UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS "CARLOS RAFAEL RODRIGUEZ" FACULTAD DE INGENIERÍA DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA



Tesis en opción al título de Ingeniera Química

Título: Evaluación técnica del intercambiador de calor E-01-301 de la Refinería Cienfuegos.

Autora: Irma Sánchez González

Tutores: MSc. Roxana Cortes Martínez Ing. Alexey Capote Suárez del Villar

Cienfuegos, 2020

AGRADECIMIENTOS

Son muchas las personas que de una u otra manera estuvieron ligadas o involucradas en ayudarme a alcanzar este sueño que hoy es realidad, por lo que quisiera agradecer principalmente:

En primer lugar, a mi tutora Roxana Cortes Martínez y a mi cotutorAlexey Capote Suárez del Villar por ayudarme en la elaboración de este proyecto, por su dedicación y transmisión de conocimientos a lo largo del trabajo.

A mis padres, Maricely González Fleitas y Javier Sánchez Abreu por creer en mí, por enseñarme que todo en la vida lleva sacrificio, por la educación que me han dado, por ser mi mayor fuente de inspiración y quienes me impulsaron a llegar donde estoy, los quiero mucho.

A una persona muy especial, miesposo Adriel Roque Gutiérrez por apoyarme en todo momento, por estar a mi lado en el transcurso de estos cinco años.

A todos los profesores que contribuyeron en mi formación profesional, por su dedicación y porque sin ustedes esto no hubiera sido posible. A mis compañeros de grupo que siempre voy a querer y extrañar, por compartir juntos cinco maravillosos años llenos de alegría, apoyándonos unos a otros y dándonos fuerzas para seguir adelante.

A la empresa en la que he realizado el trabajo por los conocimientos aportados en su campo.

A todas las personas que de una forma u otra contribuyeron a la realización de este sueño, gracias por todo su apoyo.

DEDICATORIA

A las personas más importantes de mi vida, mis padres: Maricely y Javier, por enseñarme el valor de las cosas, el sentido de la vida y por ser el motivo que me impulsa a mejorar día a día.

RESUMEN

Los intercambiadores de calor están presentes en la mayoría de los sistemas térmicos complejos y constituyen el medio más usado para la transferencia de calor en los procesos industriales. Esta investigación tiene como objetivo evaluar el comportamiento térmico del intercambiador de calorE-01-301, del proceso dehidrofinación de diésel de la Refinería Cienfuegos. Para realizar la evaluación se utilizó el método de la diferencia de temperatura media logarítmica, con la finalidad de incrementar la eficiencia de estos equipos en conjunto. Se determinó la temperatura de salida óptima del intercambiador y se calculó la eficiencia del equipo a las condiciones actuales y óptimas. Se comparó los resultados obtenidos y se obtuvo que existe deficiencia en el área de transferencia y que el factor de ensuciamiento está por encima del valor establecido. A partir de los resultados obtenidos se define la necesidad de realizar el mantenimiento del equipo para eliminar las incrustaciones que afectan su correcto funcionamiento, y se proponen alternativas para aumentar el área de transferencia y así mejorar la eficiencia del proceso.

Palabras claves: intercambiador de calor, ensuciamiento, área de transferencia

SUMMARY

mostcomplexthermalsystems Heatexchangers are present in and are themostwidelyusedmediumforheat transfer in industrial processes. Theobjective of thisresearchistoevaluatethethermalbehavior of the E-01-301 heatexchanger, of the diesel hydrofiningprocess of the Cienfuegos Refinery. Tocarryouttheevaluation, themethod of logarithmic mean temperaturedifferencewasused, in ordertoincreasetheefficiency of these equipment as a whole. The optimum outlet temperature of the exchanger was determined and theefficiency of theequipmentwascalculated under current and optimalconditions. Theresultsobtainedwerecompared and itwasfoundthatthere is a deficiency in the transfer area and thatthefouling factor isabovetheestablishedvalue. Fromtheresultsobtained, theneedformaintenance of

the quipment is defined to eliminate the incrustations that affect its correct operation, and alternatives are proposed to increase the transfer area and thus improve the efficiency of the process.

