



**FACULTAD DE INGENIERÍA ARQUITECTURA Y
URBANISMO**

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA**

TESIS

**ANÁLISIS COMPARATIVO ENERGÉTICO ENTRE
UN INTERCAMBIADOR DE CASCO Y DE TUBO,
Y DE PLACAS APLICADO EN LA INDUSTRIA DE
LA REFINERÍA**

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICISTA**

Autor:

Bach. Vela santa Cruz Elvis José

<https://orcid.org/0000-0003-3192-4671>

Asesor:

Mg. Alvarado Silva Carlos Alexis

<https://orcid.org/0000-0002-3588-8869>

Línea de Investigación:

Infraestructura, Tecnología y Medio Ambiente

Pimentel – Perú

2022

**ANÁLISIS COMPARATIVO ENERGÉTICO ENTRE UN
INTERCAMBIADOR DE CASCO Y DE TUBO, Y DE PLACAS
APLICADO EN LA INDUSTRIA DE LA REFINERÍA**

Aprobación del Jurado

Mg. Juan Carlos Vives Garnique

Presidente del jurado de tesis

Mg. Silvia Yvone Gastiaburú Morales

Secretario del Jurado de tesis

Mg. Carlos Alexis Alvarado Silva

Vocal del Jurado de tesis

DEDICATORIA

Dedico a dios por acompañarme en toda mi trayectoria de vida, por darme fortaleza perseverancia y sobre todo sabiduría y estando en los momentos más difíciles de mi desarrollo profesional y así poder llegar a concretar mi objetivo.

A mis padres por depositar su confianza en mí, por inculcar sus buenos valores, consejos, el apoyo incondicional en todo momento y por sus sacrificios de día a día para poder salir adelante con mi carrera universitaria especialmente dedicado para ustedes.

Y a mis hermanos que en todo momento me apoyaron y creyeron en mí.

AGRADECIMIENTO

A dios por cuidarme, protegerme y acompañándome en todo momento, en dirigir mi camino durante toda mi etapa profesional el cual no ha sido nada fácil llegar a concretar mi objetivo.

Mi familia por depositar su confianza y creer en mis expectativas de poder llegar a concretar mi desarrollo profesional.

A los docentes de la Universidad Señor de Sipán por sus buenas enseñanzas adquiridas dentro del aula y en los laboratorios para el desarrollo de mi vida profesional.

Y por último cada uno de mis compañeros de aula durante mi vida universitaria, por su compañerismo, amistad y por su apoyo incondicional para poder salir adelante con los trabajos encomendados por los docentes de cada asignatura.

ANÁLISIS COMPARATIVO ENERGÉTICO ENTRE UN INTERCAMBIADOR DE CASCO Y DE TUBO, Y DE PLACAS APLICADO EN LA INDUSTRIA DE LA REFINERÍA

(COMPARATIVE ENERGY ANALYSIS BETWEEN A HULL AND TUBE EXCHANGER, AND PLATES APPLIED IN THE REFINERY INDUSTRY)

Vela Santa Cruz Elvis José¹

RESUMEN

En este trabajo se diseñó dos intercambiadores de calor, uno de carcasa y tubo, y uno de placas planas para el servicio en una refinería, específicamente estos intercambiadores de calor funcionarán junto con una columna de destilación de petróleo utilizando gasóleo pesado con reflujo recirculante, Se analizaron los datos de entrada y salida de temperatura para los dos fluidos que trabajaran en el intercambiador de calor como el Diesel y Petróleo crudo, también se realizó una búsqueda bibliográfica de las ventajas y desventajas de estos dos intercambiadores de calor, así como en qué sectores desempeña mejor cada intercambiador, para la selección del material que es de cobre de cada intercambiador fue a través del acuerdo de estándar API para refinerías, además se dimensiono los intercambiadores mediante el cálculo mecánico de diámetros, longitudes, numero de tubos, entre otros, también se realizó un cálculo económico de acuerdo al material utilizado para el diseño de los intercambiadores y la masa calculada a través del Software SolidWorks para poder determinar el costo promedio de cada intercambiador diseñado, también se realizó un cálculo térmico para poder determinar el calor transferido, energía interna, temperatura media logarítmica, entre otros. Finalmente la simulación para cada intercambiador diseñado se muestra en los anexos para poder observar el comportamiento a través de diferentes factores de temperatura y presión.

Palabras claves: Intercambiador de calor, refinería, análisis energético.

¹Adscrita a la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica, Pregrado. Universidad Señor de Sipán, Pimentel, Perú, email: vcruzejo@crece.uss.edu.pe código ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3192-4671>

ABSTRACT

In this work, two heat exchangers were designed, one of shell and tube, and one of flat plates for service in a refinery, specifically these heat exchangers will work together with a petroleum distillation column using heavy gas oil with recirculating reflux. analyzed the input and output temperature data for the two fluids that worked in the heat exchanger such as Diesel and Crude oil, a bibliographic search was also carried out on the advantages and disadvantages of these two heat exchangers, as well as in which sectors Each exchanger performs better, for the selection of the material that is copper for each exchanger was through the API standard agreement for refineries, in addition, the exchangers were dimensioned by means of the mechanical calculation of diameters, lengths, number of tubes, among others. an economic calculation was made according to the material used for the design of the exchangers s and the mass calculated through SolidWorks Software in order to determine the average cost of each designed exchanger, a thermal calculation was also carried out to determine the heat transferred, internal energy, average logarithmic temperature, among others. Finally, the simulation for each designed exchanger is shown in the annexes to be able to observe the behavior through different temperature and pressure factors.

Keywords: *Heat exchanger, refinery, energy analysis.*

ÍNDICE

DEDICATORIA	III
AGRADECIMIENTO	IV
RESUMEN	V
ABSTRACT	VI
I. INTRODUCCIÓN	12
1.1. Realidad Problemática.....	12
1.2. Antecedentes de Estudio	12
1.3. Teorías Relacionadas al tema:	13
1.3.1. Procesos de transferencia de calor	13
1.3.2. Intercambiadores de calor.....	16
1.3.3. Tipos de intercambiadores de calor:	20
1.3.4. Efectividad de un intercambiador de calor	23
1.3.5. Campo de aplicación de los intercambiadores de calor	24
1.4. Formulación del Problema:	24
1.5. Justificación e importancia de estudio:.....	24
1.5.3. Justificación tecnológica.....	24
1.5.4. Justificación Económica	25
1.5.5. Justificación Ambiental	25
1.6. Hipótesis	25
1.7. Objetivos de Investigación	25
1.7.1. Objetivo General	25
1.7.2. Objetivos Específicos	25
II. MARCO METODOLÓGICO	26
2.1. Tipo y diseño de la investigación	26
2.2. Variables y Operacionalización.....	26
2.3. Población y Muestra.....	26
2.4. Técnicas e instrumentos de colección de datos, validez y confiabilidad.....	27
2.4.1. Procedimiento para el análisis de datos	27
2.4.2. Técnicas de Recolección de Datos.....	27
2.4.3. Instrumentos de Recolección de Datos	28
2.4.3.1. Guía de Observación	28
2.4.3.2. Ficha de Análisis de Documentos.....	28
2.5. Principios de Rigor Científico	28
III. RESULTADOS.....	30

3.1. PROYECTO TÉRMICO	30
3.1.1. Fluencias y aspectos fundamentales para el diseño térmico	30
3.1.2. Efecto de la velocidad en el flujo de la tubería	30
3.1.3. Efecto del diámetro en el flujo en la tubería	30
3.1.4. Efecto del número de pases	30
3.1.5. Efecto de patrón de haz de tubos	31
3.1.6. Efecto escalonado	31
3.1.7. Efecto de los deflectores	31
3.2. Presentación del servicio y decisiones para comenzar el proyecto	33
3.2.1. Datos de operación	33
3.2.2. Asignación de fluidos	34
3.3. Determinación intercambiadora de calor	38
3.3.1. Determinación modelo según el estándar TEMA	38
3.3.2. Determinación del haz de tubos	40
3.3.3. Determinación del diámetro interior del casco	40
3.3.4. Determinación de holguras y el número de barras son linternas	41
3.3.5. Determinación de la geometría de los deflectores	42
3.3.6. Determinación factor TEMA	42
3.3.7. Procedimiento de cálculo	43
3.3.8. Evaluación preliminar	45
3.4. Análisis	46
3.4.1. Análisis de resultados y selección de modelos	47
3.5. Datos Técnicos para un Intercambiador de Placas Planas	51
3.5.1. Intercambiador de placas planas:	51
3.5.2. Principio de operación	52
3.5.3. Materiales de placas y juntas:	52
3.5.4. Ejemplos de Aplicación	54
3.6. Cálculo del intercambiador de calor de coraza y tubo:	56
3.7. Cálculo del intercambiador de calor de placas:	62
3.8. Análisis económico para los intercambiadores de calor	64
3.9. Simulación para el diseño de los intercambiadores	67
IV. CONCLUSIONES	75
V. REFERENCIAS	76
VI. ANEXOS	78

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Variables y Operacionalización.....	26
Tabla 2: Resumen de datos operativos, condiciones de diseño y propiedades.....	34
Tabla 3: Asignación de los fluidos	38
Tabla 4: Parámetros geométricos.....	41
Tabla 5: Valores de holguras y número de barras de sellado	42
Tabla 6: Valores del factor de ensuciamiento según la norma TEMA.....	43
Tabla 7: Resultados para diferentes temperaturas de referencia de propiedad de los fluidos	49
Tabla 8: Resultado final para el modelo elegido	50
Tabla 9: Material de tubo y espesor.....	56
Tabla 10: Datos técnicos de un Intercambiador de calor de para refinería	57
Tabla 11: Viscosidad cinemática del Diesel	60
Tabla 12: Condiciones iniciales de IC de placas	67
Tabla 13: Flujo másico de entrada 1 de IC de placas	67
Tabla 14: Flujo másico de entrada 2 de IC de placas	68
Tabla 15: Presión ambiental de IC de placas.....	68
Tabla 16: Tabla Global de Min-Máx. de IC de placas	69
Tabla 17: Condición inicial del IC de tubos y coraza.....	70
Tabla 18: Flujo másico de entrada 1 de IC de tubos y coraza	70
Tabla 19: Flujo másico de entrada 2 de IC de tubos y coraza	71
Tabla 20: Presión ambiental de IC de tubos y coraza.....	71
Tabla 21: Tabla global Min-Máx. de IC de tubos y coraza	72
Tabla 22: Anexo 1- parámetros de placas.....	78
Tabla 23: Anexo 2- Parámetros de placas	79
Tabla 24: Anexo 3- Parámetros de tubos y coraza	80
Tabla 25: Anexo 4- Parámetro de tubos y coraza.....	81

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Dirección del flujo del calor por conducción y gradiente de temperatura	15
Figura 2: Área de la superficie de transferencia de calor	18
Figura 3: Distribución de calor para un Intercambiador de Calor en contraflujo.....	19
Figura 4: Factor de corrección para un intercambiador de calor de coraza y tubo con una coraza y cualquier múltiplo de dos pasos de tubo (dos, cuatro, etc. pasos de tubo).....	20
Figura 5: Este es el Tipo de Intercambiador de Calor que actualmente cuenta la Central Hidroeléctrica Santiago Antunez de Mayolo.....	21
Figura 6: Algunos modelos de tubos aletados utilizados en la industria.....	21
Figura 7: Vista de un Intercambiador de calor de placas soldadas	22
Figura 8: Diagrama de flujo de procesos.....	27
Figura 9: Efecto de la altura de corte de los deflectores.....	33
Figura 10: Estándares de la norma TEMA	39
Figura 11: Representación esquemática para calcular el área de intercambio necesaria	45
Figura 12: Partes de un Intercambiador de Placas (PHE).....	53
Figura 13: Esquema del Proceso de Enfriamiento de un fluido industrial por medio de agua fría por medio de un intercambiador de calor de placas	53
Figura 14: Esquema de Recuperación de Calor de un Proceso Industrial.....	55
Figura 15: Gráfica de la distribución de temperaturas	61
Figura 16: Propiedades de masa del intercambiador de calor de coraza y tubo	65
Figura 17: Propiedades de masa del intercambiador de calor de placas planas	66
Figura 18: Análisis térmico ¹ del IC de placas y tubos	73
Figura 19: Análisis térmico ² del IC de placas y tubos	73
Figura 20: Relación de temperatura y distancia	74
Figura 21: Anexo 5- Simulación del IC de placas.....	82
Figura 22: Anexo 6- Simulación del IC de placas.....	82

INDICE DE ECUACIONES

Ecuación 1: Flujo de calor	14
Ecuación 2:Flujo de calor con coeficiente superficial	15
Ecuación 3:Ecuación de Newton de enfriamiento.....	16
Ecuación 4:Diferencial de calor.....	17
Ecuación 5:Flujo de calor según la diferencia de temperaturas	18
Ecuación 6:Diferencia de temperaturas media logarítmica	18
Ecuación 7:Variación de Temperatura en IC de pasos múltiples	19
Ecuación 8:Eficiencia de un intercambiador de calor	23
Ecuación 9:Eficiencia de un intercambiador de calor con temperaturas.....	23
Ecuación 10:Calor intercambiado de acuerdo a la eficiencia y temperatura.....	24
Ecuación 11:Diámetro hidráulico (Dh)	58
Ecuación 12:Superficie de transferencia exterior (AExt)	58
Ecuación 13:Superficie de transferencia interior (AInt).....	58
Ecuación 14:Área de paso exterior (APE).....	58
Ecuación 15:Área de paso interior (API).....	59
Ecuación 16:Temperatura promedio.....	59
Ecuación 17:Balance energético.....	59
Ecuación 18:Temperatura media del Diesel	59
Ecuación 19:Temperatura media del crudo	60
Ecuación 20:Temperatura media logarítmica	60
Ecuación 21:Calculo transferido.....	61
Ecuación 22:Calor del Diesel	61
Ecuación 23:Diámetro hidráulico	62
Ecuación 24:Área libre de flujo por corriente	63
Ecuación 25:Número de canales térmicos	63
Ecuación 26:Número de canales térmicos por corriente	63
Ecuación 27:Número total de placas	64
Ecuación 28:Costo del intercambiador de calor de carcaza y tubos.....	65
Ecuación 28:Costo del intercambiador de calor de carcaza y tubos.....	66

I. INTRODUCCIÓN

1.1. Realidad Problemática

Los intercambiadores de calor son equipos que se utilizan para transferir calor entre dos fluidos, en raras aplicaciones existe un tercer fluido. Desde el punto de vista del diseño mecánico, un intercambiador de calor se considera un recipiente a presión sin llama, donde hay dos cámaras con presiones que en la mayoría de los casos son distintos. Como el equipo recibe fluidos que pueden tener diferencias significativas de temperatura, el proyecto debe prever una expansión diferencial entre las partes. Del tipo de casco y tubo, existen intercambiadores de espejos fijos, cuyas diferencias de temperatura son limitadas; y los intercambiadores de tubo en U y cabezal flotante, que permiten mayores diferencias de temperatura al permitir el movimiento del haz tubular, en función de la expansión del material, en sentido longitudinal.

Los intercambiadores de calor son equipos ampliamente utilizados en cualquier aplicación que involucre procesamiento de fluidos, generación de energía y refrigeración. Siempre se utilizarán en los procesos principales y secundarios de estas plantas con el fin de aprovechar al máximo la energía térmica suministrada o extraída de los fluidos. Desde el punto de vista del diseño mecánico, al diseñar un intercambiador es posible.

Extender los conceptos utilizados a cualquier diseño de recipientes a presión que no impliquen llamas, por supuesto teniendo en cuenta las particularidades de cada servicio. El principal objetivo del trabajo es promover una visión de conjunto entre las áreas térmica y mecánica, involucrando las particularidades, integración y consecuencias de cada decisión en el diseño del proyecto. Los intercambiadores de calor en la industria petrolera tienen importancia por los intereses en el área de equipos en proceso, elegí este tema como proyecto final.

1.2. Antecedentes de Estudio

La obra es un diseño térmico y mecánico de un intercambiador de calor para los servicios en la planta de refinería. Para el cálculo térmico de la investigó llegando a utilizar el método más preciso en la literatura, el encontrado fue la versión de Jerry Taborek para el método Bell Delaware. Para el diseño mecánico se utilizaron estándares internacionales. Se desarrollaron todos los programas y hojas de cálculo utilizados para los cálculos térmicos y mecánicos.

Las condiciones de diseño del intercambiador de calor se tomaron del artículo, en él MUKHERJEE define un intercambiador ya través del software HTRI realiza el cálculo térmico. Al final de este trabajo, se realizará una comparación entre los dos intercambiadores.

En el capítulo 2, llegando a realizar una breve revisión de la transferencia de calor para poder adecuarnos en las consideraciones e hipótesis para el cálculo térmico.

En el capítulo 3, se confronta una serie de influencia en los parámetros geométricos y de flujo para la transferencia de calor y el diseño de equipos, además de definir el modelo y ejecutar los cálculos.

En el capítulo 4, y por último está el diseño mecánico del intercambiador. Una conclusión, un nuevo cálculo térmico ajustando los parámetros para el intercambiador confeccionado, así como la ficha técnica y la comparación con el intercambiador propuesto por MUKHERJEE.

1.3. Teorías Relacionadas al tema:

1.3.1. Procesos de transferencia de calor

1.3.1.1. Proceso de conducción

En el caso de la conducción de calor, se puede aplicar la ecuación = fuerza impulsora/resistencia directamente. La fuerza impulsora es la diferencia de temperatura por unidad de longitud del camino de transferencia de calor, también conocido como gradiente de temperatura. En lugar de resistencia al flujo de calor, su recíproco se utiliza la conductancia.

La teoría matemática de la conducción del calor fue desarrollada a principios del siglo XIX por José Fourier, la teoría se basó en los resultados de los experimentos en el que un lado de un sólido rectangular se mantiene a la temperatura T_1 , mientras que el lado opuesto lado se mantiene a una temperatura más baja, T_2 . Los otros cuatro lados están aislados para que el calor pueda fluir sólo en la dirección x . Para un material dado, se encuentra que la tasa, q_x , a la cual el calor se transfiere del lado caliente al lado frío es proporcional al área de la sección transversal, a través del cual fluye el calor; la diferencia de temperatura, $T_1 - T_2$; e inversamente proporcional a el espesor, B , del material.

En el análisis de transferencia de calor, a menudo nos interesa la tasa de transferencia de calor a través de un medio en condiciones estables y temperaturas superficiales. Dichos problemas se pueden resolver fácilmente sin involucrar ecuaciones diferenciales mediante la introducción del concepto de resistencia térmica de manera análoga a la resistencia eléctrica, la diferencia de temperatura corresponde al voltaje y la tasa de transferencia de calor corresponde a la corriente eléctrica.

1.3.1.1.2. Conducción en régimen estacionario fundamentos

El régimen estacionario consiste en el equilibrio termodinámico sin ninguna variación de temperatura en un periodo de tiempo, y esto ocurre en materia sólida de caras paralelas donde existe un claro ejemplo de conducción.

