2	V	650	590	650	520	520	650	540
	U	3900	1280	570	280	430	2100	1000
P 5	V	830	540	580	470	360	870	760
	U	3480	900	360	190	280	1920	825
P 13	V	2000	1300	1400	1000	860	1850	1800
	U	3600	930	340	145	230	1800	910
P 3	V	1150	1000	1100	870	870	1100	900
	U	3900	1280	570	280	430	2100	1000
P 14	V	3400	1950	2300	1450	1400	3200	2900
	U	3370	780	340	135	225	1630	825
P 15	V	5400	3600	4000	3000	3500	5400	5500
	U	3250	710	290	120	210	1510	935
P 45	V	3800	3000	3600	3000	3000	4000	4000
	U	4000	1280	620	280	385	2555	1510
P 25	V	7200	4000	5000	4000	4000	3000	8000
	U	3250	790	350	162	267	2030	1220
P 4	V	2100	1800	2000	1600	1600	2000	1600
	U	3250	1160	530	255	385	1920	895
P 16	V	400	6100	6500	5000	4300	9700	9000
	U	3020	1100	300	120	185	1510	815
P 17	V	9700	6500	6700	5400	4300	9700	9400
	U	3140	1100	300	130	190	1510	835

Fuente: Alfa Laval, Intercambiadores de calor de Placa Plana



## Intercambiadores de placas desmontables Alfa Laval



	T2	M3	TL3	T5	M6	TL6
Tiempo de placa	T2B	M3	TL3B, TL3P	T5B, T5M	M6, M6M	TL6B
Bastidor	FG	FG	FG	FG	FM, FG, FD	FM, FG, FD
Altura (mm)	380	480	790	737	920	1264
Ancho (mm)	140	180	190	245	320	320
Caudal máx. (m <sup>3</sup> /h)	7,2	14,4	18	50,4	57,6	72
Conexiones	Rosca 3/4"	Rosca 1"1/4	Roscar 1"1/4	Roscar 2"	Roscar 2" o bridar	Roscar 2" o bridar

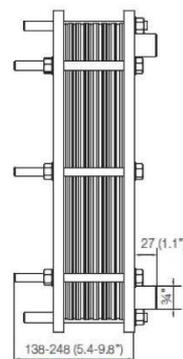
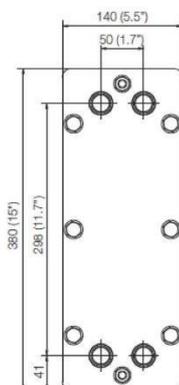


	T8	M10	TL10	M15	T20	TS20
Tiempo de placa	T8-B, T8-M	M10-B, M10-M	TL10B	M15	T20	TS20M
Bastidor	FM, FG	FM, FG, FD	FM, FG, FD	FM, FG, FD	FG, FS	FM, FG, FS
Altura (mm)	390	1084	1923	1885	2150	1405
Ancho (mm)	400	470	480	650	780	800
Caudal máx. (m <sup>3</sup> /h)	108	180	180	400	810	684
Conexiones	DN80	DN100	DN100	DN150	DN200	DN200

Disponibles modelos determinados con certificación AHRI (Instituto de Refrigeración y aire acondicionado) que certifica el rendimiento del equipo bajo determinadas circunstancias



## Modelo T2



### Características:

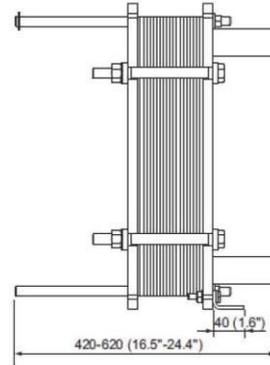
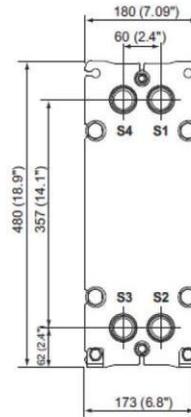
- Bastidor:  
Acero al carbono pintado.
- Placas:  
Acero inoxidable AISI 316, Titanio.
- Conexiones:  
Rosca externa ISO-R 3/4".
- Temp. máxima de trabajo:  
NBRP T<sup>a</sup> < 130°C.  
EPDMC T<sup>a</sup> < 150°C.
- Presión máxima de trabajo:  
Bastidor FG -> 16 bar.
- Anchura de canal:  
T2 -> 2,4 mm.