Keywords: heatexchanger, fouling, transfer area

INDICE

AGRADECIMIENTOS	.2
DEDICATORIA	.3
RESUMEN	.4
SUMMARY	. 5
INTRODUCIÓN	. 1
CAPÍTULO I: MARCO TEÓRICO	. 5
1.1. Hidrofinación	. 5
1.1.1. Catalizadores	.6
1.1.1.1. Condiciones de operación	.6
1.1.2. Descripción del proceso	.7
1.1.3. Principales variables que intervienen en los procesos de hidrotratamientos	. 8
1.2. Transferencia de calor	. 8
1.3. Intercambiadores de Calor	1
1.3.1. Tipos de intercambiadores de calor	12
1.3.2. Aplicación de los intercambiadores de calor	14
1.4. Intercambiadores de calor de tubo y carcasa	14
1.4.1. Partes de un intercambiador de calor de tubo y carcasa	17
1.4.1.1. Tubos	17
1.4.1.2. Carcasa	18
1.4.1.3. Cabezal, Espejo o Placa	19
1.4.1.4. Deflectores o baffles	21
1.4.2. Ventajas de los intercambiadores de tubo y carcasa	21
1.4.3. Usos de los intercambiadores de tubos y carcasa	22
1.5. Limitaciones del proceso de Ultra Alta Temperatura (UHT)	22
1.5.1. Ensuciamiento (Fouling)	23
1.5.1.1. Mecanismos de ensuciamiento	23
1.5.1.2. La resistencia de ensuciamiento	25
1.5.1.3. Influencia del ensuciamiento con las condiciones operacionales	25
1.5.1.4. Limpieza y reducción del ensuciamiento	26
1.5.1.5. Impacto ambiental	27

CAPÍ	TUL	O II: METODOLOGÍA PARA LA EVALUACIÓN DEL INTERCAMBIADOR			
DE C.	ALO	R			
2.1.	Sección 300-1 hidrofinación de diésel				
2.2.	Descripción del caso estudio				
2.3.	Rec	olección de información			
2.3.	.1.	Puntos de medición de las variables			
2.3.	.2.	Instrumento de medición de variable			
2.3.	.3.	Hoja de Registro			
2.4.	Eva	luación de intercambiadores de calor de tubo y coraza			
2.4.	.1.	Algoritmo			
2.4.	.2.	Obtención de los parámetros operacionales óptimos43			
CAPÍTULO III. PRESENTACIÓN Y ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS45					
3.1. O	bten	ción de datos del proceso y características del intercambiador a evaluar45			
3.2. Hoja de Registro					
3.3. Desarrollo de la evaluación del intercambiador en las condiciones actuales					
3.4.	Determinación de los parámetros operacionales óptimos				
3.5.	5. Interpretación de los resultados				
CON	CLU	CIONES GENERALES			
RECO	OME	NDACIONES			
BIBLIOGRAFÍA					
ANEX	XOS				

INTRODUCIÓN

Un rasgo característico en la industria moderna es el deseo de los fabricantes de intensificar los procesos productivos con vista a lograr con menores costos de producción artículos o productos de primera calidad. En la actualidad, la economía juega un papel clave en el diseño y selección de los equipos de transferencia de calor, cuestión que debe tenerse en cuenta al abordar cualquier problema nuevo de diseño de estos equipos, además de estar lo más actualizado con el desarrollo tecnológico mundial.