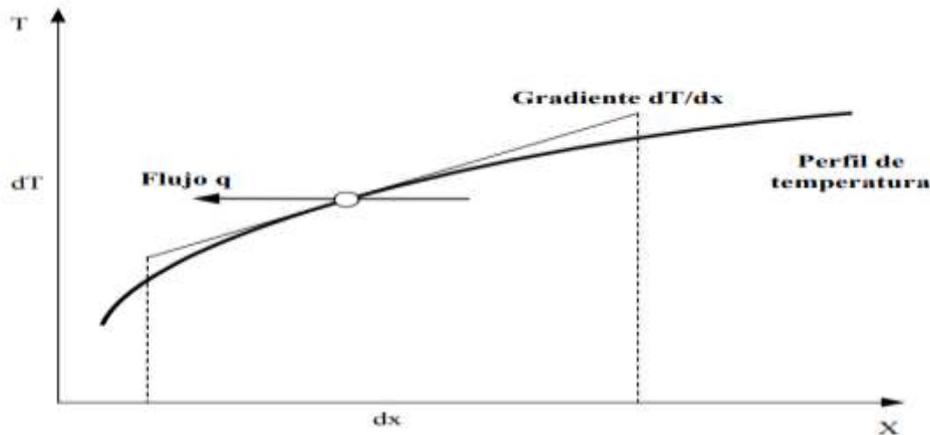
A continuación, en la ecuación 1, se muestra la relación de calor transmitido por conducción, de unidad de tiempo por unidad de superficie, llegando a resumir donde el flujo de calor es proporcional al gradiente de temperatura dT/dx , por lo tanto “X” es la dirección del flujo y del área normal a éste. El coeficiente de proporcionalidad del flujo de calor es una propiedad física del medio, denominada conductividad térmica, de manera que:

Ecuación 1: Flujo de calor

$$\frac{qx}{A} = \frac{dT}{dx} [W/m^2]$$

En su ecuación de Fourier se expresada por la ley de conducción, llegando a detallar nos dice que el signo negativo nos indica que debe existir un flujo de calor en dirección positiva que precisa un gradiente de temperatura negativo, por lo general, la temperatura disminuye en su misma dirección.

Figura 1: Dirección del flujo del calor por conducción y gradiente de temperatura



1.3.1.2. Proceso de convección

En general, es un tipo de transferencia de calor que relaciona el contacto entre una superficie con un fluido, así como también la interacción térmica entre fluidos.

De interés en los problemas de transferencia de calor por convección es la determinación de tasa de transferencia de calor superficial y/o temperatura superficial. Estos importantes factores de ingeniería se establecen una vez que la distribución de temperatura en él se determina el fluido en movimiento. Por lo tanto, el punto focal en la transferencia de calor por convección es la determinación de la distribución de temperatura en un fluido en movimiento.

Coefficiente superficial de transmisión del calor

Los coeficientes de transferencia de calor superficial se ven afectados por la naturaleza de la capa límite de aire que está fuertemente influenciada por la geometría de la superficie, el gradiente de temperatura y el flujo fuera de la región de la capa límite.

Ecuación 2: Flujo de calor con coeficiente superficial

$$\frac{q}{A} = h\Delta T [W/m^2]$$

En la simulación de edificios, los fenómenos de transporte, como el flujo de aire, la transferencia de calor o la transferencia de masa, se modelan en el interior de los edificios, entre los cuerpos (muros) y el aire, en el exterior de los edificios, las condiciones de contorno se representan definiendo una transferencia de una termodinámica propiedad (flujo) entre estas paredes y el flujo de aire interno o externo,

o definiendo un estado fijo en la pared. Para modelar la interacción entre el muro (estado) y el fluido (estado) a menudo se usa un coeficiente de transferencia, conocido como coeficiente de fricción, transferencia de calor coeficiente o coeficiente de transferencia de masa.

En la ecuación 3 de Newton de enfriamiento, la entalpia en “x” sería el coeficiente local:

Ecuación 3: Ecuación de Newton de enfriamiento

$$dq = h_x \Delta T dA$$

La entalpia promedio “h” se relaciona con el coeficiente local “hx”, donde se muestra la ecuación 4:

Ecuación 4: Integral del flujo de calor

$$q = \int_A h_x \Delta T dA = hA\Delta T$$

1.3.2. Intercambiadores de calor

Se utilizan para la transferencia de calor entre dos fuentes, el intercambio de lugar se puede dar entre una corriente de proceso y una corriente de servicio o una fuente de energía, este proceso genera como resultado la reducción de calor externa.

1.3.2.1. Regeneradores

Algunos regeneradores de cambio de fase podrían usarse en muchas aplicaciones, que van desde el almacenamiento de energía solar para calefacción doméstica hasta proporcionar una fuente de gas explosivo de alta temperatura en las industrias metalúrgicas.

1.3.2.2. Intercambiadores de tipo abierto

Su sistema de funcionamiento consiste donde el fluido de entrada va a una cámara abierta, produciéndose una combinación física de corrientes, tomar en cuenta que los fluidos fríos y calientes entran por diferente vía por separado, de forma independiente y finalmente se mezclan juntos. Para un mejor análisis en estos tipos de intercambiadores se utilizan la ley de la conservación de la masa y la primera ley de la termodinámica.

1.3.2.3. Intercambiadores de tipo cerrado o recuperadores

A diferencia a los de tipo abierto, estos nunca se llegan a mezclar en un mismo punto, esto quiere decir que no existe un contacto entre estos dos fluidos, por lo tanto, el intercambio de calor solo es por convección del fluido caliente al frío, esto a través de sólidos o los conductos por donde pasan los fluidos.

1.3.2.4. Clasificación de intercambiadores según la distribución de flujo

Así mismo los intercambiadores se clasifican según el diseño por la distribución de los fluidos, llegando a explicar con más detalles. En la trayectoria del fluido tenemos cuatro distintos de configuración presentaremos los más comunes.

La distribución del flujo paralelo, nos dice que en los fluidos caliente y frío, llegando a entrar por el mismo extremo del intercambiador, fluyendo a través del intercambiador en la misma dirección y llegando a salir por el otro extremo.

La distribución en contracorriente o contraflujo, se sabe que los fluidos caliente y frío, las entradas de los fluidos son por los extremos opuestos del intercambiador y fluyen en direcciones opuestas.

La distribución en flujo cruzado de un solo paso, son los fluidos que se desplazan dentro del intercambiador perpendicularmente a la trayectoria del fluido.

La distribución en flujo cruzado de paso múltiple, llegando a ser un fluido que se desplaza transversalmente en forma alternativa con respecto a la siguiente corriente del fluido.

1.3.2.4.1. Intercambiadores de calor de flujo paralelo

Uno de los tipos más utilizados es la disposición de carcasa y tubos con flujo en contracorriente o paralelo y con el fluido frío o caliente ocupando el espacio anular y el otro fluido ocupando el interior del tipo de tubería interna de ellos. Un de los fluidos pasan por los tubos, en cambio el fluido que queda pasa sobre los tubos para que existen una mayor transferencia de calor. En el estudio correspondiente, el intercambiador de calor cruzado utilizaba agua tanto en el circuito primario como en el secundario.

Ecuación 4: Diferencial de calor

$$dq = -m_h C_{p,h} dT_h = -C_h dT_h$$

$$dq = -m_c C_{p,c} dT_c = -C_c dT_c$$

Donde de C_h y C_c , son las capacidades térmicas de los flujos caliente y frío, respectivamente.

Ecuación 5: Flujo de calor según la diferencia de temperaturas

$$q = UA\Delta TML$$

Ecuación 6: Diferencia de temperaturas media logarítmica

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

1.3.2.4.2. Intercambiador de calor en contraflujo:

A si mismo las distribuciones de temperatura de los fluidos como los de caliente y frío, está asociado a un intercambiador de calor en contraflujo como se da a demostrar en la figura 2. Sabiendo que los fluidos entran por los extremos del intercambiador y a su vez fluyen en dirección opuesta, en contraste con el intercambiador de flujo paralelo, la configuración mantiene la transferencia de calor entre las partes más calientes de los fluidos en un extremo, así como entre las partes más frías en el otro extremo.

Figura 2: El área de la transferencia de calor de la superficie dada.

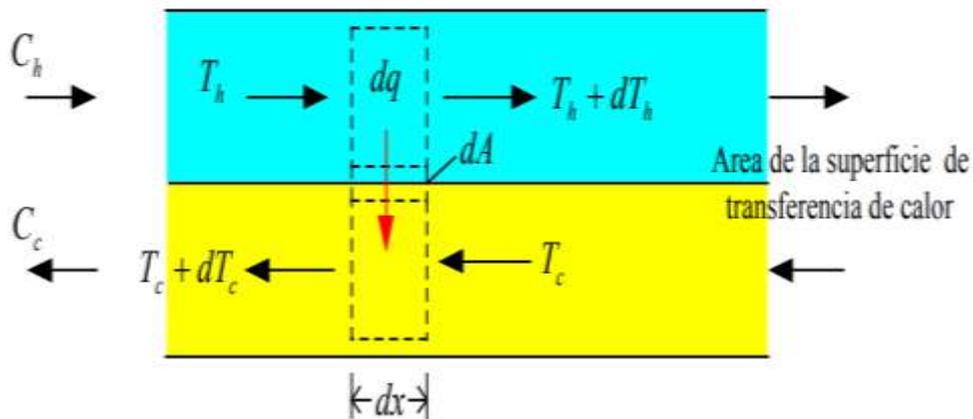
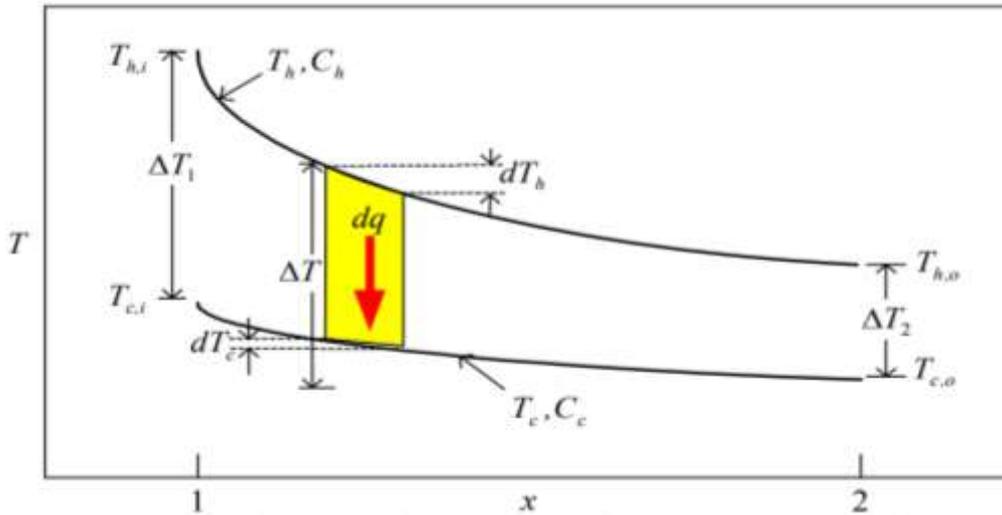


Figura 3: Diagrama de distribución en un Intercambiador de Calor en contraflujo



En la figura 3, se puede apreciar que la diferencia de temperatura en el eje “X” de $\Delta T = T_h - T_c$, no es tan significativa como en la entrada del intercambiador en flujo paralelo.

A continuación, se muestra las diferencias de temperaturas en los puntos 1 y 2:

$$\begin{pmatrix} \Delta T_1 = T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,o} \\ \Delta T_2 = T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,i} \end{pmatrix}$$

1.3.2.4.3. Intercambiadores de calor de pasos múltiples y de flujo cruzado:

En condiciones prácticas o de la vida real es muy complicado los intercambiadores de calor de pasos múltiples y de flujo cruzado, por lo tanto, en la ecuación 7 se realiza una modificación para el funcionamiento de la diferencia de temperaturas media logarítmica:

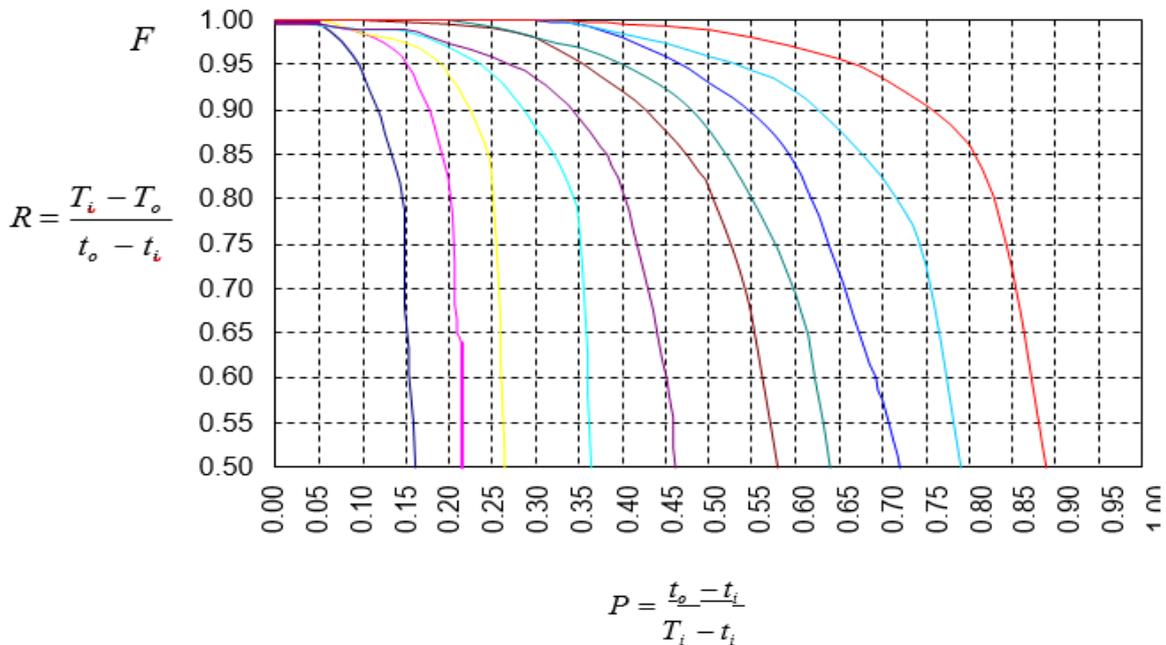
Ecuación 7: Variación de Temperatura en IC de pasos múltiples

$$\Delta T_{ML} = F \Delta T_{ML,CF}$$

En la ecuación número 7, llegando a describir el producto entre un factor de corrección que se analiza en condiciones de contraflujo por la ΔT_{MLCE} .

A continuación en la figura 4, la variable (T,t) se hace referente a las temperaturas de los fluidos, y la “t” significa el fluido con el límite con el tubo.

Figura 4: Factor de corrección para un intercambiador de calor de coraza y tubo con una coraza y cualquier múltiplo de dos pasos de tubo (dos, cuatro, etc. pasos de tubo)



1.3.3. Tipos de intercambiadores de calor:

A continuación, se describirán algunos de los tipos de intercambiadores de calor que más se utilizan en las industrias, específicamente se muestran 6 intercambiadores:

1.3.3.1. Calderas:

Tanto las calderas de gas como las de gasóleo utilizan la combustión controlada del combustible para calentar el agua. La caldera clave y los componentes involucrados en este proceso son el quemador, la cámara de combustión, el intercambiador de calor y los controles.

1.3.3.2. Condensadores:

La necesidad de condensadores con rendimiento eléctrico estable a altas temperaturas ha aumentado en los últimos años. Como se describió anteriormente, las aplicaciones para electrónica de alta temperatura también son de alta confiabilidad. aplicaciones: los requisitos clave son mantener un rendimiento óptimo dentro de las especificaciones y asegurando una larga vida útil. Sin embargo, dada la amplia gama de

condensadores disponibles comercialmente tecnologías, solo hay unas pocas que pueden operar de manera confiable a temperaturas elevadas. En general, los capacitores de tantalio y cerámicos son los más utilizados para aplicaciones que operan a temperaturas superiores a 175°C.

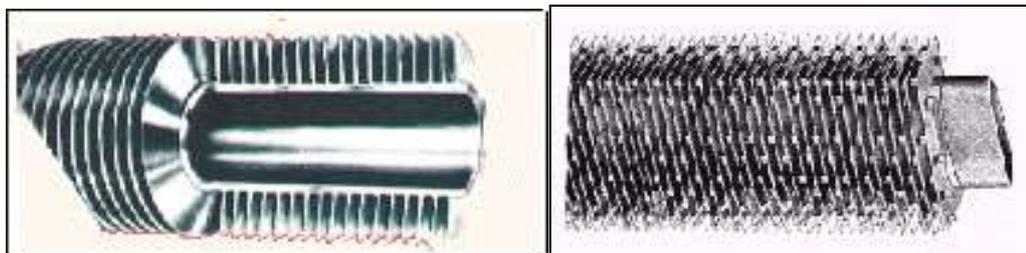
Figura 5: Este es el Tipo de Intercambiador de Calor que actualmente cuenta la Central Hidroeléctrica Santiago Antunez de Mayolo



1.3.3.3. Intercambiador de Calor de Tubos y Aletas:

El diseño geométrico de estos intercambiadores hace que se pueda adaptar a muchos espacios de trabajo, así como aumentar la transferencia térmica, a través de las aletas de diseño. Debido a su diseño ergonómico, puede trabajar con diferentes fluidos de trabajo como gases, líquidos, aceites entre otros.

Figura 6: Algunos modelos de tubos aletados utilizados en la industria



1.3.3.4. Torres de enfriamiento:

Las torres de refrigeración son una parte muy importante de muchas plantas químicas. La tarea principal de una torre de enfriamiento es rechazar el calor a la atmósfera. Representan una opción relativamente barata y medio confiable para eliminar

el calor de bajo grado del agua de enfriamiento. La fuente de agua de reposición se utiliza para reponer el agua perdida por evaporación. El agua caliente de los intercambiadores de calor se envía al Torre de enfriamiento. El agua sale de la torre de refrigeración y se devuelve a los intercambiadores o a otras unidades para enfriamiento adicional.

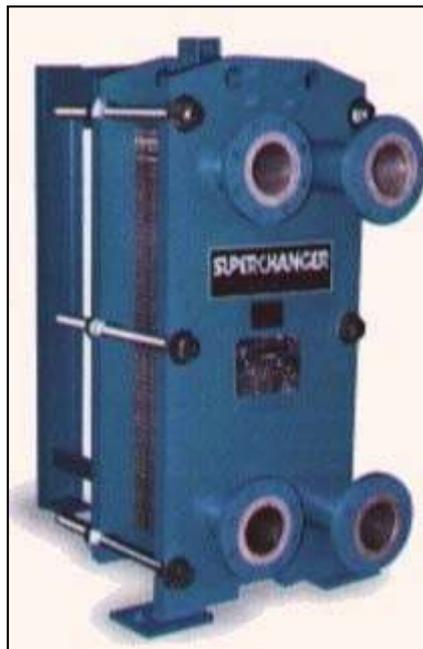
Las torres de tiro mecánico están disponibles en los siguientes arreglos de flujo de aire:

- Enfriamiento inducido a contracorriente.
- Enfriamiento forzado a contracorriente.
- Enfriamiento inducido de flujo cruzado

1.3.3.5. Intercambiadores compactos de calor:

Para poder analizar estos tipos de intercambiadores, se debe tomar en cuenta criterios como costo o precio, potencia de bombeo, peso o masa y las dimensiones o tamaño que depende del desempeño en las instalaciones de trabajo.

Figura 7: Vista de un Intercambiador de calor de placas soldadas



1.3.3.6. Regeneradores:

La teoría del regenerador se ocupa de las ecuaciones físicas que definen los campos de flujo térmico y de fluidos que existen en un regenerador. estas ecuaciones

describen las distribuciones de temperatura en el material de la matriz y el fluido como funciones tanto del espacio como del tiempo y conducen a un conjunto complejo de ecuaciones diferenciales para las que no existen soluciones de forma cerrada. En las siguientes secciones, exploramos los diferentes tipos de diseños de regeneradores comúnmente utilizados en dispositivos criogénicos y desarrollamos las ecuaciones térmicas y dinámicas de fluidos que definen su rendimiento.