T2-BFG		T2-BFG (Titanio)	
AISI 316 con 0,5 mm de espesor		TITANIO con 0,5 mm de espesor	
Juntas NBRP		Juntas EPDMC	
Conexiones SS		Conexiones 2 x SS / 2 x ALLOY 316	
Certif. ALS		Certif. ALS	
Nº placas	PVP 2015	Nº de placas	PVP 2015
5	585 €	5	1.206 €
6	601 €	6	1.226 €
7	617 €	7	1.246 €
8	633 €	8	1.266 €
9	650 €	9	1.286 €
10	666 €	10	1.306 €
11	682 €	11	1.326 €
12	698 €	12	1.346 €
13	714 €	13	1.366 €
14	730 €	14	1.386 €
15	746 €	15	1.406 €
16	762 €	16	1.426 €
17	779 €	17	1.446 €
18	794 €	18	1.466 €
19	810 €	19	1.486 €
20	827 €	20	1.506 €
21	843 €	21	1.526 €
22	859 €	22	1.546 €
23	875 €	23	1.566 €
24	891 €	24	1.586 €
25	907 €	25	1.606 €

\* Para mayor número de placas consulte a su distribuidor



## Modelo M3



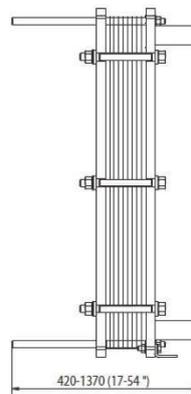
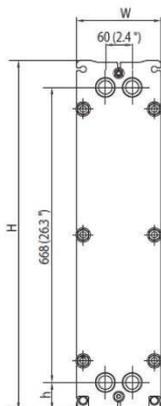
### Características:

- Bastidor:  
Acero al carbono pintado.
- Placas:  
Acero inoxidable AISI 316, Titanio.
- Conexiones:  
Rosca externa ISO-R 1" 1/4.
- Temp. máxima de trabajo:  
NBRB T<sup>a</sup> < 85°C.  
NBRP T<sup>a</sup> < 130°C.  
EPDMC T<sup>a</sup> < 140°C.
- Presión máxima de trabajo:  
Bastidor FG -> 16 bar.
- Anchura de canal:  
M3 -> 2,4 mm.