En Cuba el desarrollo de la industria prevé un papel importante al crecimiento de eficiencia empresarial, lo que en la industria de procesos químicos está íntimamente vinculado al perfeccionamiento de la efectividad de cada proceso tecnológico. Resulta necesario además aprovechar las posibilidades que brindan las capacidades industriales instaladas y otras posibilidades productivas, instalaciones, equipos y otros medios no utilizados plenamente. Los cambios ocurridos en el campo socialista han obligado a buscar nuevas alternativas de materias primas para nuestras industrias, como es el caso de la industria petrolera. Las crisis energéticas de los años '70 despertaron la preocupación acerca de la duración de los recursos energéticos que abastecían al mundo, poniendo interrogantes sobre cuál podría ser el futuro de la sociedad humana, las fuentes energéticas que la sostendrían y las perspectivas de crecimiento económico(Capote Suárez del Villar, 2009).

La optimización de la energía se ha convertido en un aspecto fundamental en la industria petrolera y los vertimientos de residuales contaminantes al medio ambiente en los procesos. Para ello se usan avanzadas herramientas analíticas para identificar las posibilidades de reducir el consumo energético y alcanzar significativos ahorros en costos y utilidades.

En la mayoría de los procesos que se llevan a cabo en la industria se emplean intercambiadores de calor, el que se ha entendido como un radiador diseñado para transferir calor entre dos fluidos, o entre las superficies de un sólido y un fluido en movimiento. O sea es un equipo de transferencia de calor empleado en procesos químicos con la finalidad de intercambiar calor entre dos corrientes de un proceso. Cuando se desea calentar un fluido, se emplean calentadores haciendo uso de vapor de agua, o en el caso de refinerías de petróleo, el aceite caliente recirculado cumple la misma función. Los enfriadores cumplen

funciones opuestas a la anterior, empleándose agua y aire como medios principales de refrigeración(Quiminet, 2011).

Los intercambiadores de calor están presentes en la mayoría de los sistemas térmicos complejos y constituyen el medio más usado para la transferencia de calor en los procesos industriales. Se emplean en diversos servicios, tales como: enfriamiento de líquidos o gases, procesos de condensación y evaporación, extracción de calor, calentamiento regenerativo y recuperación del calor, entre otras aplicaciones(Huiza Andrade, 2004). Es necesario precisar que en cualquier tipo de intercambiador el calor se transfiere en una sola dirección: del fluido con mayor temperatura hacia el fluido de menor temperatura; sin embargo, los fluidos utilizados pueden estar en contacto entre ellos o no; en cuyo caso el calor es transferido del fluido con mayor temperatura hacia el de menor temperatura al encontrarse ambos en contacto térmico con las paredes, normalmente metálicas, que los separan.

De lo anterior deriva un vacío teórico de gran importancia ante la necesidad de ahorrar energía y disponer de equipos óptimos no sólo en función de su análisis térmico y del rendimiento económico en la instalación, sino en función de otros factores como el aprovechamiento energético del sistema y la disponibilidad y cantidad de energía y materias primas necesarias para cumplir una determinada función, existe gran variedad de tipos de intercambiadores de calor, entre los que se pueden distinguir: intercambiadores de tubo y carcasa, intercambiadores de doble tubo, intercambiadores de flujo cruzado, entre otros (Kern D. , 1999).

El desarrollo de los equipos de intercambio de calor es variado en cuanto a su tipo, y de una amplia gama de configuraciones, tamaños y tecnología. Sin embargo, los intercambiadores de tubos y carcasa son los equipos de transferencia de calor sin combustión más usados en las plantas de procesos químicos, debido a su fabricación relativamente sencilla, versatilidad de materiales y adaptabilidad a diferentes condiciones de operación(Huiza Andrade, 2004).

Este estudio pretende el examen actual del intercambiador de calor de tuboy carcasa, enfocados en alcanzar mayores niveles de efectividad y eficiencia térmica, siendo este el más común en las aplicaciones industriales en las que se demanda de manera significativa por existir altas temperaturas y presiones, utilizándose para aquellos procesos que requieran enfriamiento, calentamiento o cambio de estado entre líquidos y gases, siendo equipos preparados para las más exigentes condiciones de trabajo y operación. Estos a su vez son tan importantes y tan ampliamente utilizados en la industria, que su diseño ha experimentado un gran desarrollo, consisten en una estructura de tubos pequeños colocados en el interior de un casco de mayor diámetro, existiendo en la actualidad normas ideadas y aceptadas por *Tubular ExchangerManufacturerAssociation* (TEMA) que especifican con detalle los materiales, métodos de construcción, técnicas de diseño y sus dimensiones.