1.3.4. Efectividad de un intercambiador de calor

El concepto de eficiencia se utiliza en muchas áreas, particularmente ingeniería, para evaluar el rendimiento de componentes reales y sistemas. La eficiencia es una comparación entre lo real y lo mejores actuaciones ideales y normalmente se define como menos de o en el mejor de los casos igual a 1. El comportamiento ideal generalmente se conoce a partir de modelado y las limitaciones dictadas por las leyes físicas, particularmente la segunda ley de la termodinámica. Conociendo el rendimiento ideal, el rendimiento real se puede determinar si las expresiones para la eficiencia en función de las características del sistema y las condiciones de operación son conocidas. La eficiencia proporciona una medida clara e intuitiva del rendimiento de un sistema mostrando qué tan cerca llega un sistema real a lo mejor que puede ser y si mejoras adicionales son factibles y justificadas.

A continuación, se detalla las diferentes fórmulas con relación a la transferencia de calor:

Ecuación 8: Eficiencia de un intercambiador de calor

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}}$$

Que es la relación entre el calor intercambiado y el calor que se podría intercambiar si el intercambiador tuviera una longitud infinita y flujo en contracorriente.

Ecuación 9: Eficiencia de un intercambiador de calor con temperaturas

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad \text{o}$$

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{c,i} - T_{c,o})}{C_{min}(T_{c,i} - T_{c,i})}$$

Donde Cmin es igual a Cc o Ch, la que sea menor.

Llegando a saber que la eficiencia del intercambiador de calor y las diferencias de temperaturas, sin embargo, el fluido de entrada se puede determinar fácilmente el calor intercambiado a partir de la expresión:

Ecuación 10: Calor intercambiado de acuerdo a la eficiencia y temperatura

$$q = \varepsilon C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})$$

1.3.5. Campo de aplicación de los intercambiadores de calor

Un intercambiador de calor es un dispositivo utilizado para transferir energía térmica entre dos o más fluidos, a diferentes temperaturas en contacto térmico. Son ampliamente utilizados en la industria aeroespacial, industrias químicas, centrales eléctricas, refinerías, refrigeración HVAC y en muchas industrias. El diseño óptimo y la operación eficiente del intercambiador de calor y el calor red de transferencia juega un papel importante en la industria en la mejora de la eficiencia y para reducir el costo de producción y el consumo de energía. En este artículo, la importancia de la forma de la tubería interior del intercambiador de calor de doble tubería se analizó con respecto a triangular, tubos interiores de forma hexagonal y octogonal. El rendimiento del calor de doble tubería. intercambiadores se investigó con y sin patrón de abolladuras usando análisis CFD en Los resultados de transferencia de calor eficiente y ANSYS se identifican a partir de las salidas de CFD. Sobre la base de la revisión de la literatura, pocos factores que influyen en la eficiencia del intercambiador de calor y se discute el método para mejorar la eficiencia.

1.4. Formulación del Problema:

¿Cuáles son los factores para el análisis comparativo de la aplicación de intercambiadores de calor de casco y tubo, así como de placas planas para el funcionamiento en una Refinería?

1.5. Justificación e importancia de estudio:

1.5.3. Justificación tecnológica

Desde el punto de vista técnico y tecnológico de cada intercambiador de calor, los nuevos tipos de intercambiadores de calor que se están viendo en el mercado se debe a nuevas formas de transferencia de calor de acuerdo con parámetros como tipo de material, forma de la estructura, entre otros, por lo tanto, los intercambiadores de calor de placas

planas están brindando buenos resultados para proyectos como la refinería, dejando de lado a los de casco y tubo.

1.5.4. Justificación Económica

El diseño y compactibilidad del tipo de intercambiador es fundamental para seleccionar el más económico, que además funcione de forma óptima y que no genere pérdidas económicas en el proceso de trabajo en la refinería, la rentabilidad del proceso de intercambio de calor involucra buenos resultados en el proceso.

1.5.5. Justificación Ambiental

La comparación de estos dos tipos de intercambiadores de calor de casco y tubo, y placas planas es con la finalidad de seleccionar el mejor para dar el servicio a la refinería, reduciendo pérdidas de calor que se convierte en reducción de derrames de petróleo o combustibles fósiles.

1.6. Hipótesis

No procede

1.7. Objetivos de Investigación

1.7.1. Objetivo General

Realizar un análisis comparativo técnico para un diseño de intercambiador de calor de Casco y Tubo, así como de placas planas al servicio de Refinería.

1.7.2. Objetivos Específicos

- a. Determinar el diseño, parámetros y con ello las capacidades del Intercambiador de Casco y tubo.
- b. Determinar el diseño, parámetros y con ello las capacidades del Intercambiador de calor de Placas planas.
- c. Rendimiento térmico comparativo entre los sistemas de Intercambiadores para el servicio de la refinería.

II. MARCO METODOLÓGICO

2.1. Tipo y diseño de la investigación

- Tipo: Es Cuantitativo porque según (Sarduy, 2017) recoge, procesa y analiza datos numéricos sobre las variables de investigación.
- Diseño: Es Pre-experimental porque según (Marroquín, 2018) sigue una secuencia de procesos dentro de una metodología que en el tiempo se utilizara para la aplicación de intercambiador de placas al servicio de la refinería.

2.2. Variables y Operacionalización

Tabla 1: Variables y Operacionalización

	Variables	Dimensión	Indicador	Índice	Técnicas de Recolección	Instrumentos de Recolección
Independiente	Diseño de intercambiador de casco y tubos para industria de refinería	Análisis de estudio	Diseño térmico	kJ/kg	Observación y análisis de documentos	Registro electrónico y guía de observación
	Diseño de intercambiador de placas para industria de refinería	Análisis de estudio	Diseño térmico	kJ/kg	Observación y análisis de documentos	Guía de Observación y ficha de análisis de documentos
Dependiente	Análisis energético	Análisis y cálculo de estudio	Rendimiento Térmico	%	Observación y análisis de documentos	Guía de observación

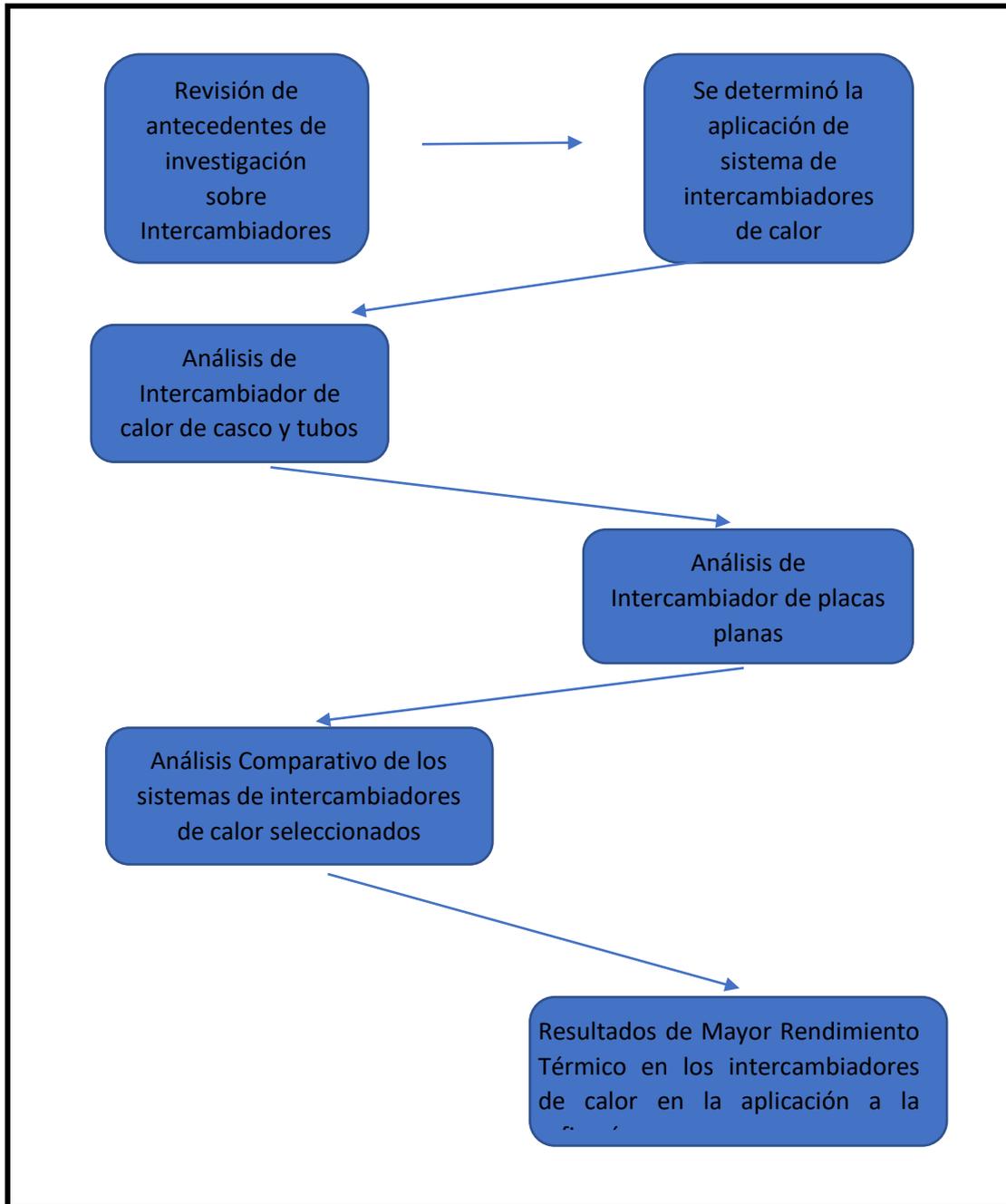
2.3. Población y Muestra

- Población: Las plantas de refinería asociadas que ocupen un sistema de intercambio de calor por casco y tubo o de placas
- Muestra: La muestra será aquella de dónde sacaron todos los datos de operación utilizados en el desarrollo.

2.4. Técnicas e instrumentos de colección de datos, validez y confiabilidad

2.4.1. Procedimiento para el análisis de datos

Figura 8: Diagrama de flujo de procesos



2.4.2. Técnicas de Recolección de Datos

2.4.2.1. Observación Directa

Así mismo el investigador (Ramos, 2018) nos habla de la técnica que llevo a emplear en sus procedimientos, en los distintos momentos de la investigación, es usada en el diagnóstico del problema y es sirve de gran utilidad en el diseño de la investigación,

a pesar que es uno de los primeros métodos más utilizados en la historia y estimula la curiosidad, y a su vez parte de aquí todo el proceso.

2.4.2.2. Análisis de Documentos

Así mismo es el área encargada de la recopilación detallada de estudios previos, con relación a los temas de investigación con el objetivo de poder tener un amplio desarrollo en nuestro tema encomendado

2.4.3. Instrumentos de Recolección de Datos

2.4.3.1. Guía de Observación

A través de la guía de observación, nos dice que es el procedimiento que se encarga de llegar a realizar un análisis eficiente, para el desarrollo de la investigación en los proyectos, trabajos, tesis, informes, entre otros. En general de forma organizada y sistemática.

2.4.3.2. Ficha de Análisis de Documentos

De igual importancia tiene como el anterior instrumento, por consiguiente, se requiere de dicha técnica para el análisis de documentos y así poder distribuir la ficha toda la información recopilada relacionada al tema de investigación.

2.5. Principios de Rigor Científico

Después de todo existen tres características fundamentales dadas, para la investigación que marca un propósito seguro y de uso:

- *Credibilidad*

Como resultado de querer conseguir la confianza de las variables relevancias dentro de la investigación, lo que nos da a entender dentro de un contexto con la realidad de no poder ser alterado por ninguna causa externa.

- *Fiabilidad*

Se da el valor en donde se demuestra que el investigador desarrolle la transparencia en sus investigaciones, de la misma manera se demuestra la buena calidad de datos recopilados en dicho trabajo.

- *Replicabilidad*

Es la importancia de poder reanudar la investigación de acuerdo con el investigador que necesite de sus investigaciones y que quieran llegar a lo más incognito del tema propuesto.

III. RESULTADOS

3.1. PROYECTO TÉRMICO

3.1.1. Fluencias y aspectos fundamentales para el diseño térmico

Esta sección tiene como objetivo analizar los aspectos generales de un intercambiador de carcasa y tubos y su influencia en el proceso de transferencia de calor, la pérdida de presión, la tasa de crecimiento de la capa de incrustaciones. Los puntos principales que se ven aquí ayudarán a definir la geometría del haz de tubos y a optimizar el modelo.

3.1.2. Efecto de la velocidad en el flujo de la tubería

La velocidad influye mucho en el proceso de transferencia de calor. Cuanto mayor sea la velocidad, mayor será el coeficiente de transferencia de calor y mayor será la caída de presión. Generalmente, el fluido que fluye por las tuberías debe tener una velocidad que genere una caída de presión cercana a la admisible para el equipo. Sin embargo, velocidades muy altas desencadenan procesos de erosión en los tubos que deben evitarse. Velocidades muy bajas, además de proporcionar una baja caída de presión y un bajo coeficiente de transferencia de calor, también desencadenan una mayor velocidad de crecimiento de la capa de incrustación, por lo que también debe evitarse. Para el petróleo crudo, el rango ideal para la velocidad de flujo promedio en las tuberías corresponde a 1.5 m /s a 2.5 m / s.

3.1.3. Efecto del diámetro en el flujo en la tubería

La reducción del diámetro de los tubos aumenta la caída de presión en el flujo. Sin embargo, para servicios con fluidos incrustantes, generalmente se utilizan tuberías de 1 pulgada o 3/4 de pulgada, no se debe adoptar el uso de tuberías de menor diámetro debido al riesgo de obstrucción.

3.1.4. Efecto del número de pases

Considerando un intercambiador con una geometría definida, es decir, con el número de tubos definidos, al aumentar el número de pasadas se incrementa la velocidad del fluido. Por ejemplo: Considerando un equipo compuesto por 100 tubos y un paso en los tubos, el fluido pasará por los 100 tubos, si duplicamos el número de pasadas, el fluido fluirá por 50 tubos al doble de velocidad y recorrerá una longitud 2 veces más grande. Como resultado, habrá un aumento en la transferencia de calor y la caída de presión, siendo esta última más significativa.

3.1.5. Efecto de patrón de haz de tubos

Hay 4 tipos de arreglos de haces de tubos, que son: triangular (30 O), Triangular girado (60 O), cuadrangular (90 O) y cuadrangular girado (45 O). Los arreglos triangulares acomodarán más tubos que los arreglos cuadrados, además, desarrollarán una mayor turbulencia al aumentar la transferencia de calor. Sin embargo, las disposiciones triangulares no permiten la limpieza mecánica cuando la distancia entre los centros de dos tubos adyacentes, es decir, el paso, es equivalente a 1,25 veces el diámetro externo del tubo. Por lo tanto, estos arreglos deben usarse para servicios con fluidos limpios. Las disposiciones cuadrangulares están indicadas para fluidos sucios e incrustantes, ya que no hay restricción en la limpieza mecánica. Para números de Reynolds por debajo de 2000, se recomienda utilizar la disposición cuadrangular girada, ya que aumenta la turbulencia; de lo contrario, la diferencia es insignificante.

3.1.6. Efecto escalonado

Para el patrón triangular, el estándar TEMA especifica que el paso más pequeño (distancia entre los centros de dos tubos adyacentes) es al menos 1,25 del diámetro exterior del tubo. Para disposiciones cuadrangulares, TEMA recomienda que el paso sea superior a 1,25 mm del diámetro externo, pero si se especifica una limpieza mecánica, la diferencia entre el paso y el diámetro externo debe ser superior a 6,4 mm. Generalmente, los diseñadores optan por el paso más pequeño posible para reducir el diámetro de los intercambiadores, que solo se incrementa cuando se desea reducir la pérdida de carga en el casco. La estrategia de aumento de diámetro solo se utiliza cuando se agotan todas las demás formas de reducir la pérdida de carga.

3.1.7. Efecto de los deflectores

El diseño del deflector corresponde a un punto clave para un intercambiador de calor de carcasa y tubos. La elección del tipo de deflector, la altura de corte y el espacio entre ellos aseguran la eficiencia y confiabilidad del funcionamiento del intercambiador. Los deflectores brindan soporte a los tubos, cambios bruscos en la dirección del flujo y evitan fallas debido a la vibración generada por el flujo perpendicular al haz de tubos.

El espacio entre deflectores corresponde a la distancia entre los centros de dos placas adyacentes, siendo el parámetro más importante. El TEMA determina que el tramo más pequeño permitido corresponde al valor más pequeño entre 100 mm y 0,2 del diámetro interior del casco. Una brecha muy pequeña puede aumentar la resistencia del

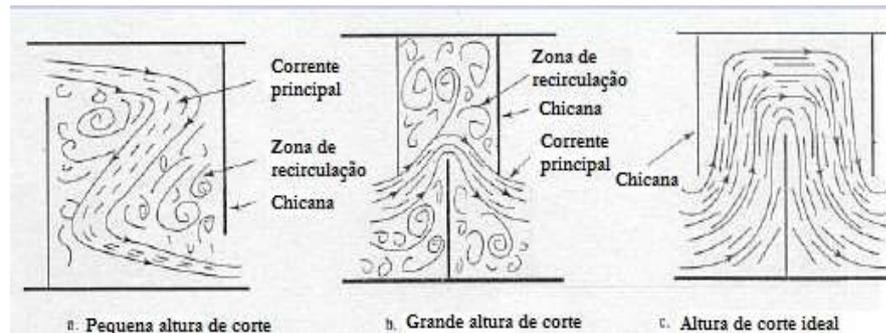
flujo que pasa a través de la viga (Corriente B), como consecuencia las fracciones de fluidos que fluyen a través de las brechas (Corriente A, C, E y F) aumentarán. Otro problema será la dificultad de limpiar mecánicamente los depósitos contenidos en la superficie de los tubos.

Generalmente, la separación máxima entre deflectores corresponde al valor del diámetro interno de la carcasa del intercambiador. Un gran tramo proporcionará un predominio del flujo longitudinal, que es menos eficiente que el flujo transversal, además de un soporte inadecuado de los tubos, lo que puede aumentar el riesgo de falla por vibración, causado por la escorrentía.

El espaciado ideal de los deflectores suele ser de alrededor de 0,3 a 0,6 del diámetro interior del casco. Además, es importante enfatizar que, al reducir el tramo, el aumento en la pérdida de carga es marginalmente mucho mayor que el aumento en el coeficiente de transferencia de calor.

La altura del corte del deflector es un segundo factor que merece atención. La altura de corte puede variar del 15% al 45% dependiendo del diámetro interior del casco. Tanto las alturas de corte pequeñas como las grandes son perjudiciales para el coeficiente de transferencia de calor en el lado del casco y agravan el fenómeno de incrustación debido a las recirculaciones. En el primer caso, puede darse el desarrollo de estas zonas en espacios adyacentes a las regiones cercanas al corte del deflector, como se puede observar en la figura 3.1. En el segundo caso, las zonas de recirculación pueden aparecer próximas al casco, debido a un flujo casi longitudinal. Se recomienda encarecidamente que el corte de los deflectores esté entre el 20% y el 35% del diámetro interior del casco.