M3-FG		M3-FG		M3-FG (Titanio)	
AIS 316 con 0,5 mm de espesor		AIS 316 con 0,5 mm de espesor		TITANIO con 0,6 mm de espesor	
Juntas: NBRB		Juntas: NBRP		Juntas: NBRB	
Conexiones: SS		Conexiones: SS		Conexiones: 2 x SS / 2 x ALLOY 316	
Certif. ALS		Certif. ALS		Certif. ALS	
Nº placas	PVP 2015	Nº placas	PVP 2015	Nº placas	PVP 2015
7	1.350 €	7	1.372 €	7	2.029 €
8	1.366 €	8	1.391 €	8	2.052 €
9	1.383 €	9	1.411 €	9	2.076 €
10	1.400 €	10	1.431 €	10	2.100 €
11	1.416 €	11	1.451 €	11	2.124 €
12	1.433 €	12	1.471 €	12	2.148 €
13	1.450 €	13	1.490 €	13	2.172 €
14	1.467 €	14	1.510 €	14	2.196 €
15	1.483 €	15	1.530 €	15	2.220 €
16	1.500 €	16	1.550 €	16	2.244 €
17	1.517 €	17	1.570 €	17	2.268 €
18	1.533 €	18	1.590 €	18	2.292 €
19	1.550 €	19	1.609 €	19	2.316 €
20	1.567 €	20	1.629 €	20	2.340 €
21	1.583 €	21	1.649 €	21	2.364 €
22	1.600 €	22	1.669 €	22	2.388 €
23	1.617 €	23	1.689 €	23	2.412 €
24	1.634 €	24	1.708 €	24	2.436 €
25	1.650 €	25	1.728 €	25	2.460 €
26	1.667 €	26	1.748 €	26	2.484 €
27	1.684 €	27	1.768 €	27	2.508 €
28	1.734 €	28	1.821 €	28	2.565 €
29	1.751 €	29	1.841 €	29	2.589 €
30	1.767 €	30	1.861 €	30	2.613 €
31	1.784 €	31	1.881 €	31	2.637 €
32	1.801 €	32	1.901 €	32	2.661 €
33	1.817 €	33	1.920 €	33	2.685 €
34	1.834 €	34	1.940 €	34	2.709 €
35	1.851 €	35	1.960 €	35	2.733 €
36	1.868 €	36	1.980 €	36	2.757 €
37	1.884 €	37	2.000 €	37	2.781 €
38	1.901 €	38	2.020 €	38	2.805 €
39	1.918 €	39	2.039 €	39	2.829 €
40	1.934 €	40	2.059 €	40	2.853 €
41	1.951 €	41	2.079 €	41	2.877 €
42	1.968 €	42	2.099 €	42	2.901 €
43	1.984 €	43	2.119 €	43	2.925 €
44	2.001 €	44	2.138 €	44	2.949 €
45	2.018 €	45	2.158 €	45	2.973 €

\* Para mayor número de placas consulte a su distribuidor

## Modelo TL3-B y TL3-P



Measurements mm (inch)

Type	H	W	h
TL3-FG	790 (31.1")	190 (7.5")	61 (2.4")

### Características:

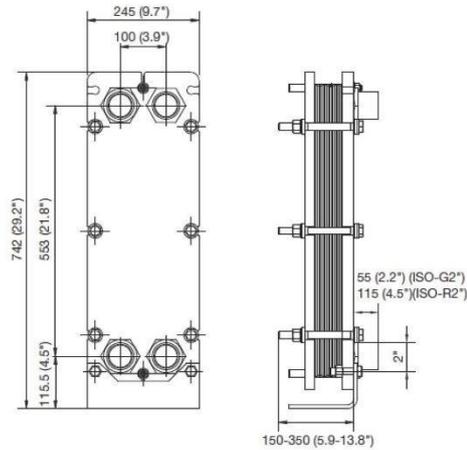
- Bastidor:  
Acero al carbono pintado.
- Placas:  
Acero inoxidable AISI 316, Titanio.
- Conexiones:  
Rosca externa ISO-R 1" 1/4.
- Temp. máxima de trabajo:  
NBRP T<sup>a</sup> < 130°C - 140°C.  
EPDM T<sup>a</sup> < 150°C - 160°C.
- Presión máxima de trabajo:  
Bastidor FG -> 16 bar.
- Anchura de canal :  
TL3-B -> 1,8 mm.  
TL3-P -> 3,0 mm.