Figura 9: Efecto de la altura de corte de los deflectores



La orientación horizontal del corte del deflector se recomienda para un intercambiador de calor donde no hay cambio de fase. Minimiza la acumulación de depósitos en la parte inferior del casco. Finalmente, se recomienda que la relación entre la velocidad del flujo en la región de la ventana y en la región de flujo cruzado esté entre el rango de 0,8 y 1,2, ya que las aceleraciones y desaceleraciones del flujo a lo largo del intercambiador aumentan la pérdida de carga, sin causar ninguna mejora en la transferencia de calor.

3.2. Presentación del servicio y decisiones para comenzar el proyecto

3.2.1. Datos de operación

El equipo funcionará junto con la columna de destilación de petróleo utilizando gasóleo pesado con reflujo recirculante como líquido caliente y crudo como líquido frío. El Diesel ingresará al intercambiador a una temperatura de 302°C y debe salir a una temperatura de 275°C, el caudal másico de este fluido es de 77 kg / s, la presión de funcionamiento corresponde a 1300 kPa. La caída de presión permitida es de 70 kPa. El fluido frío será el crudo que entrará a la temperatura de 227°C y debe salir a una temperatura de 249°C, el flujo másico de crudo será de 100,23 kg / s, la presión de funcionamiento corresponde a 2830 kPa. La caída de presión permitida es de 120 kPa. O Diesel tiene un grado API de 42,5 y un factor de caracterización K alarido de 13. El petróleo crudo, por otro lado, tiene un grado API de 40 y un factor de caracterización K alarido de 13.

Además de la información del servicio, es necesario conocer cuáles son las condiciones del proyecto. La temperatura máxima que puede alcanzar el fluido de proceso corresponde a 320°C. La presión de diseño que puede alcanzar el fluido frío corresponde

a 4400 kPa. Para fluidos calientes, la presión máxima corresponde a 1700 kPa. En la tabla 2 se encuentra disponible un resumen de los datos operativos, las condiciones de diseño y las propiedades de los fluidos a temperatura media.

Tabla 2: Resumen de datos operativos, condiciones de diseño y propiedades

Datos	Diesel	Petróleo crudo
Flujo (kg / s)	100,23	77
Temperatura de entrada (°C)	302	227
Temperatura de salida (°C)	275	249
Temperatura máxima (°C)	320	320
Pérdida de carga admisible (kPa)	70	120
Presión de funcionamiento kPa)	1300	2830
Presión de diseño (kPa)	1700	4400
Grado API	42,5	40
Factor de caracterización $K_{alarido}$	13	13
Densidad (kg / metro ³)	640.03	691.28
Viscosidad (Pa.s)	$3,91 \cdot 10^{-4}$	$7,55 \cdot 10^{-4}$
Calor específico (kJ / kg K)	3,16	2,97
Conductividad térmica (W / m K)	0,095	0.102

3.2.2. Asignación de fluidos

En posesión de los datos operativos, es necesario definir cuál de los fluidos pasará por los tubos y cuál pasará por el casco. Esta decisión no involucra ninguna fórmula fija debido a la variación de varios factores que deben ser considerados. Además, existen relaciones de intercambio entre ellos. Se presentarán los principales parámetros para la asignación de uid y se discutirá sobre ellos en relación con la operación.

El primer factor evaluado será la viscosidad. Generalmente, para un fluido muy viscoso, es más ventajoso ponerlo fluyendo en el casco, ya que para la misma caída de presión admisible es posible obtener coeficientes de transferencia de calor más altos. Todo esto es posible debido a la característica de flujo del casco, el fluido fluye a través del haz de tubos y hay cambios de dirección debido a los deflectores, características que

intensifican la turbulencia. En los fluidos en cuestión, la viscosidad es inferior a 1 cP para las temperaturas de funcionamiento.

El segundo factor evaluado será la corrosividad, solo es relevante cuando existe diferencia en el nivel de agresividad de los fluidos debido a la necesidad de utilizar materiales más costosos. En estas situaciones, se indica que el fluido corrosivo fluye por los tubos, ya que el área de contacto entre este fluido y el metal será menor. La asignación del líquido corrosivo en los tubos, el carrete, los espejos, los tubos y el cabezal flotante deberán fabricarse con un material más caro. Al colocar el líquido corrosivo en el casco, el casco mismo, los tubos, los espejos, la parte superior y la cabeza flotante deberán fabricarse con este material especial. Claramente, el volumen de metal utilizado en la segunda situación será mayor. Los fluidos de diseño tienen relativamente el mismo grado de corrosividad, por lo que este factor no se considerará.

El tercer factor evaluado será el depósito. El fluido con mayor tendencia a depositarse debe colocarse para drenar en los tubos, ya que existen regiones de recirculación en el casco donde existe una mayor probabilidad de desarrollo de la capa de incrustaciones. Generalmente, los fluidos más incrustantes son los más viscosos, por lo que este parámetro está en conflicto con la viscosidad para la distribución de fluidos. Para los fluidos considerados en este proyecto, la viscosidad no influye, la decisión para este factor reside únicamente en la evaluación de cuál fluido será el más incrustante. Como el petróleo crudo es más incrustante que el diesel pesado, debe fluir a través de las tuberías.

El cuarto factor evaluado será la presión. Este parámetro es similar al grado de corrosividad del fluido. El espesor de un recipiente a presión es función de algunas variables, incluido el diámetro. Para la misma presión, cuanto mayor sea el diámetro, mayor será el grosor de la hoja para resistir. Si la diferencia de presión es significativa, la cantidad de material necesario para colocar un fluido de mayor presión en el casco será mayor, por lo tanto, el intercambiador será más caro. Este factor solo es representativo cuando hay una diferencia significativa de presión entre los dos fluidos y los diámetros grandes. Además, al asignar el fluido a mayor presión en el casco, los tubos y la cabeza flotante se someten a compresión y por lo tanto a la lumbar, que es un punto negativo, ya que resisten mejor la presión interna. En la situación del proyecto, existe una diferencia de presión considerable entre los dos fluidos, la mayor

La presión es considerablemente alta y como es un intercambiador de refinería, el diámetro probablemente será grande. Por lo tanto, el fluido de mayor presión debe asignarse a las tuberías.

El quinto será el flujo másico. En este factor, el principal problema está en la corriente con menor caudal. El coeficiente de transferencia de calor por convección está vinculado al número de Prandtl y al número de Reynolds, el número de Prandtl es fijo y depende de las propiedades del fluido a la temperatura a la que se evaluaron, mientras que el número de Reynolds depende de la geometría de la velocidad y propiedades del fluido en cuestión, una de las formas de aumentar el número de Reynolds y así aumentar la transferencia de calor es aumentar la velocidad del flujo. Con la asignación del fluido de menor flujo en los tubos, es posible aumentar la velocidad del flujo aumentando el número de pasadas, sin embargo esta estrategia tiene límites, entre ellos la restricción de la pérdida de carga admisible para el equipo, problemas relacionados con la dificultad en la fabricación y la reducción del coeficiente de transferencia de calor convectivo del casco, estos dos últimos están relacionados con las placas de separación entre las cámaras, su colocación agrega carriles libres en el casco al flujo reduce el coeficiente de transferencia de calor convectivo del casco, además de dificultar la fabricación. Para la asignación del fluido con menor flujo en el casco, es posible obtener un flujo turbulento con un valor menor del número de Reynolds, debido al paso por los tubos y los cambios bruscos en la dirección del flujo por parte de la presencia de deflectores. En esta situación, es posible aumentar la velocidad del fluido disminuyendo su corte y vuelo, sin embargo, hay límites para esto impuestos por la caída de presión permitida y por la limpieza del haz de tubos. Sin embargo, este factor solo es significativo cuando existe una gran diferencia de flujo másico entre las corrientes. Cuando está elevado, se recomienda poner el caudal más bajo para drenar en los tubos, de lo contrario, el caudal más bajo debe asignarse al casco, ya que es posible alcanzar un caudal más alto. Nivel de turbulencia con un valor menor para el número de Reynolds.

En la situación del proyecto, los flujos son cercanos, por lo que la opción es poner el crudo a fluir en los tubos. el fluido de flujo más bajo debe asignarse en el casco, ya que es posible alcanzar un nivel más alto de turbulencia con un valor más bajo para el número de Reynolds. En la situación del proyecto, los flujos son cercanos, por lo que la opción es poner el crudo a fluir en los tubos. el fluido de flujo más bajo debe asignarse en el casco,

ya que es posible alcanzar un nivel más alto de turbulencia con un valor más bajo para el número de Reynolds. En la situación del proyecto, los flujos son cercanos, por lo que la opción es poner el crudo a fluir en los tubos.

El sexto y último factor será la temperatura. Para este parámetro, se pueden hacer dos consideraciones. El primero está relacionado con la gran diferencia de temperatura, mayor que 80 °C, entre la entrada y salida de la corriente asignada a los tubos, en esta situación si el intercambiador tiene solo dos pasadas, la diferencia de temperatura entre las dos partes del espejo será muy alta, esto puede ocasionar altos voltajes térmicos desencadenando distorsión e incluso posible fracaso. Si hay más pases, la situación es menos grave. Con esta alta diferencia de temperatura, se recomienda colocar el líquido a drenar por el casco, o si decide drenar por los tubos, utilice al menos cuatro pasadas. La segunda consideración sugiere que el líquido con la mayor diferencia de temperatura se asigne a los tubos, ya que esto puede resultar en una menor distorsión de la temperatura, sin embargo, este factor solo es significativo si la cantidad de líquido que fluye a través del espacio entre el deflector y el casco es alta., o si la relación entre las diferencias de temperatura del fluido del casco y la diferencia de temperatura de la terminal fría es alta. En el diseño, la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del petróleo crudo es 22 °C y la diferencia de temperatura en la terminal fría es 27 °C, entonces este factor no es muy determinante y no será considerado.

La Tabla 3 resume lo dicho en los párrafos anteriores. Para este análisis, se decide drenar el crudo por los tubos y el Diesel por el casco. Aparentemente, este fue un caso relativamente simple en el que no hubo conflictos entre los parámetros, sin embargo, puede se vuelven más complejos a medida que aparecen.

Tabla 3:Asignación de los fluidos

Parámetros	flujo a través de los tubos	flujo del casco
Viscosidad	Indiferente	Indiferente
Corrosividad	Indiferente	Indiferente
Embutido	Petróleo crudo	Diesel
Presión	petróleo crudo	Diesel
Flujo de masa	petróleo crudo	Diesel
Temperatura	Indiferente	Indiferente

3.3. Determinación intercambiadora de calor

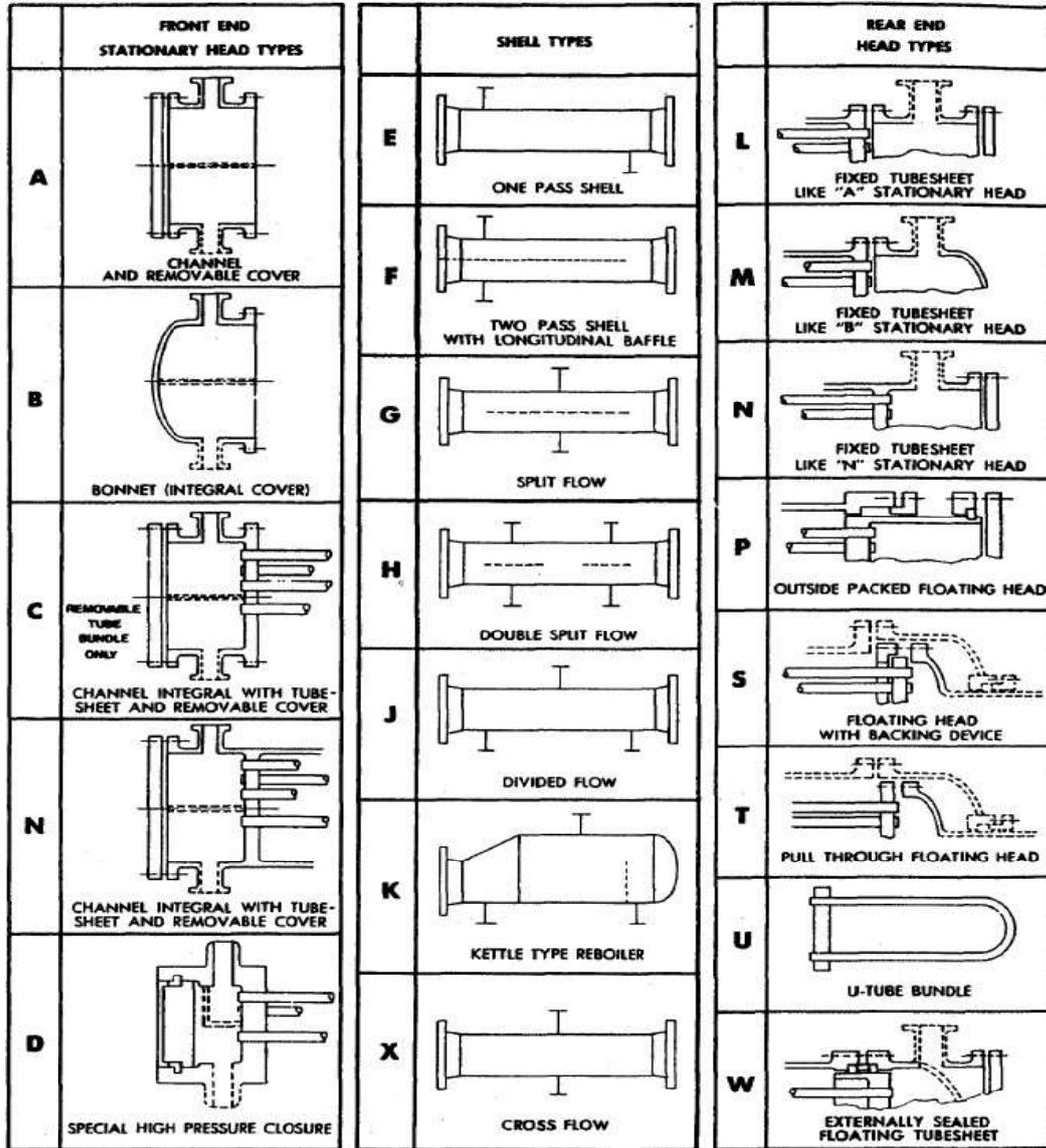
3.3.1. Determinación modelo según el estándar TEMA

Teniendo en cuenta las características del servicio, se pueden elegir cuatro modelos del estándar TEMA. Los dos primeros son AES o BES, en esta situación ambos permiten la extracción, intercambio del haz de tubos, reemplazo completo o no de los tubos, cualquier método de limpieza tanto en el casco como en los tubos, al permitir el movimiento del tubular haz en relación con el casco evitando tensiones térmicas. La diferencia entre el carrete A y el carrete B se encuentra en la parte superior. En el modelo A, la parte superior es una brida ciega atornillada a la brida del carrete, mientras que en el modelo B la parte superior está soldada y la brida del carrete no es necesaria. El modelo A es más ventajoso para el mantenimiento en comparación con el modelo B, sin embargo, la adición de una unión bridada proporciona la existencia de una región en la que pueden ocurrir fugas.

Los otros dos modelos que se pueden elegir son AET y BET. Tienen las mismas ventajas que los modelos anteriores, la diferencia está en el mantenimiento. Mientras que el patrón en S requiere un proceso de desmontaje de la cabeza para la remoción integral de la viga, el patrón en T se puede quitar completamente sin esta operación, ya que el diámetro de la cabeza es menor que el diámetro interno del casco. El lado negativo del patrón T en relación con el S es el alto valor de holgura entre el diámetro interior del

caso y el diámetro exterior del haz de tubos aumentando la fracción de la cadena C. Por lo tanto, el patrón del carrete prácticamente no influye en el cálculo del coeficiente de transferencia de calor global, pero el tipo de cabezal lo hará.

Figura 10: Estándares de la norma TEMA



3.3.2. Determinación del haz de tubos

Considerando que el crudo es un fluido incrustante, elegimos tubos de 3/4 pulgada y 1 pulgada, ambos BWG 14. El Diesel también tiene esta característica, por lo que se recomienda si existe la posibilidad de limpieza mecánica, se opta por la disposición cuadrangular (90 O). La distancia entre los centros de los tubos debe ser lo más pequeña posible, por lo tanto 1,25 del diámetro externo de los tubos, pero debe tener un valor mínimo de 6,4 mm, según TEMA, para que sea posible Limpieza mecánica.

Entonces, para tubos de 1 pulgada, esta distancia será de 32 mm y para tubos de 3/4 de pulgada será de 25,5 mm. Para determinar la cantidad de tubos, primero elija cuál será la velocidad de flujo en cada uno de ellos. En el caso del petróleo crudo, debe estar en el rango de 1,5 m/s a 2,5 m/s para evitar gran escala y erosión. Se sugiere probar la influencia del coeficiente de transferencia de calor en los tubos para el coeficiente global, es importante tener en cuenta que cuanto mayor es la velocidad, mayor es la caída de presión, cuanto mayor sea la transferencia de calor y menor el número de tubos necesarios, esto reducirá el diámetro de la carcasa, por otro lado, puede aumentar la longitud del intercambiador, dependiendo de cómo se modifique el coeficiente global. Las últimas consecuencias aumentan la pérdida de cabeza en el casco. Mediante la ecuación 3.1 es posible tener una estimación del diámetro externo del haz de tubos.

3.3.3. Determinación del diámetro interior del casco

El diámetro del casco depende exclusivamente del número de tubos y del número de pasadas. Aumentar el número de pasadas mientras se mantiene la velocidad de flujo en los tubos, tramos y cortes deflectores implicará aumentar el número de tubos en el haz, disminuir el coeficiente de transferencia de calor, posiblemente disminuir la longitud del intercambiador y ciertamente disminuir la caída de presión. Además, un intercambiador de mayor diámetro necesitará: espejos más grandes, mayor número de orificios en los espejos y mayor espesor de placa para resistir la presión, por lo tanto, la fabricación tendrá un mayor costo y será más difícil. La muestra 3.3 los valores estimados para el diámetro interior en función de los números de paso. En base a esto, probaremos modelos con 2, 4 y 6 pasadas en los tubos.

Tabla 4: Parámetros geométricos

Tubos	$\frac{3}{4}$ pulgadas BWG 14			1 pulgada BWG 14		
Arreglo	90°			90°		
Paso (mm)	25,5			32		
Velocidad de fluidos en tubos (m/s)	2,25			2,25		
Número de pases	2	4	6	2	4	6
Número de tubos	748	1496	2244	368	736	1104
Diámetro interno esperado de la carcasa (mm)	870	1200	1455	780	1075	1300

3.3.4. Determinación de holguras y el número de barras son linternas

Algunas holguras se determinarán de acuerdo con las recomendaciones de la norma TEMA, otras se estimarán y confirmarán después del dibujo mecánico. Las holguras determinadas por la norma TEMA son: holgura entre los tubos y los orificios del deflector (Cadena A) y holgura entre el casco y el borde de los deflectores (Cadena E). La estimación corresponde al espacio libre entre el diámetro interior del casco y el diámetro exterior del haz de tubos (Corriente C). Los carriles por los que pasa la corriente F dependen de la orientación del carrete y las placas de separación del cabezal. Las barras de sellado se utilizan generalmente cuando el espacio libre entre el haz de tubos y el casco es alto, es decir, generalmente en el patrón de T. La Tabla 4 muestra los valores que se adoptarán.

Tabla 5: Valores de holguras y número de barras de sellado

Diámetro interior del casco	de 457 mm a 991 mm	de 1016 mm a 1372 mm
Corriente de juego E (mm)	4.8	6.4
Corriente de juego A (mm)	0.4	0.4
Corriente de juego C (mm)	de 50 a 60	de 60 a 80
Número de barras de sellado	0	0

3.3.5. Determinación de la geometría de los deflectores

El espacio entre los deflectores y el espaciamiento entre ellos se evalúan para un conjunto de valores dentro de las recomendaciones de diseño dadas en el capítulo anterior y respetando las pautas de la norma TEMA. En la sección 4.5.2, el cálculo se realiza para evaluar el fenómeno de vibración inducido por flujo.

3.3.6. Determinación factor TEMA

Una de las formas de representar la resistencia térmica de la escala es mediante el uso de factores TEMA, si la refinería no tiene datos sobre este parámetro. Esta información significa que, al cabo de aproximadamente un año y medio, la báscula agregará un valor dado a la resistencia térmica de la pared alterando la transferencia de calor. Es de destacar que este valor es arbitrario y en el caso del estándar se basa en un conjunto de experiencias previas en otros intercambiadores que tuvieron éxito durante su tiempo de operación. Otro punto a destacar, se refiere a la no dependencia temporal de este factor, en la práctica la resistencia térmica de la capa de incrustaciones crece con el tiempo de servicio, por lo tanto, el intercambiador debe cumplir los requisitos operativos en la peor situación posible, es decir, el área de intercambio se determinará en la situación operativa anterior a la parada para mantenimiento y limpieza. Los factores de depósito adoptados se pueden ver en la tabla.

Tabla 6: Valores del factor de ensuciamiento según la norma TEMA

Líquido	factor de fallas $T > 235 \text{ O C}$ y $V > 1, 2$ (K metros / W)
petróleo crudo	0,001057
Diesel	0.000881

3.3.7. Procedimiento de cálculo

Una forma de abordar el problema utilizando esta resistencia térmica debido a la incrustación es estimar un coeficiente de transferencia de calor en la situación sucia. Por supuesto, esta área será más grande de lo necesario para el intercambiador en la condición limpio, por lo tanto, cambiará la temperatura de salida de los fluidos fríos y calientes, además del coeficiente de transferencia de calor global en la situación limpia. El procedimiento utilizado se describe a continuación.

PASO I

El coeficiente de transferencia de calor limpio global se calcula con las temperaturas de servicio, se evalúan las propiedades de los fluidos a la temperatura media de flujo de mezcla.

PASO II

Se estima un valor para el coeficiente de transferencia de calor de diseño global de modo que el factor de depósito disponible en 3.2 sea mayor que el factor de depósito requerido obtenido en el estándar TEMA.

$$Rf_{disp} = \frac{1}{U_{Projeto}} - \frac{1}{U_{Limpo}}$$

PASO III

Con el coeficiente global estimado del proyecto, el área necesaria para realizar la tarea a través de la ecuación 3.3.

$$A = \frac{Q}{FU_{Proyecto} \Delta T}$$

PASO IV

Por el método NTU utilizando el área calculada en el Paso III, el coeficiente global limpio obtenido en el Paso I y las propiedades evaluadas en la temperatura promedio de mezclado del servicio, existe una aproximación para las temperaturas de salida en la condición de limpio.

PASO V

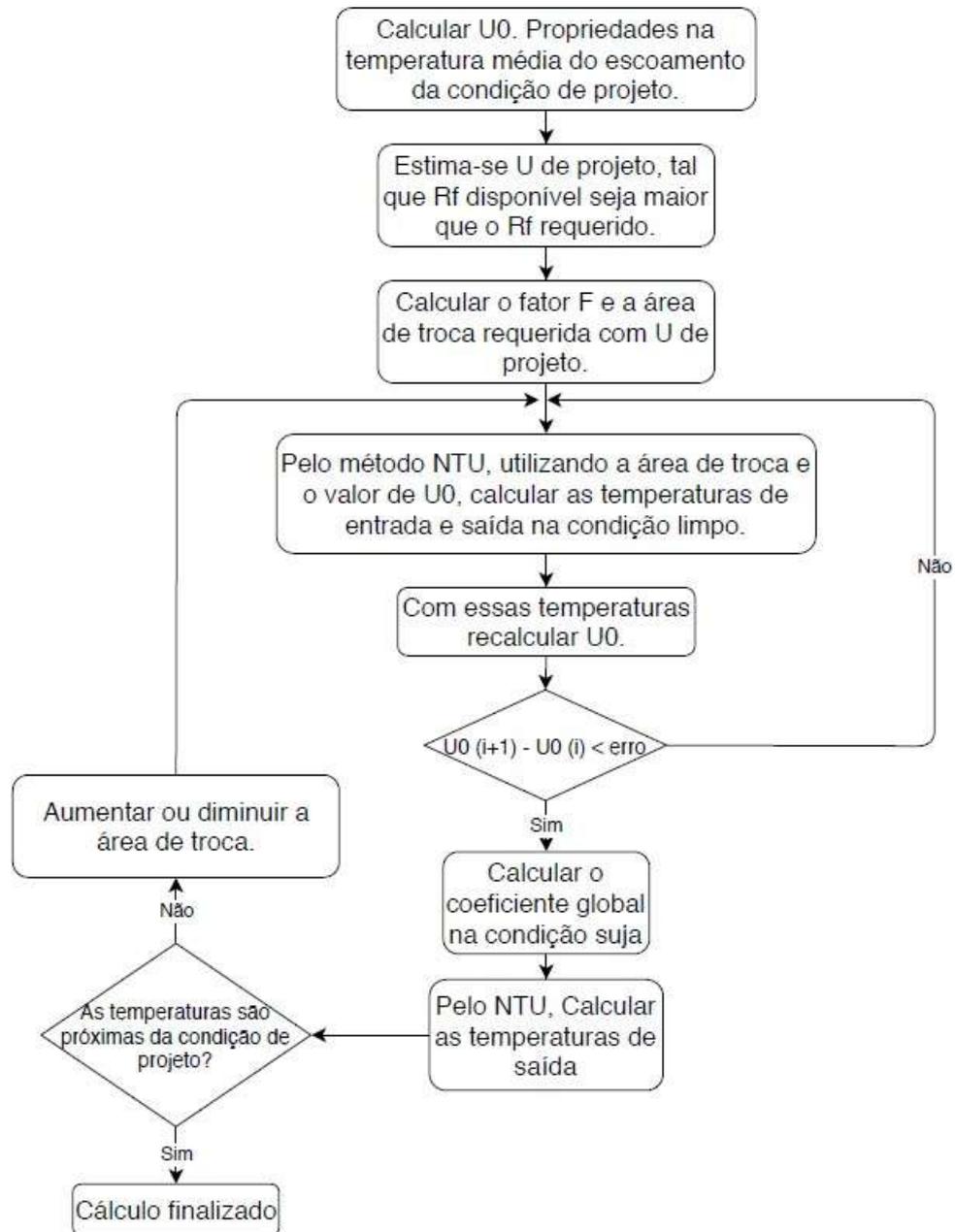
El coeficiente global limpio se calcula con las temperaturas obtenidas en el Paso IV, se evalúan las propiedades de los fluidos a la temperatura promedio de la mezcla. utilizando de nuevo las temperaturas obtenidas en el Paso IV. Este paso se repite hasta la convergencia, es decir, hasta que el coeficiente varía de una iteración a otra en un valor menor que un error.

Nota: En este caso, solo una iteración es suficiente, ya que la variación de las propiedades de los fluidos es pequeña.

PASO VI

Finalmente, el coeficiente global en condiciones de suciedad se calcula sumando los factores de escala a la resistencia de la pared. Si las temperaturas de salida obtenidas en estado sucio están cerca de las temperaturas de diseño, el modelo es aprobado, de lo contrario el área se aumenta y se regresa al Paso IV.

Figura 11: Representación esquemática para calcular el área de intercambio necesaria



3.3.8. Evaluación preliminar

Es de destacar que el procedimiento de cálculo implica una gran combinación de variables. Mediante conferencia, es decir, ejecución en algunos modelos de los Pasos I a III descritos anteriormente, es posible eliminar algunas consideraciones realizadas que conducirán a un menor número de cuentas y modelos probados.

El primero corresponde a la velocidad de flujo, puede elegir cualquier valor entre el rango de velocidades, la decisión es mantener una velocidad de 2.25 m / s en los tubos. El valor mínimo del rango generaría un intercambiador con baja caída de presión tanto en los tubos como en el casco, además de un bajo coeficiente de transferencia de calor en la situación limpia, por lo tanto, el intercambiador necesitaría tener un área de intercambio mayor. La velocidad máxima del rango proporcionaría una caída de presión máxima y un coeficiente de transferencia de calor máximo, sin embargo, cualquier variación positiva en el flujo másico del proceso podría desencadenar corrosión por erosión y dependiendo del estado de la superficie de los tubos, después de eso, esta fluctuación podría originar corrosión localizada, como la corrosión de la brea.

El segundo corresponde a la longitud de los tubos, lo limitaremos a un valor máximo de 6000 mm. Los tubos más largos que esta longitud aumentan la dificultad de fabricación. Esta segunda restricción ya elimina la opción para intercambiadores con doble paso, ya que la longitud de los tubos obtenida en los cálculos corresponde a un valor superior a 6000 mm. En este criterio se evalúa un modelo de intercambiador con tubos de 1 pulgada BWG 14 y con 4 pasadas, la longitud de los tubos obtenidos para esta situación corresponde a 7000 mm y también será descartado. Debido al alto valor de la holgura de la cadena C en un patrón de cabeza en T, TEMA decide evitarlo.

Con todo eso, quedan 3 modelos para el patrón TEMA BES. Dos modelos que constan de tubería BWG 14 de 3/4 de pulgada con 4 o 6 pasadas y un modelo que consta de tubería BWG 14 de 1 pulgada con 6 pasadas. Si por casualidad hay un cruce de temperatura, el modelo será descartado.

3.4. Análisis

Los tres modelos seleccionados serán probados para diferentes configuraciones de corte y espaciado de deflectores. En las tablas, de 3.6, están los parámetros y resultados de los Pasos I a III descritos en 3.3.7. Cada modelo tiene 4 tablas, las dos primeras corresponden a los parámetros geométricos utilizados, las otras dos corresponden a los resultados. Después de seleccionar el modelo, los cálculos de los pasos del IV al VI se realizarán solo para él.

3.4.1. Análisis de resultados y selección de modelos

El modelo correspondiente al intercambiador TEMA BES, 1 pasada en el casco y 6 pasadas en los tubos, con tubos de 3/4 de pulgada, presentó un coeficiente de calor considerablemente bajo, y por lo tanto la mayor área de intercambio. Incluso teniendo la longitud más corta, el intercambiador en cuestión tiene más de 2200 tubos, lo que conduciría a un alto costo y dificultad en la fabricación. Además, tiene una longitud corta, alberga una pequeña cantidad de deflectores y proporciona un flujo ineficiente en el lado del casco para la transferencia de calor. Por lo tanto, será ignorado.

Quedan dos modelos, correspondientes al intercambiador TEMA BES, 1 pasada en el casco y 4 pasadas en los tubos, con tubos de 3/4 de pulgada y el intercambiador TEMA BES, 1 pasada en el casco y 6 pasadas en los tubos, con Tubos de 1 pulgada. Entre estos, la diferencia es muy pequeña. El primer modelo tiene una pequeña ventaja debido a su mayor eficiencia en la transferencia de calor. Se puede plantear la siguiente pregunta, el segundo modelo tiene una mayor pérdida de carga y por lo tanto puede considerarse más eficiente, cabe recordar que la porción correspondiente a las pérdidas localizadas es mayor para el segundo debido a las dos pasadas más. Además, la caída de presión en los tubos relacionada con el intercambio térmico será menor debido al mayor diámetro. El modelo elegido será el TEMA BES, 1 pasada en el casco y 4 pasadas en los tubos, con tubos de 3/4 de pulgada, sin embargo, la diferencia no es muy significativa. Los parámetros y resultados de este modelo se enumeran en las tablas 3.6 a 3.9.

Es necesario seleccionar el espacio entre los deflectores y la altura de corte. Elegimos mantener una relación entre el área de flujo cruzado y el área de las ventanas cercana a 1, de modo que no haya aceleración o desaceleración del fluido en el área de la ventana, provocando un aumento en la pérdida de carga casi sin contribución al calor transferir. Así, tres modelos son candidatos: el M3, el M11 y el M17. El modelo M17 tenía un coeficiente de transferencia de calor muy bajo y, por lo tanto, se descartará. La diferencia entre M3 y M11 es significativa para este coeficiente. Teóricamente se elegiría el modelo M3, sin embargo, es importante tener en cuenta que no se creó ninguna herramienta gráfica para ayudar del proyecto térmico, como hay en los programas comerciales. Por lo tanto, los valores de las holguras estimadas, como la corriente C, pueden aumentar significativamente, disminuyendo la resistencia al flujo a través de esta

región, aumentando la fracción de masa a través de este pasaje y disminuyendo el coeficiente de transferencia de calor global. Al elegir un espaciamiento entre los deflectores de M11, la resistencia al flujo de la cadena B será menor debido al mayor tramo, por esta razón, un aumento en la holgura de la cadena C puede generar un menor aumento en la fracción de la masa. El flujo que fluye a través de este espacio, por lo tanto, proporcionará una reducción menor en el coeficiente de transferencia de calor en comparación con el modelo M3. La decisión aquí tomada tiene en cuenta la posible alteración de algunos parámetros debido al diseño mecánico y tiene como objetivo que el calculado por el diseño térmico sea cercano al modelo diseñado. Esta discusión entre los equipos responsables del diseño térmico y mecánico se lleva a cabo constantemente. Se considera que el modelo M11 mantendrá la mayoría de sus características en el proyecto, y para esta mayor previsibilidad se seleccionará. Es importante tener en cuenta que después de todos los cambios que pueden ocurrir en el diseño mecánico, el cálculo de la transferencia de calor se realizará nuevamente y el área de intercambio se ajustará si hay un cambio en el coeficiente de transferencia de calor global. Esta discusión entre los equipos responsables del diseño térmico y mecánico se lleva a cabo constantemente.

Se considera que el modelo M11 mantendrá la mayoría de sus características en el proyecto, y para esta mayor previsibilidad se seleccionará. Es importante tener en cuenta que después de todos los cambios que pueden ocurrir en el diseño mecánico, el cálculo de la transferencia de calor se realizará nuevamente y el área de intercambio se ajustará si hay un cambio en el coeficiente de transferencia de calor global. Esta discusión entre los equipos responsables del diseño térmico y mecánico se lleva a cabo constantemente. Se considera que el modelo M11 mantendrá la mayoría de sus características en el proyecto, y para esta mayor previsibilidad se seleccionará. Es importante tener en cuenta que después de todos los cambios que pueden ocurrir en el diseño mecánico, el cálculo de la transferencia de calor se realizará nuevamente y el área de intercambio se ajustará si hay un cambio en el coeficiente de transferencia de calor global.

La Tabla 6 muestra el valor de los coeficientes de transferencia de calor global, considerando las propiedades de los fluidos a las temperaturas de entrada, a las temperaturas medias ya las temperaturas de salida del flujo. La diferencia entre ellos es insignificante correspondiente a un máximo de $2,3 \text{ W / m}^2 \text{ K}$. Así, la hipótesis de que el coeficiente global es constante en toda el área de intercambio y el uso de la temperatura

media del flujo en la evaluación de las propiedades del fluido es pertinente, no afectando el cálculo.

Otro punto a observar es la distorsión del perfil de temperatura, se observa que la fracción de flujo másico que fluye por el gap E es menor al 12% y la corriente B es mayor al 59%, además, la relación entre la diferencia en la temperatura de entrada y salida del fluido del casco por la diferencia entre las temperaturas terminales frías es 0,88 en estado limpio y 0,51 en estado sucio, es decir, se puede considerar que la distorsión en el perfil de temperatura no es muy pronunciada. Basado en este análisis:

Tabla 7: Resultados para diferentes temperaturas de referencia de propiedad de los fluidos

	propiedades evaluado en la temperatura de entrada	propiedades evaluado en la temperatura promedio	propiedades evaluado en la temperatura a punto de irse
Coefficiente global de transferencia de calor limpio ($W/m^2 K$)	605,9	607.2	604,9
fracción actual A	0,133	0,133	0,134
fracción actual B	0.598	0.597	0.596
fracción actual C	0,153	0,153	0,154
fracción actual E	0,116	0,116	0,117
Pérdida de carga de la tubería (Pa)	68295	68464	68822
Pérdida de carga del casco (Pa)	7747	7663	7583
Relación de áreasalida área de cruz y ventana	1.053	1.053	1.053

Se observa que se confirman las hipótesis consideradas en relación al valor constante del coeficiente de transferencia de calor a lo largo del intercambiador y la no distorsión del perfil de temperatura. Por lo tanto, el modelo de cálculo propuesto es adecuado para el diseño del área de intercambio.

La Tabla 7 muestra el resultado del modelo M11 para los Pasos IV a VI presentado en 3.3.7. Se observa que el factor F obtenido fue superior a 0,8 considerándose adecuado. Para valores inferiores a este, las curvas del factor F serían muy pronunciadas, cualquier variación de temperatura la cambiaría mucho, alterando el cálculo de la transferencia de calor. De esta forma, la evaluación del intercambiador se vería perjudicada en su previsibilidad, lo que podría dar lugar a errores en el diseño. Las temperaturas obtenidas en estado limpio y sucio fueron adecuadas.

Entonces el modelo fue aprobado

Tabla 8: Resultado final para el modelo elegido

	Limpio	incrustado
Coeficiente global de transferencia de calor (W / m ² .K)	607.2	257,7
Temperatura de entrada de Diesel (°C)	302	302
Temperatura de salida del gasóleo (°C)	262	276
Temperatura de entrada del crudo (°C)	227	227
Temperatura de salida del crudo (°C)	260	248
Factor F	0,83	0,96
Área de intercambio (m ²)		495,5
Largo del intercambiador (m)		5.400

3.5. Datos Técnicos para un Intercambiador de Placas Planas

3.5.1. Intercambiador de placas planas:

Los intercambiadores de calor cuentan con sistema de placas que nos permite presentar ciertas características esenciales de su diseño y en la forma de sus operaciones lo cual les hace ser motivo de estudio, de tal manera los intercambiadores son compactos y a su vez de diferentes tamaños. Tiene como finalidad aumentar la eficiencia del intercambiador de placas planas, teniendo una corrugación y un ángulo determinado, de ese modo aumenta el recorrido del fluido y aumentando el tiempo de resistencia del intercambiador.

En su mayoría los intercambiadores en la industria moderna, son sustituidos tradicionalmente por los tipos multitubular y los de tipo tubo concéntricos.

los Intercambiadores de Calor de Placas Planas tiene el nombre comercial de PHE que son iniciales en inglés (Page Head Exchange).

En los Intercambiador de calor de placas planas o llamados intercambiadores compactos se llegó a desarrollar a principio para el proceso de pasteurización de leche, con la facilidad de apertura la limpieza cumpliendo con los requisitos de sanidad básico para la industria, a partir de esto, el Intercambiador de placas planas se ha ido desarrollando en distintas aplicaciones para cualquier rama de la industrial.