TL3-BFG		TL3-PFG	
AISI 316 con 0,4 mm de espesor Juntas NBRP Conexiones SS Certif. ALS		AISI 316 con 0,4 mm de espesor Juntas NBRP Conexiones SS Certif. ALS	
Nº placas	PVP 2015	Nº placas	PVP 2015
7	1.295 €	7	-
8	1.322 €	8	-
9	1.349 €	9	-
10	1.376 €	10	1.407 €
11	1.402 €	11	1.437 €
12	1.429 €	12	1.467 €
13	1.456 €	13	1.497 €
14	1.482 €	14	1.527 €
15	1.509 €	15	1.557 €
16	1.536 €	16	1.587 €
17	1.563 €	17	1.617 €
18	1.589 €	18	1.647 €
19	1.616 €	19	1.694 €
20	1.643 €	20	1.724 €
21	1.670 €	21	1.754 €
22	1.696 €	22	1.784 €
23	1.723 €	23	1.814 €
24	1.750 €	24	1.844 €
25	1.777 €	25	1.874 €
26	1.803 €	26	1.904 €
27	1.830 €	27	1.934 €
28	1.874 €	28	1.964 €
29	1.901 €	29	1.994 €
30	1.928 €	30	2.024 €
31	1.955 €	31	2.054 €
32	1.981 €	32	2.084 €
33	2.008 €	33	2.114 €
34	2.035 €	34	2.182 €
35	2.062 €	35	2.212 €
36	2.088 €	36	2.242 €
37	2.115 €	37	2.272 €
38	2.142 €	38	2.302 €
39	2.169 €	39	2.332 €
40	2.195 €	40	2.362 €
41	2.222 €	41	2.392 €
42	2.249 €	42	2.422 €
43	2.276 €	43	2.452 €
44	2.302 €	44	2.482 €
45	2.329 €	45	2.512 €

\* Para mayor número de placas consulte a su distribuidor



## Modelo T5-B y T5-M



### Características:

- Bastidor:  
Acero al carbono pintado.
- Placas:  
Acero inoxidable AISI 316, Titanio.
- Conexiones:  
Rosca externa ISO-G 2".
- Temp. máxima de trabajo:  
NBRP T<sup>a</sup> < 130°C - 140°C.
- Presión máxima de trabajo:  
Bastidor FG -> 16 bar.
- Anchura de canal:  
T5-B -> 1,8 mm.  
T5-M -> 2,9 mm.

T5-MFG		T5-BFG	
AISI 316 con 0,5 mm de espesor		AISI 316 con 0,4 mm de espesor	
Juntas NBRP		Juntas NBRP	
Conexiones SS		Conexiones SS	
Certif. ALS		Certif. ALS	
Nº placas	PVP 2015	Nº placas	PVP 2015
7	1.643 €	7	1.590 €
8	1.683 €	8	1.623 €
9	1.723 €	9	1.657 €
10	1.763 €	10	1.690 €
11	1.803 €	11	1.723 €
12	1.843 €	12	1.756 €
13	1.883 €	13	1.790 €
14	1.923 €	14	1.823 €
15	1.963 €	15	1.856 €
16	2.003 €	16	1.889 €
17	2.043 €	17	1.923 €
18	2.083 €	18	1.956 €
19	2.123 €	19	1.989 €
20	2.163 €	20	2.022 €
21	2.291 €	21	2.056 €
22	2.331 €	22	2.089 €
23	2.371 €	23	2.122 €
24	2.411 €	24	2.155 €
25	2.451 €	25	2.189 €
26	2.491 €	26	2.222 €
27	2.531 €	27	2.255 €
28	2.571 €	28	2.288 €
29	2.611 €	29	2.409 €
30	2.651 €	30	2.442 €
31	2.691 €	31	2.476 €
32	2.731 €	32	2.509 €
33	2.771 €	33	2.542 €
34	2.811 €	34	2.575 €
35	2.851 €	35	2.609 €
36	2.891 €	36	2.642 €
37	2.931 €	37	2.675 €
38	2.972 €	38	2.708 €
39	3.012 €	39	2.742 €
40	3.052 €	40	2.775 €
41	3.092 €	41	2.808 €
42	3.132 €	42	2.841 €
43	3.172 €	43	2.875 €
44	3.212 €	44	2.908 €
45	3.252 €	45	2.941 €

\* Para mayor número de placas consulte a su distribuidor



## ACTA DE APROBACIÓN DE ORIGINALIDAD

Yo, CARLOS MACEDONIO MONTAÑEZ MONTENEGRO

Facultad:	Ciencias		Educación		Ingeniería	X
Departamento Académico	ENERGIA, FISICA Y MECANICA					
Título:	X	Maestría:		Doctorado		

Programa:

De la Universidad Nacional del Santa. Asesor / Unidad de Investigación revisora del trabajo de Investigación intitulado:

DISEÑO ÓPTIMO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS PARA CALENTAMIENTO DE ETIL ESTER RESIDUAL EN UNA PLANTA REFINADORA DE ACEITE DE PESCADO.