Los intercambiadores de placas tienden a ser un conjunto de placas metálicas corrugadas montadas entre dos placas, la cual uno es fijo (bastidor) y la otra parte es móvil (a presión). A si mismo es soportado por dos barras guías, que se encuentra en la parte superior y lo otro en la parte inferior del intercambiador de placas, que es apoyado sobre una columna. Las placas contienen varios orificios que ayuda a mejorar el flujo y la dirección del fluido. Y a la vez las placas están comprimidos mediante espárragos que llegan asegurar el apriete y la estanqueidad entre las mismas. Las placas. Al momento de diseñar el intercambiador de calor de placas planas, hay que tener en cuenta varios factores; el área, el coeficiente de transferencia de calor, volumen, costos de bombeo y la fabricación del equipo, entre otros, y llegando a realizar el balance entre todos ellos para encontrar la combinación óptima. Sin embargo, el conocimiento y el desarrollo de los intercambiadores de placas planas en nuestro país no es muy extenso. Debido a que, no existen estándares de dominio público, para la fabricación de los intercambiadores de placas. Ya que consiste en cada fabricante tiene sus propios patrones de diseño y

construcción. El software de diseño no está disponible, como sucede con los intercambiadores de tubos y coraza

3.5.2. Principio de operación

Los intercambiadores de Calor de Placas Planas consisten en el funcionamiento de su entrada del fluido por una de las boquillas, por el cual traspasa varios canales alternos (en el cual hay un determinado número de junta no llegando a rodear dos puertos de lado de la placa) y fluye entre las placas, para determinar el lado opuesto de la boquilla. Por el otro lado de la cara de las placas, llegando a estar bloqueado los puertos mediante la junta, sabiendo que el fluido no puede entrar por el lado de la placa. Los arreglos de flujo más convencionales son de paso a contracorriente. Los fluidos calientes y frío fluyen en las direcciones opuestas. Los flujos son controlados por las juntas, mediante las variaciones de posición. Los fluidos son canalizados mediante las placas y así crea una variedad de arreglos distintos.

Normalmente todas las conexiones de las placas fijas están localizadas en marco o bastidor, permitiendo el acceso al equipo sin necesidad de poder desconectar ninguna tubería, sin embargo, si tiene más de un paso el equipo, también tendrá conexiones en la placa móvil.

Los intercambiadoras de placas es fácil de abrir, simplemente removiendo los tornillos de compresión legando a deslizar las placas móviles, lo cual nos permite la inspección de toda la superficie en la transferencia de calor.

3.5.3. Materiales de placas y juntas:

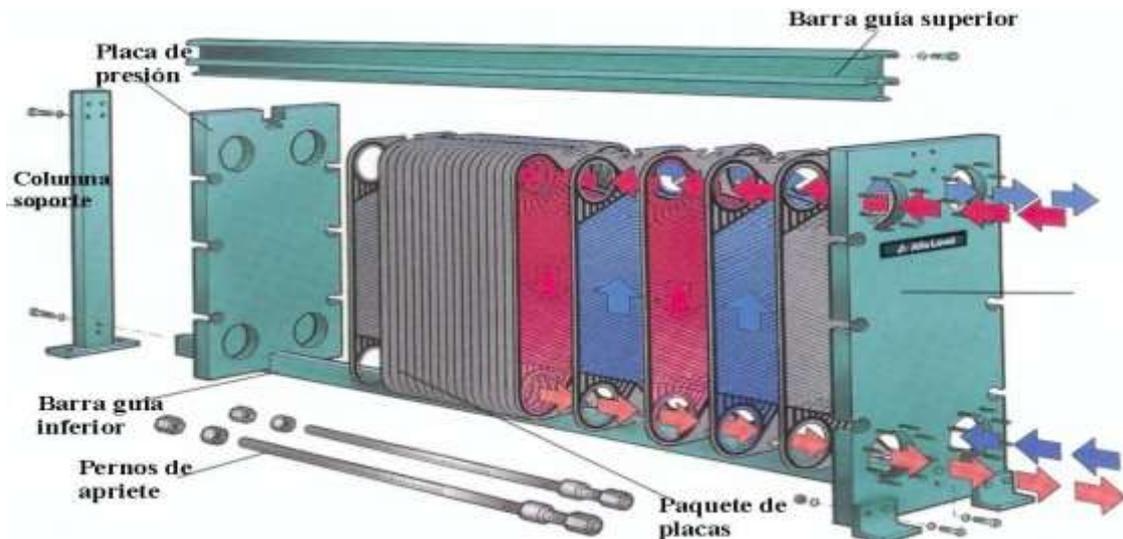
En la actualidad existe una amplia gama placas disponibles que son suministradas de acuerdo al diseño que se llega a aplicar en cual se presenta diversidades de material factible que son presentados a continuación. Los más comunes son:

- Los aceros inoxidable AISI 304, AISI 316, 18/12/6,5
- El titanio
- El níquel, y entre otros.

Lo que se llegan a disponer de juntas en una amplia gama de elastómeros:

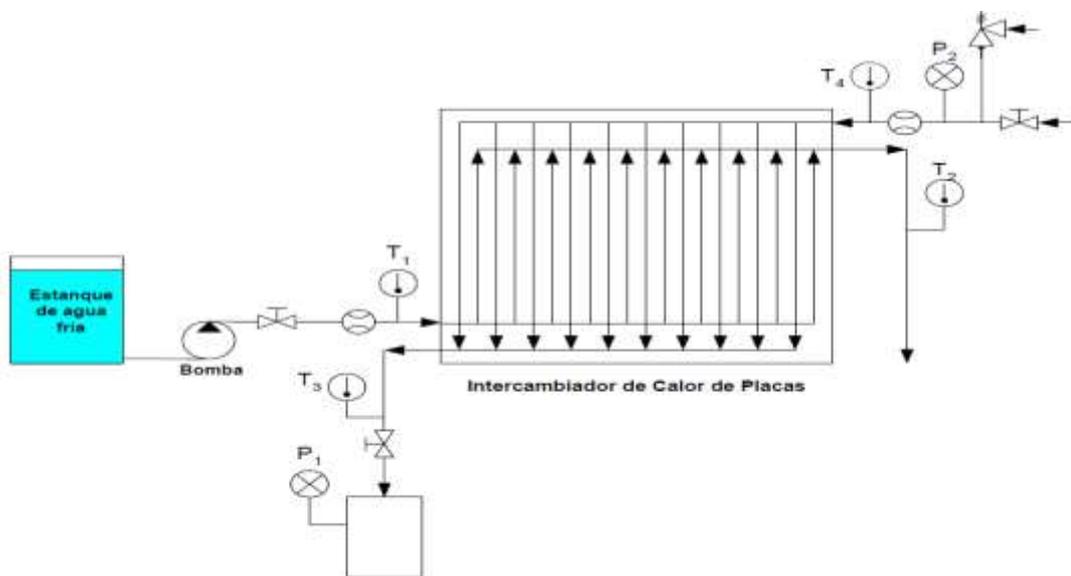
- Goma nitrilo
- Hypalon (CMS)
- Neopreno (Cloropreno)

Figura 12: Partes de un Intercambiador de Placas (PHE)



En la siguiente se llega a apreciar un esquema de operación de un Intercambiador de Calor.

Figura 13: Esquema del Proceso de Enfriamiento de un fluido industrial por medio de agua fría por medio de un intercambiador de calor de placas



Este esquema consiste en el enfriamiento de vapor (fluido caliente) que viene de un proceso industrial a una temperatura T_4 y una Presión P_1 (que no debe sobrepasar la presión máxima de operación del intercambiador), mediante el uso de un intercambiador de calor de placas planas utilizando el agua a una temperatura T_1 (fluido frío) de un estanque provisto de su respectiva bomba de impulsión y de un caudalímetro para medir el flujo.

Los intercambiadores de calor entre estos dos fluidos se presentará los siguientes acontecimientos:

- Las de temperatura de salida del fluido frío será mayor ($T_2 > T_1$)
- Las de temperatura de salida del fluido caliente habrá descendido ($T_3 < T_4$)
- Además, se presenta una caída de presión del fluido caliente ($P_2 < P_1$)

En casos especiales la temperatura de salida del fluido caliente es menor que la temperatura de salida del fluido frío.

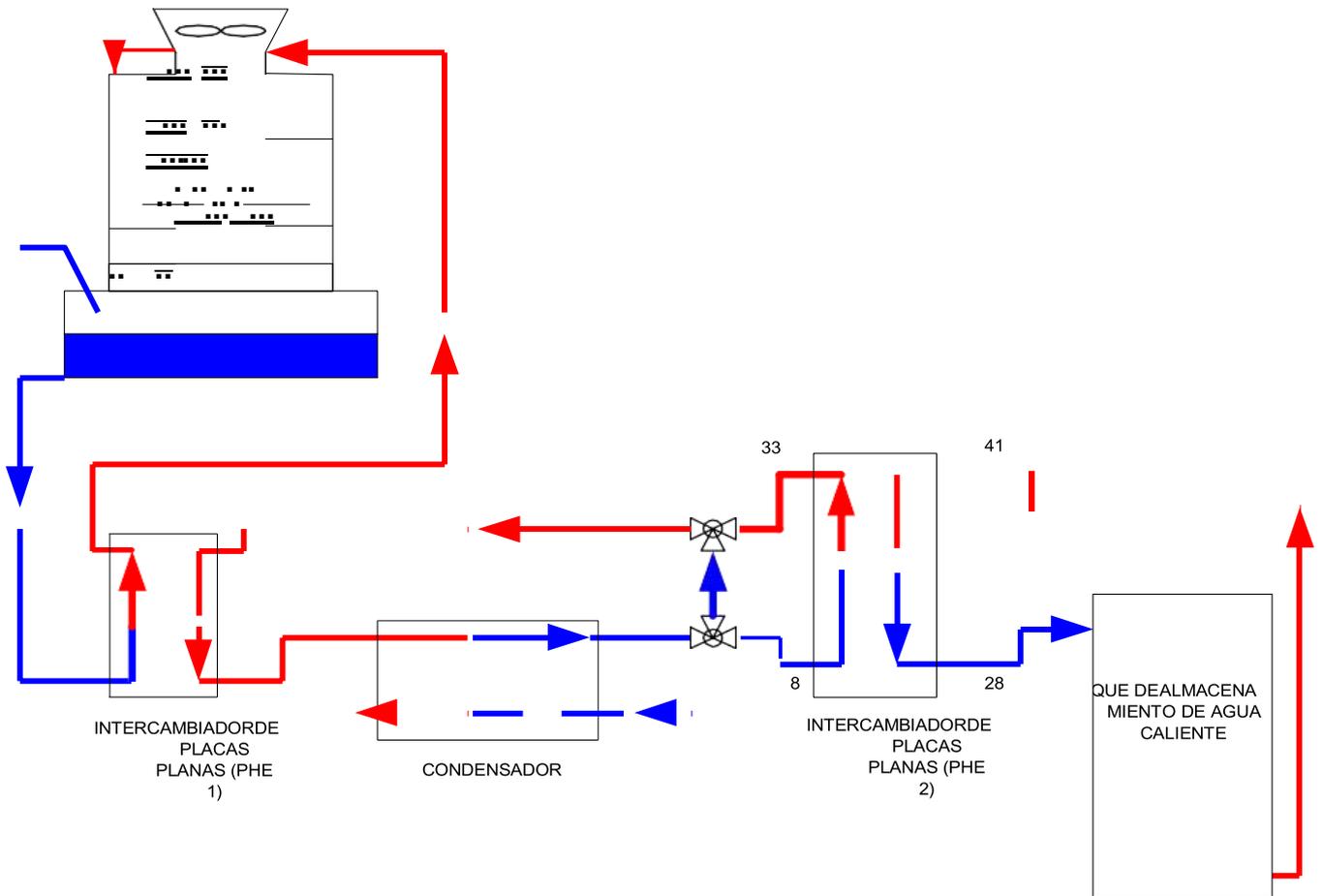
3.5.4. Ejemplos de Aplicación

En cualquier edificio de oficinas, en los más complejo industrial o comercial, genera miles de Btus de calor de desecho por día. El calor que fluye del desecho es creado tanto por gente, maquinaria, líquidos de proceso, etc. El intercambiador de calor de placas puede recuperar el calor de desecho producido por:

El agua de desecho de lavanderías, condensados de vapor de agua, recuperación de calor de tinas de pintura, inclusive gases que se tiran a la atmósfera.

Como por ejemplo de recuperación de calor, utilizaremos el de un circuito de condensación de un chiller (enfriador) que pudiera estar instalado en cualquier tipo de instalación industrial o comercial.

Figura 14: Esquema de Recuperación de Calor de un Proceso Industrial



Torre de enfriamiento: enfría el agua que pasa por el circuito de condensación.

PHE 1: este intercambiador de calor permite un circuito cerrado, evitando que la suciedad de la torre de enfriamiento entre al condensador, esto es posible sin ningún sacrificio térmico debido a las aproximaciones de temperatura que alcanza el PHE.

Condensador: donde el refrigerante pasará de gas a líquido.

PHE 2: Recuperador de calor.

Tanque de almacenamiento de agua caliente: el PHE 2 se conecta de forma que “robará” el calor del agua que se calentó al condensar el refrigerante del circuito secundario del PHE 2, será una conexión directa a un tanque acumulador del agua de servicio (baños, lavandería, cocinas, etc.) siendo aquí donde se da el ahorro de energía ya que el calentador de agua iniciará su trabajo a partir de una temperatura más elevada, con el consecuente ahorro de energía.

3.6. Cálculo del intercambiador de calor de coraza y tubo:

➤ TUBOS:

A continuación, se mostrarán datos necesarios de los tubos de acuerdo con el estándar API 660, Séptima edición, con el tema de intercambiadores de calor de carcasa y tubos para servicios generales de refinería.

Existe una gran variedad de materiales de tubos, que muchas veces se diferencian debido al espesor de la pared del tubo, como en la tabla 9:

Tabla 9: Material de tubo y espesor

Material del tubo	Espesor de pared
Acero al carbono, acero de baja tolerancia, aluminio y aleación de aluminio	2,11 (0,083) mínimo
Cobre y aleaciones de cobre	1,65 (0,065) mínimo
Acero de alta aleación y otros materiales no ferrosos	1,65 (0,065) promedio
Titanio	1,24 (0,049) promedio

Fuente: Estándar API 660

Por lo tanto, se escoge el de cobre por sus grandes beneficios técnicos que hacen de un material muy atractivo para el sistema de refinería, según el estándar API 660 para intercambiadores de calor de coraza y tubos para refinería, es preferible utilizar con material de cobre porque es más económico y el espesor de la pared es mayor al promedio igual que el acero de alta aleación.

- Material de cobre ($K = 395 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{K}$)

Según el estándar API 660, en el apartado 7.6.1.1 el diámetro exterior mínimo de los tubos es de 19,05 mm (3/4 in)

- Diámetro interior ($D_{int} = 0,015748 \text{ m}$)
- Diámetro exterior ($D_{Ext} = 0,01905 \text{ m}$).

Para un diámetro de $\frac{3}{4}$ in debe tener una longitud total de 4,8768 m y además de acuerdo con la tabla 4 de parámetros geométricos se puede encontrar la cantidad de tubos de 2244 para esa longitud total de cada tubo, finalmente el número de pasadas del fluido por los tubos encontramos de 2, 4 y 6 pasadas, se selecciona 6 pasadas debido a que generaría un mejor intercambio de calor.

- Longitud total del tubo ($L_{Tot} = 4.87680m$).
- numero de tubos ($N_{Tub} = 2244$).
- Número de pasadas ($n = 6$)

➤ **Coraza**

De acuerdo con la tabla 4, conociendo ya los datos de numero de tubos y pasadas se puede seleccionar el diámetro de la carcasa como a continuación:

- Diámetro ($D = 1,455m$)

Para la realización de la tabla 10, se tuvo que recopilar los datos del punto 3.2.1 que son los datos de operación que debe trabajar un intercambiador con los fluidos de Diesel y petróleo crudo y así poder recopilar los diferentes datos técnicos que necesita un intercambiador de calor para un sistema de refinería:

Tabla 10: Datos técnicos de un Intercambiador de calor de para refinería

	TEMPERATURA		FLUJO MASICO (Kg / s)	
	Caliente (Diesel)	Frio (Petróleo crudo)	Diesel	Petróleo crudo
Entrada	$T_{E.Diesel} = 302 \text{ }^{\circ}C$	$T_{E.Crudo} = 227 \text{ }^{\circ}C$	$\overset{0}{m}_c = 77$	$\overset{0}{m}_f = 100,23$
Salida	$T_{S.Diesel} = 275 \text{ }^{\circ}C$	$T_{S.Crudo} = 249^{\circ}C$		

Fuente: Propia

Cálculo:

- Diámetro hidráulico (D_H)

Ecuación 11: Diámetro hidráulico (D_H)

$$D_H = \frac{D^2 - N_{Tub} \times D_{Ext}^2}{D + N_{Tub} \times D_{Ext}}$$

$$D_H = \frac{1.455^2 - 2244 \times 0.01905^2}{1.455 + 2244 \times 0.01905}$$

$$D_H = 0,574027 \text{ m}$$

- Superficie de transferencia exterior (A_{Ext})

Ecuación 12: Superficie de transferencia exterior (A_{Ext})

$$(A_{Ext}) = N_{Tub} \times \pi \times D_{Ext} \times L_{Tot}$$

$$(A_{Ext}) = 2244 \times \pi \times 0.01905 \times 4.8768$$

$$(A_{Ext}) = 654,9417 \text{ m}^2$$

- Superficie de transferencia interior (A_{Int})

Ecuación 13: Superficie de transferencia interior (A_{Int})

$$(A_{Int}) = N_{Tub} \times \pi \times D_{Int} \times L_{Tot}$$

$$(A_{Int}) = 2244 \times \pi \times 0,015748 \times 4.8768$$

$$(A_{Int}) = 541,4184 \text{ m}^2$$

- Área de paso exterior (A_{PE})

Ecuación 14: Área de paso exterior (A_{PE})

$$(A_{PE}) = \frac{\pi(D^2 - N_{Tub} \times D_{Ext}^2)}{4 \times n}$$

$$(A_{PE}) = \frac{\pi(1.455^2 - 2244 \times 0.01905^2)}{4 \times 6}$$

$$(A_{PE}) = 0,0838 \text{ m}^2$$

- Área de paso interior (A_{PI})

Ecuación 15: Área de paso interior (A_{PI})

$$(A_{PI}) = \frac{N_{Tub}(\pi \times D_{Int}^2)}{4 \times n}$$

$$(A_{PI}) = \frac{2244(\pi \times 0.015748^2)}{4 \times 6}$$

$$(A_{PI}) = 0.07284m^2$$

- Calculo térmico para el fluido caliente

Ecuación 16: Temperatura promedio

$$T_S = \frac{T_{dieselS} + T_{dieselE} + T_{crudoS} + T_{crudoE}}{4}$$

$$T_S = \frac{275 + 302 + 249 + 227}{4}$$

$$T_S = 263,25C$$

- Aplicando balance energético:

Ecuación 17: Balance energético

$$Q_{diesel}^0 = Q_{crudo}^0$$

$$m_{diesel}^0 C_{p_{diesel}} \Delta T_{diesel} = h_{crudo} A_{crudo} (T_m - T_S)$$

Ecuación 18: Temperatura media del Diesel

$$T_{md} = \frac{(T_{Diesel.S} + T_{Diesel.E})}{2}$$

$$T_{md} = \frac{275 + 302}{2}$$

$$T_{md} = 288,5^{\circ}C$$

Propiedades del Diesel:

Tabla 11: Viscosidad cinemática del Diesel

Viscosidad cinemática (Diesel)	Unidades (mm ² /s)
Viscosidades cinemáticas (38°C)	2,5
Viscosidades cinemáticas (40°C)	2,929

Calor específico Diesel: 42600 kJ/Kg°C

Densidad del Diesel: 0,855 g/mL

- Cálculo térmico para el fluido frío

Ecuación 19: Temperatura media del crudo

$$T_{mc} = \frac{(T_{crudoS} + T_{crudoE})}{2}$$
$$T_{mc} = \frac{249 + 227}{2}$$
$$T_{mc} = 238^{\circ}C$$

- Propiedades Físicas del petróleo crudo a:

$$T_{mc} = 238^{\circ}C$$

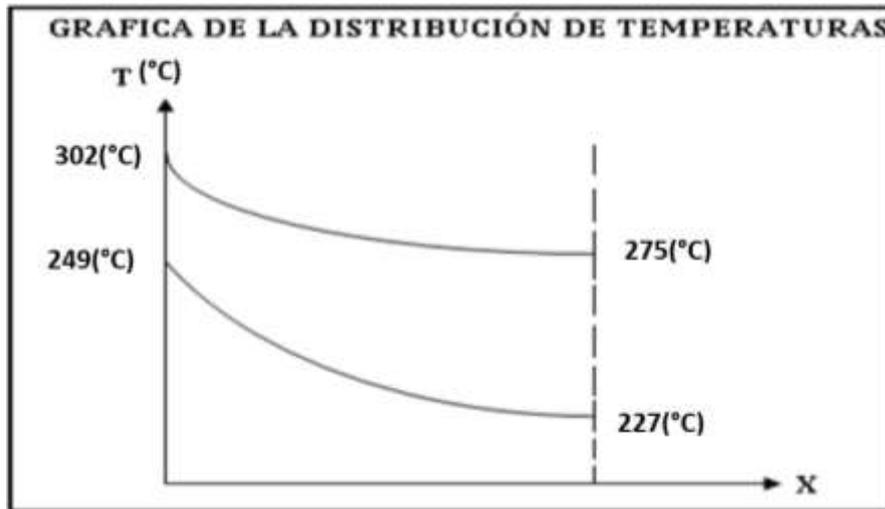
- Cálculo de la temperatura media logarítmica:

Ecuación 20: Temperatura media logarítmica

$$\Delta T_{Ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)}$$

$$\Delta T_1 = 275 - 227 = 48^{\circ}C \wedge \Delta T_2 = 302 - 249 = 53^{\circ}C$$

Figura 15: Gráfica de la distribución de temperaturas



$$\Delta T_{Ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} = \frac{48 - 53}{\ln(48/53)}$$

$$\Delta T_{Ln} = 50,458719^\circ\text{C}$$

- Calculo el calor transferido (Q_{Calc}^0)

Ecuación 21: Calculo transferido

$$Q_{Calc}^0 = U_1 A_{Int} \Delta T_{Ln}$$

Remplazando cada uno de los términos en la ecuación tenemos:

$$Q_{Calc}^0 = U_1 A_{Int} \Delta T_{Ln}$$

$$Q_{Calc}^0 = 80,567 \times 541,4184 \text{ m}^2 \times 50,458719^\circ\text{C}$$

$$Q_{Calc}^0 = 2200,652 \text{ MW}$$

- Cálculo del calor: (Q_{diesel}^0)

Ecuación 22: Calor del Diesel

$$Q_{diesel}^0 = \dot{m}_{diesel} C_{p_{diesel}} (T_{dieselS} - T_{dieselE})$$

$$Q_{diesel}^0 = 77 \times 42600 \times (302 - 275)$$

$$Q_{diesel}^0 = 88565,4 \text{ MW}$$

3.7. Cálculo del intercambiador de calor de placas:

Se mostrará el proceso de transferencia de calor de placas según el modelo termo hidráulico,

Las características geométricas de esta placa son:

- Área de transferencia de calor por placa (A_{PI} : 0,30 m²)

$$A_{PI} = Lv * La$$

Donde:

Lv: Distancia vertical (m) = 0,5m

La: Ancho de la placa (m) = 0,6 m

- Longitud efectiva: 0,904 m
- Espaciamiento entre placas: 2,9 mm
- Angulo chevron: 60°
- Diámetro del puerto: 0,125 m

Ecuaciones de diseño:

Las relaciones geométricas básicas para el diseño de intercambiadores de placas son las siguientes:

Ecuación 23: Diámetro hidráulico

$$d_h = 2b$$

$$d_h = 2 * (2,9 \text{ mm})$$

$$d_h = 5,8 \text{ mm}$$

Donde:

d_h : Diámetro Hidráulico

b: Espaciamiento entre placas

Para el cálculo del área libre de flujo por corriente A_c se obtiene a partir:

Ecuación 24:Área libre de flujo por corriente

$$A_c = N_c * La * b$$

$$A_c = 7 * 600mm * 2,9mm$$

$$A_c = 12180 \text{ mm}^2$$

Donde:

Nc: Número de canales por corriente

La: Ancho de la placa

El número de canales térmicos Np es igual a:

Ecuación 25:Número de canales térmicos

$$N_p = N_t - 2$$

$$N_p = 15 - 2$$

$$N_p = 13$$

Donde:

Nt: Número total de placas

El número de canales térmicos por corriente Nct, se obtiene a partir de:

Ecuación 26:Número de canales térmicos por corriente

$$N_c = (N_t - 1)/2$$

$$N_c = (15 - 1)/2$$

$$N_c = 7$$

El número total de placas térmicas se puede obtener a partir del área total de transferencia de calor At y el área por placa:

Ecuación 27: Número total de placas

$$N_t = A_t / A_{PI}$$

$$N_t = \frac{4,5 m^2}{0,30 m^2}$$

$$N_t = 15$$

Cálculo para carga térmica

- FLUIDO CALIENTE: $302 - 275 \text{ °C} = 27 \text{ °C} = 80,6 \text{ °F}$
- FLUIDO FRÍO: $249 - 227 \text{ °C} = 22 \text{ °C} = 71,6 \text{ °F}$
- CALOR ESPECÍFICO (Btu/lb°F) = $2,97 \text{ (kJ/kgK)} = 0,7093 \text{ (Btu/lb°F)}$
- FLUJO MÁSSICO (lb/h) = $100,23 \text{ (kg/s)} = 795 \text{ 489 (lb/h)}$
- VARIACIÓN DE TEMPERATURA (°F) = $71,6$

$$q = (m * C_p) * \Delta T$$

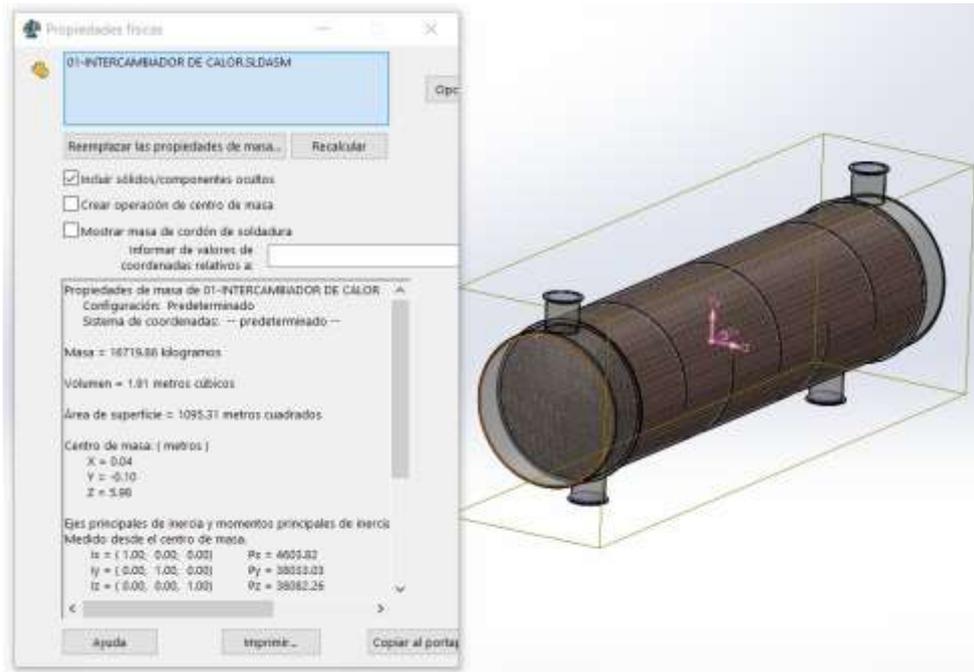
$$q = 40399 \text{ kBtu/h}$$

3.8. Análisis económico para los intercambiadores de calor

- ***Coraza y tubos***

A través del diseño de SolidWorks del intercambiador de calor de coraza y tubos, mediante el cálculo del dimensionamiento en los puntos anteriores, se logró obtener parámetros como la masa del intercambiador de calor de ($m = 16719.86 \text{ kg}$), además debemos tener en cuenta que el material utilizado para el diseño del intercambiador de calor es de cobre por tener buenas características mecánicas, térmicas y físicas.

Figura 16: Propiedades de masa del intercambiador de calor de coraza y tubo



Fuente: Propio

Según (Temáticas.org, 2021) la última cotización del 02/12/21 del precio del cobre en el mercado internacional, es de ($P_{\text{cobre}} = 9,52 \text{ \$/kg}$).

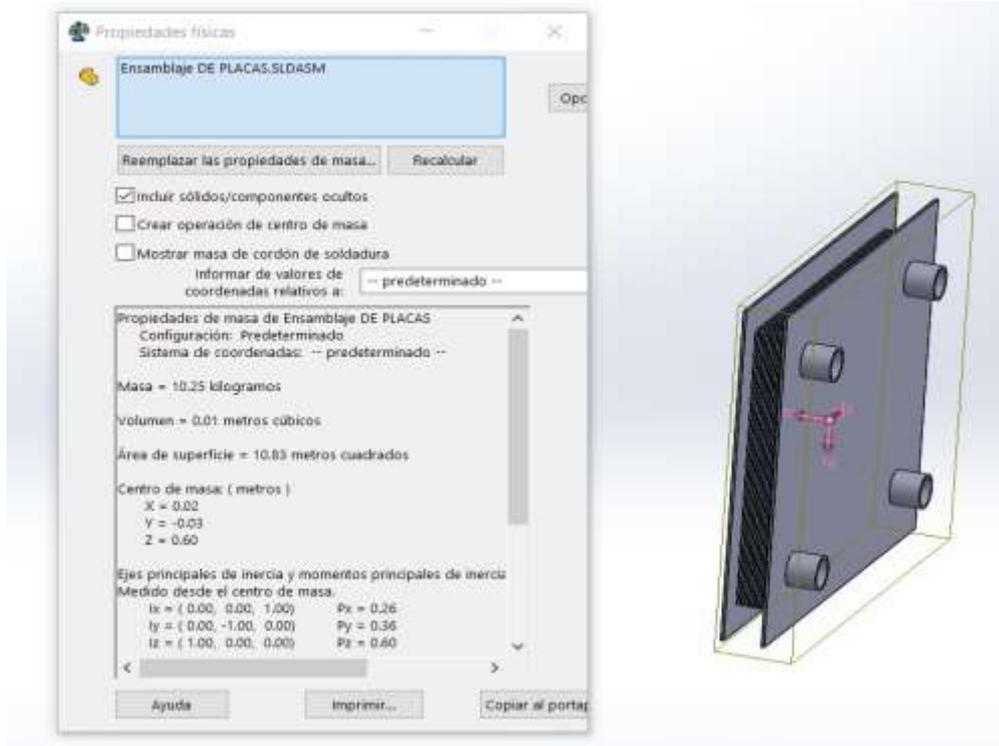
Ecuación 28: Costo del intercambiador de calor de carcaza y tubos

$$\begin{aligned} \text{CostoIC}_{\text{tubos y carcaza}} &= m * P_{\text{cobre}} \\ \text{CostoIC}_{\text{tubos y carcaza}} &= 16719.86 * 9,52 \\ \text{CostoIC}_{\text{tubos y carcaza}} &= 159173,0672 \text{ \$} \end{aligned}$$

- **Placas Planas**

A través del diseño de SolidWorks del intercambiador de calor de placas planas, mediante el cálculo del dimensionamiento en los puntos anteriores, se logró obtener parámetros como la masa de una placa del intercambiador de calor de ($m = 10,25 \text{ kg}$), además debemos tener en cuenta que el material utilizado para el diseño del intercambiador de calor es de cobre por tener buenas características mecánicas, térmicas y físicas.

Figura 17: Propiedades de masa del intercambiador de calor de placas planas



Fuente: Propio

Según (Temáticas.org, 2021) la última cotización del 02/12/21 del precio del cobre en el mercado internacional, es de ($P_{\text{cobre}} = 9,52 \text{ \$/kg}$).

Ecuación 29: Costo del intercambiador de calor de carcasa y tubos

$$\text{CostoIC}_{\text{tubos y carcasa}} = m * P_{\text{cobre}}$$

$$\text{CostoIC}_{\text{tubos y carcasa}} = 15 * (10,25) * 9,52$$

$$\text{CostoIC}_{\text{tubos y carcasa}} = 1463,7 \text{ \$}$$

3.9. Simulación para el diseño de los intercambiadores

La simulación del diseño del intercambiador fue a través del programa SolidWorks:

- ***Intercambiador de placas planas:***

Tabla 12: Condiciones iniciales de IC de placas

Parámetros iniciales	
Parámetros termodinámicos	Presión estática: 101325.00 Pa Temperatura: 20.05 °C
Parámetros de velocidad	Vector de velocidad Velocidad en dirección X: 0 m/s Velocidad en dirección Y: 0 m/s Velocidad en dirección Z: 0 m/s
Parámetros sólidos	Material por defecto: Cobre Temperatura sólida inicial: 20.05 °C
Concentraciones	Fracción de sustancia por masa Metano 0.5000 Etano 0.5000

Tabla 13: Flujo másico de entrada 1 de IC de placas

Tipo	Flujo másico de entrada
Caras	LID1-1/Sólido importado1//Cara
Sistema de coordenadas	Sistema de coordenadas faciales
Eje de referencia	X
Parámetros de flujo	Dirección de los vectores de flujo: Normal a la cara Caudal másico: 77.0000 kg/s Flujo totalmente desarrollado: Sí
Parámetros termodinámicos	Tipo de temperatura: Temperatura de los componentes iniciales Temperatura: 302.00 °C

Tabla 14:Flujo másico de entrada 2 de IC de placas

Tipo	Flujo másico de entrada
Caras	LID4-1/Sólido importado1//Cara
Sistema de coordenadas	Sistema de coordenadas faciales
Eje de referencia	X
Parámetros de flujo	Dirección de los vectores de flujo: Normal a la cara Caudal másico: 100.2300 kg/s Flujo totalmente desarrollado: Sí
Parámetros termodinámicos	Tipo de temperatura: Temperatura de los componentes iniciales Temperatura: 227.00 °C

Tabla 15:Presión ambiental de IC de placas

Tipo	Presión ambiental
Caras	LID2-1/Sólido importado1//Cara
Sistema de coordenadas	Sistema de coordenadas faciales
Eje de referencia	X
Parámetros termodinámicos	Presión ambiental: 101325.00 Pa Tipo de temperatura: Temperatura de los componentes iniciales Temperatura: 20.05 °C
Parámetros de turbulencia	Parámetros de capa límite

Tabla 16: Tabla Global de Min-Máx. de IC de placas

Nombre	Mínimo	Máximo
Densidad (fluido) [kg/m ³]	356.40	457.85
Densidad (sólido) [kg/m ³]	8000.00	8960.00
Fracción de masa de etano []	1.0000	1.0000
Fracción de masa de metano []	1.0000	1.0000
Presión [Pa]	-1588077.84	3.49e+07
Temperatura [°C]	204.06	306.61
Temperatura (fluido) [°C]	204.06	306.61
Temperatura (sólido) [°C]	205.99	304.45
Velocidad [m/s]	0	233.812
Velocidad (X) [m/s]	-223.268	158.474
Velocidad (Y) [m/s]	-231.833	176.974
Velocidad (Z) [m/s]	-157.352	233.796
Fracción de volumen de etano []	1.0000	1.0000
Fracción de volumen de metano []	1.0000	1.0000
RRF de velocidad [m/s]	0	233.812
Velocidad RRF (X) [m/s]	-223.268	158.474
Velocidad RRF (Y) [m/s]	-231.833	176.974
Velocidad RRF (Z) [m/s]	-157.352	233.796
Vorticidad [1/s]	0.30	83628.96
Presión relativa [Pa]	-1689402.84	3.48e+07
Estrés por cizalla [Pa]	0	22924.95
Número de cuello de botella []	1.2112621e-17	1.0000000
Coefficiente de transferencia de calor [W/m ² /K]	0	24777.829
Sobrecalentamiento por encima de la temperatura de fusión [K]	-9520.863	-781.050
Número de corte corto []	8.5096706e-19	1.0000000
Flujo de calor superficial [W/m ²]	-4749312.098	5629682.581
Flujo de calor superficial (conductor) [W/m ²]	-1106507.954	1106507.954
Flujo de calor superficial (convectivo) [W/m ²]	-1.465e+11	1.055e+11
Potencia acústica [W/m ³]	6.623e-29	489324.090
Nivel de potencia acústica [dB]	0	176.90

- **Intercambiador de coraza y tubos:**

Tabla 17: Condición inicial del IC de tubos y coraza

Parámetros termodinámicos	Presión estática: 101325.00 Pa Temperatura: 20.05 °C
Parámetros de velocidad	Vector de velocidad Velocidad en dirección X: 0 m/s Velocidad en dirección Y: 0 m/s Velocidad en dirección Z: 0 m/s
Parámetros sólidos	Material por defecto: Cobre Temperatura sólida inicial: 20.05 °C
Concentraciones	Fracción de sustancia por masa Metano 0.5000 Etano 0.5000

Tabla 18: Flujo másico de entrada 1 de IC de tubos y coraza

Tipo	Flujo másico de entrada
Caras	LID3-1/Sólido importado1//Cara
Sistema de coordenadas	Sistema de coordenadas faciales
Eje de referencia	X
Parámetros de flujo	Dirección de los vectores de flujo: Normal a la cara Caudal másico: 100.2300 kg/s Flujo totalmente desarrollado: Sí
Parámetros termodinámicos	Tipo de temperatura: Temperatura de los componentes iniciales Temperatura: 227.00 °C

Tabla 19:Flujo másico de entrada 2 de IC de tubos y coraza

Tipo	Flujo másico de entrada
Caras	LID2-1/Sólido importado1//Cara
Sistema de coordenadas	Sistema de coordenadas faciales
Eje de referencia	X
Parámetros de flujo	Dirección de los vectores de flujo: Normal a la cara Caudal másico: 77.0000 kg/s Flujo totalmente desarrollado: Sí
Parámetros termodinámicos	Tipo de temperatura: Temperatura de los componentes iniciales Temperatura: 20.05 °C

Tabla 20:Presión ambiental de IC de tubos y coraza

Tipo	Presión ambiental
Caras	LID1-1/Sólido importado1//Cara
Sistema de coordenadas	Sistema de coordenadas faciales
Eje de referencia	X
Parámetros termodinámicos	Presión ambiental: 101325.00 Pa Tipo de temperatura: Temperatura de los componentes iniciales Temperatura: 20.05 °C
Parámetros de turbulencia	Parámetros de capa límite