Del estudiante / docente:

De la escuela / departamento académico:

Constato que la investigación presentada tiene un porcentaje de similitud del ...% el cual se verifica con el reporte de originalidad de la aplicación Turnitin adjunto.

Quién suscribe la presente, declaro el haber analizado dicho reporte y concluyo que las coincidencias detectadas no se conforman como plagio. A mi claro saber y entender, la investigación cumple con las normas de citas y referencias establecidas por la Universidad Nacional del Santa.

Nuevo Chimbote, septiembre de 2020

Firma:

Nombres y Apellidos del Asesor/Presidente UI: Carlos Macedonio Montañez Montenegro

DNI: 42451038



DECLARACION JURADA DE AUTORIA

Yo, Erick Raul Benigno Avalos

Facultad:	Ciencias		Educación		Ingeniería	X
Escuela Profesional:						
Departamento Académico:	ENERGIA, FISICA Y MECANICA					
Título:	X	Maestría:		Doctorado:		
Programa: Tesis de pregrado para titulación profesional						
De la Universidad Nacional del Santa; Declaro que el trabajo de investigación intitulado:						
DISEÑO ÓPTIMO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS PARA CALENTAMIENTO DE ETIL ESTER RESIDUAL EN UNA PLANTA REFINADORA DE ACEITE DE PESCADO.						
presentado en ..... folios, para la obtención del Grado académico:						( )
Título profesional:	( X )	Investigación anual:			( )	
<ul style="list-style-type: none"><li>➤ He citado todas las fuentes empleadas, no he utilizado otra fuente distinta a las declaradas en el presente trabajo.</li><li>➤ Este trabajo de investigación no ha sido presentado con anterioridad ni completa ni parcialmente para la obtención de grado académico o título profesional.</li><li>➤ Comprendo que el trabajo de investigación será público y por lo tanto sujeto a ser revisado electrónicamente para la detección de plagio por el VRIN.</li><li>➤ De encontrarse uso de material intelectual sin el reconocimiento de su fuente o autor, me someto a las sanciones que determinan el proceso disciplinario.</li></ul>						
Nuevo Chimbote, 11 de septiembre de 2020						
Firma: 						
Nombres y Apellidos: Erick Raúl Benigno Avalos						
DNI: 70180924						



DECLARACION JURADA DE AUTORIA

Yo, Luis Michael Santa Maria Capa

Facultad:	Ciencias		Educación		Ingeniería	X
-----------	----------	--	-----------	--	------------	---

Escuela Profesional:	
----------------------	--

Departamento Académico:	ENERGIA, FISICA Y MECANICA
-------------------------	----------------------------

Título:	X	Maestría:		Doctorado:	
---------	---	-----------	--	------------	--

Programa: Tesis de pregrado para titulación profesional

De la Universidad Nacional del Santa; Declaro que el trabajo de investigación intitulado:

DISEÑO ÓPTIMO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS PARA CALENTAMIENTO DE ETIL ESTER RESIDUAL EN UNA PLANTA REFINADORA DE ACEITE DE PESCADO.

presentado en ..... folios, para la obtención del Grado académico: ( )

Título profesional: ( X ) Investigación anual: ( )

- He citado todas las fuentes empleadas, no he utilizado otra fuente distinta a las declaradas en el presente trabajo.
- Este trabajo de investigación no ha sido presentado con anterioridad ni completamente ni parcialmente para la obtención de grado académico o título profesional.
- Comprendo que el trabajo de investigación será público y por lo tanto sujeto a ser revisado electrónicamente para la detección de plagio por el VRIN.
- De encontrarse uso de material intelectual sin el reconocimiento de su fuente o autor, me someto a las sanciones que determinan el proceso disciplinario.

Nuevo Chimbote, 11 de septiembre de 2020

Firma:

Nombres y Apellidos: Luis Michael Santa Maria Capa

DNI: 71314767