Tabla 21: Tabla global Min-Máx. de IC de tubos y coraza

Nombre	Mínimo	Máximo
Densidad (fluido) [kg/m ³]	0	356.40
Densidad (sólido) [kg/m ³]	8000.00	8960.00
Presión [Pa]	97768.55	123216.28
Temperatura [°C]	-273.15	238.80
Temperatura (fluido) [°C]	-273.15	231.44
Temperatura (sólido) [°C]	18.90	238.80
Velocidad [m/s]	0	7.045
Velocidad (X) [m/s]	-3.575	3.619
Velocidad (Y) [m/s]	-5.155	7.019
Velocidad (Z) [m/s]	-3.141	3.017
RRF de velocidad [m/s]	0	7.045
Velocidad RRF (X) [m/s]	-3.575	3.619
Velocidad RRF (Y) [m/s]	-5.155	7.019
Velocidad RRF (Z) [m/s]	-3.141	3.017
Vorticidad [1/s]	0	262.66
Presión relativa [Pa]	-3556.45	21891.28
Estrés por cizalla [Pa]	0	26.29
Número de cuello de botella []	0	1.0000000
Coefficiente de transferencia de calor [W/m ² /K]	0	6590022.860
Sobrecalentamiento por encima de la temperatura de fusión [K]	-9707.947	-856.050
Número de corte corto []	0	1.0000000
Flujo de calor superficial [W/m ²]	-914425.202	914425.202
Flujo de calor superficial (conductor) [W/m ²]	-914425.202	914425.202
Flujo de calor superficial (convectivo) [W/m ²]	-3.695e+09	3.569e+09
Potencia acústica [W/m ³]	2.749e-41	1.259e-12
Nivel de potencia acústica [dB]	0	1.00

Figura 18: Análisis térmico1 del IC de placas y tubos

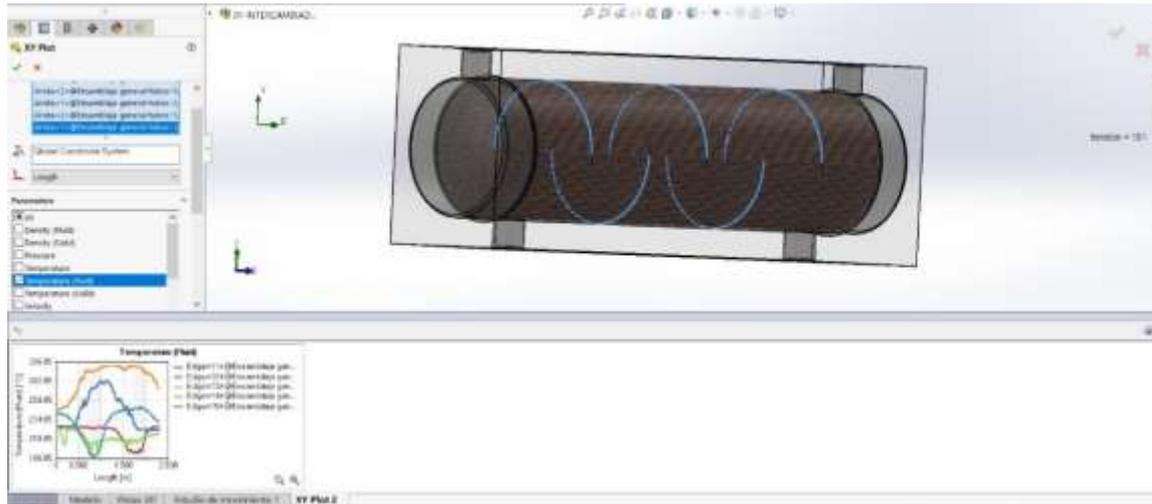


Figura 19: Análisis térmico2 del IC de placas y tubos

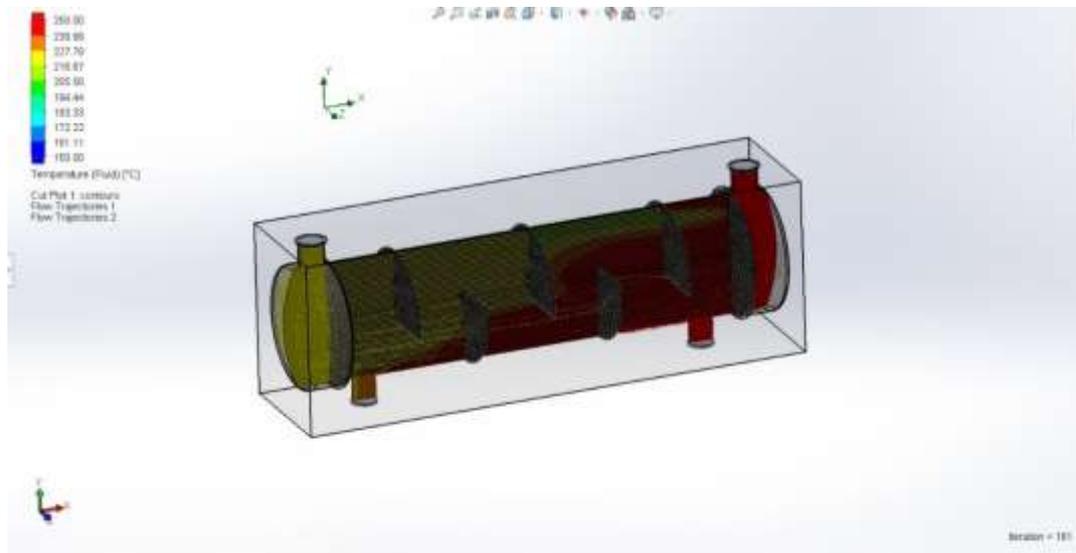
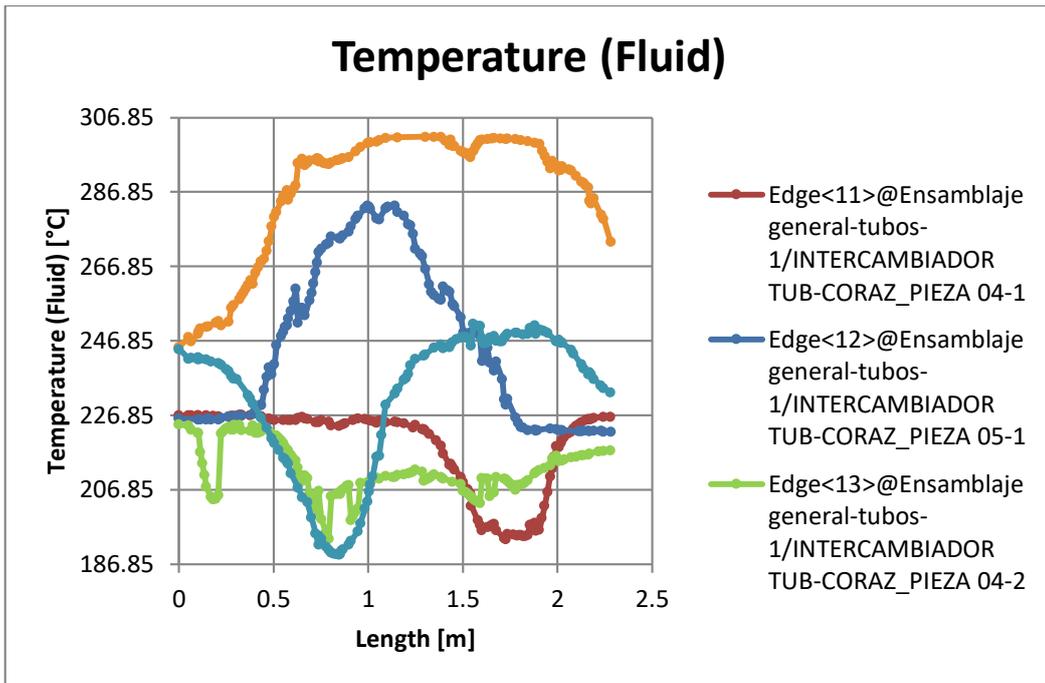


Figura 20: Relación de temperatura y distancia



IV. CONCLUSIONES

Es necesario escoger el tipo de intercambiador de calor que se ajusten a las condiciones y presupuesto de cualquier proceso, como el caso de una refinería, donde debe mantener condiciones de temperatura ideales del combustible en un determinado lugar.

El intercambiador de calor de placas planas está reemplazando en muchos procesos o aplicaciones al tradicional intercambiador de coraza y tubos, porque mantiene una estructura física más compacta y pequeña, que hace fácil la instalación y mantenimiento, así como también proporciona buenos valor de rendimiento térmico, sobre todo en aplicaciones para refinería.

A través del cálculo de carga térmica para intercambiadores de placas planas se puede obtener la recuperación total de calor, de acuerdo a los valores de temperatura de datos de operación en el sistema de destilación del petróleo utilizando gasóleo con reflujo recirculante como liquido caliente y crudo como liquido frio, es quiere decir que un diferencial de temperatura de 71,6 °F se recupera 40399 kBtu/h de crudo.

V. REFERENCIAS

Ramos, E. (2018). Métodos y técnicas de investigación. *Gestiopolis*.

Norma Australianas, 2015, Recipientes a presión AS 1210-2010. ed. Estándares de Australia.

Asociación de sellado de fluidos, Asociación de sellado europeo, 2017, Manual de juntas. 1ª ed. Asociación de Sellado de Fluidos.

Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos, 2017, B16.47 Bridas de acero de gran diámetro: NPS 26 a NPS 60 métrico / pulgada estándar. ed. Nueva York: ASME.

Brum, NCL, 2019, Notas de la conferencia del curso: intercambiadores de calor.

Cengel, ya, Ghajar, AJ, 2012, Transferir calor y masa un enfoque previo. 4ª ed. AMGH Publishing Ltd.

Incropera Frank P., Fundamentos de transferencia de Calor, Cuarta Edición, Editorial Prentice – Hall, México 2018

Serth, rw, Lestina, TG, 2014, Principios, aplicaciones y reglas generales de transferencia de calor de procesos. 2ª ed. Prensa académica.

Thulukkanam, K., 2013, Manual de diseño de intercambiadores de calor. 2ª ed.

White, F. "Mecánica de fluidos" Ed. McGraw Hill 2017

Juárez, E 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.

Díaz, M 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.

VI. ANEXOS

Tabla 22:Anexo1-parámetros de placas

Local Parameter	Minimum	Maximum	Average	Bulk Average	Surface Area [m ²]
Pressure [Pa]	101325	101325	101325	101325	0.002004412
Density (Fluid) [kg/m ³]	356.3976079	356.3976079	356.3976079	356.3976079	0.002004412
Velocity [m/s]	29.02809653	217.9627811	141.6418097	161.2768582	0.002004412
Velocity (X) [m/s]	-215.66834	-29.0045426	-140.306968	159.7511271	0.002004412
Velocity (Y) [m/s]	-45.3218294	24.09811615	0.096470803	0.565297983	0.002004412
Velocity (Z) [m/s]	-58.1033023	31.5350096	1.432765842	3.472566573	0.002004412
Mass Fraction of Methane []	1	1	1	1	0.002004412
Volume Fraction of Methane []	1	1	1	1	0.002004412
Temperature (Fluid) [°C]	209.7402059	217.9865965	213.3605527	212.6273226	0.002004412
Temperature (Solid) [°C]	214.2423094	215.2792644	214.7724629		0.002004412
Overheat above Melting Temperature [K]	-868.807691	-867.770736	-868.277537		0.002004412
Bottleneck Number []	1.76276E-09	6.22508E-09	3.41981E-09		0.002004412
ShortCut Number []	2.19306E-13	1.67429E-10	2.24207E-11		0.002004412
Relative Pressure [Pa]	-1.4305E-08	-1.4305E-08	-1.4305E-08	-1.43045E-08	0.002004412
Density (Solid) [kg/m ³]	8960	8960	8960		0.002004412
Acoustic Power Level [dB]	83.07969464	117.3569456	104.7410078	102.7141403	0.002004412
Acoustic Power [W/m ³]	0.000203221	0.544119844	0.07426923	0.052723546	0.002004412

Tabla 23: Anexo 2-Parámetros de placas

Local Parameter	Minimum	Maximum	Average	Bulk Average	Surface Area [m ²]
Pressure [Pa]	101325	101325	101325	101325	0.00200443
Density (Fluid) [kg/m ³]	457.853771 4	457.853771 4	457.853771 4	457.853771 4	0.00200443
Velocity [m/s]	14.5144328 8	130.923376 8	84.5629534 9	97.4926362 5	0.00200443
Velocity (X) [m/s]	- 129.862052	- 14.3720465	- 83.8997466	- 96.7914296	0.00200443
Velocity (Y) [m/s]	- 23.4248887	15.2175086 6	0.41655891 4	0.41837616 1	0.00200443
Velocity (Z) [m/s]	-16.396431	23.0727956 1	- 0.71425748	- 1.56997859 5	0.00200443
Mass Fraction of Ethane []	1	1	1	1	0.00200443
Volume Fraction of Ethane []	1	1	1	1	0.00200443
Temperature (Fluid) [°C]	278.422568 2	285.706850 6	282.155985 8	281.719332 7	0.00200443
Temperature (Solid) [°C]	283.345568 6	283.911785 3	283.585648 6		0.00200443
Overheat above Melting Temperature [K]	- 799.704431	- 799.138215	- 799.464351		0.00200443
Bottleneck Number []	6.51367E- 12	3.65167E- 09	9.89924E- 10		0.00200443
ShortCut Number []	4.5605E-14	1.70594E- 10	1.63916E- 11		0.00200443
Relative Pressure [Pa]	0	0	0	0	0.00200443
Density (Solid) [kg/m ³]	8960	8960	8960		0.00200443
Acoustic Power Level [dB]	64.2351634 6	103.968178 6	85.1183309 4	82.4649294 4	0.00200443
Acoustic Power [W/m ³]	2.65165E- 06	0.02493548 7	0.00152011 1	0.00083977 7	0.00200443

Tabla 24: Anexo 3- Parámetros de tubos y coraza

Local Parameter	Minimum	Maximum	Average	Bulk Average	Surface Area [m ²]
Pressure [Pa]	101325	101325	101325	101325	0.06129356 1
Density (Fluid) [kg/m ³]	356.397607 9	356.397607 9	356.397607 9	356.397607 9	0.06129356 1
Velocity [m/s]	0.07258369	4.13123051 9	2.88952819 7	3.12868188 3	0.06129356 1
Velocity (X) [m/s]	-0.64846503	0.72477709 1	-0.04298915	- 0.08627572 8	0.06129356 1
Velocity (Y) [m/s]	-4.11247592	0.07258369	-2.84414815	- 3.09033871 6	0.06129356 1
Velocity (Z) [m/s]	-0.48946745	1.51186241 5	0.15842593 9	0.12625613 1	0.06129356 1
Temperature (Fluid) [°C]	226.827408 4	226.988969 1	226.93468	226.936202 2	0.06129356 1
Temperature (Solid) [°C]	226.953037 9	226.959213 3	226.956436 7		0.06129356 1
Overheat above Melting Temperature [K]	-856.096962	-856.090787	-856.093563		0.06129356 1
Bottleneck Number []	1.26349E-15	3.49789E-12	4.89456E-13		0.06129356 1
ShortCut Number []	4.00245E-16	7.14807E-12	5.6299E-14		0.06129356 1
Relative Pressure [Pa]	0	0	0	0	0.06129356 1
Density (Solid) [kg/m ³]	8960	8960	8960		0.06129356 1
Acoustic Power Level [dB]	0	0	0	0	0.06129356 1
Acoustic Power [W/m ³]	2.31485E-16	2.26877E-15	9.11965E-16	8.06608E-16	0.06129356 1

Tabla 25: Anexo 4-Parámetro de tubos y coraza

Local Parameter	Minimum	Maximum	Average	Bulk Average	Surface Area [m ²]
Pressure [Pa]	101325	101325	101325	101325	0.06398417 5
Density (Fluid) [kg/m ³]	356.397607 9	356.397607 9	356.397607 9	356.397607 9	0.06398417 5
Velocity [m/s]	3.52958E- 05	6.95568262 9	5.12024902 7	5.53723832 6	0.06398417 5
Velocity (X) [m/s]	- 0.56262371	1.77461295 4	0.21494635 6	0.18836192 4	0.06398417 5
Velocity (Y) [m/s]	-3.5296E-05	6.92998818 3	5.06821893 2	5.49426123 9	0.06398417 5
Velocity (Z) [m/s]	- 1.48433183	1.72879652 4	0.09386358 1	0.10991413 1	0.06398417 5
Temperature (Fluid) [°C]	50.4441606 9	130.644807 5	86.5363526 8	89.5239228 5	0.06398417 5
Temperature (Solid) [°C]	68.4593678	85.8833282	76.1715896 3		0.06398417 5
Overheat above Melting Temperature [K]	- 1014.59063	- 997.166672	- 1006.87841		0.06398417 5
Bottleneck Number []	4.67766E- 08	4.97433E- 05	3.43599E- 06		0.06398417 5
ShortCut Number []	6.37758E- 10	6.69442E- 05	4.27792E- 07		0.06398417 5
Relative Pressure [Pa]	0	0	0	0	0.06398417 5
Density (Solid) [kg/m ³]	8960	8960	8960		0.06398417 5
Acoustic Power Level [dB]	0	0	0	0	0.06398417 5
Acoustic Power [W/m ³]	2.8889E-16	6.19643E- 14	6.20555E- 15	4.54057E- 15	0.06398417 5

Figura 21: Anexo 5- Simulación del IC de placas

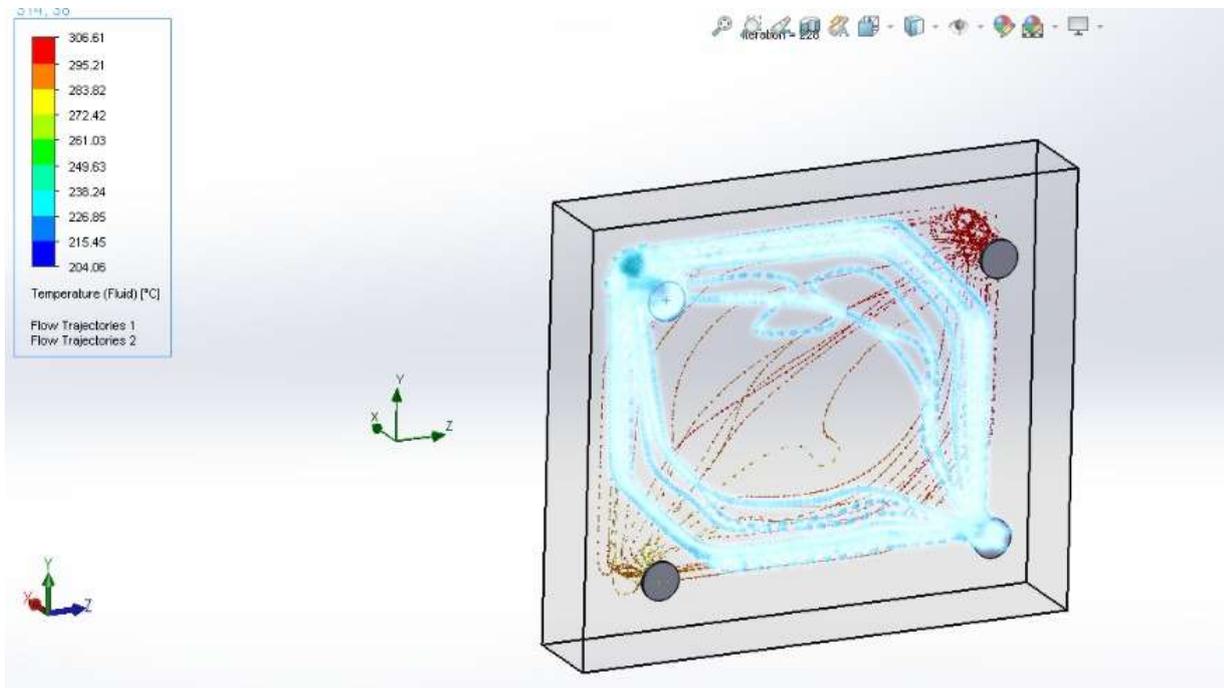


Figura 22: Anexo 6- Simulación del IC de placas