La mayoría de los intercambiadores de calor industriales sufren problemas relacionados con el ensuciamiento. Estos deben ser diseñados con cuidado debido a la reducción térmica e hidráulica. Hasta la fecha, la formación de depósitos es sin duda el problema menor entendido en el diseño de intercambiadores de calor. La necesidad de mejorar la gestión de la energía ha incrementado la importancia en el equipamiento de los intercambiadores de calor en los últimos tiempos. Hoy en día no hay ningún proceso químico, alimentario o de generación de energía que no tenga una gran variedad de equipos de intercambio. Esto ha provocado un gran desarrollo de conocimiento en esta área. En tal sentido se ha tomado en consideración que estos equipos se deprecian rápidamente debido a su uso y progresivo deterioro, requiriendo su reemplazo.

Todo lo anteriormente expuesto conduce a un problema práctico de importancia fundamental para la industria. En las refinerías de petróleo estos equipos son fundamentales en el proceso y sufren un gran deterioro debido a las características del mismo. Uno de los intercambiadores existentes en la refinería de Cienfuegos es el intercambiador E-01-301, al cual no se le ha realizado ninguna evaluación técnica después de realizarle modificaciones al sistema. Debido a esto no se han establecido las condiciones óptimas de trabajo lo que contribuye a disminuir gastos por mantenimientos correctivos debido a la dependencia que presentan el resto de unidades con la unidad de crudo, situación que ha posibilitado definir:

Problema científico

No se cuenta con una evaluación energética del intercambiador de calor E-01-301 después de las modificaciones realizadas en las redes de intercambio térmico en el área de hidrotratamiento de diésel con el objetivo de adaptarlas a las nuevas condiciones operacionales.

Hipótesis

Mediante la evaluación energética es posible obtener un mayor criterio técnico de eficiencia del intercambiador de calor E-01-301 del proceso dehidrofinación de diésel de la Refinería Cienfuegos.

Objetivo general

Evaluar energéticamente el intercambiador de calor E-01-301 con el fin deobtener un criterio exacto de eficiencia en la operatividad del mismo en el proceso de hidrofinación de diésel.

Objetivos específicos

- 1. Fundamentar teóricamente el proceso de hidrofinación de diésel y los intercambiadores de calor.
- 2. Desarrollar una metodología para la evaluación energética del intercambiador de calor E-01-301 del proceso de hidrofinación de diésel
- Determinar las condiciones operaciones actuales del intercambiador de calor E-01-301 del proceso de hidrofinación de diésel para mejorar la eficiencia del proceso.

La investigación se estructura en tres capítulos, el primero dedicado a la fundamentación teórica del proceso de hidrofinación de diésel y los intercambiadores de calor, con mayor énfasis en el de tubo y carcasa.

En el capítulo 2 se aborda la metodología de como evaluar el intercambiador de calor E-01-301 del proceso de hidrofinación de diésel, mediante la aplicación del método de la diferencia de temperatura media logarítmica, con el cual se calculará el factor de ensuciamiento y la eficiencia del intercambiador.

En el capítulo 3 se expondrán los resultados obtenidos en base a dicho comportamiento, los cuales están plasmados en diversas tablas con sus respectivas interpretaciones, partiendo de los parámetros de operación óptimos del intercambiador de calor E-01-301 del proceso de hidrofinación de diésel para mejorar la eficiencia del proceso.

Por último, se presentan las conclusiones y recomendaciones del presente estudio, en el cual se analizó los resultados obtenidos en el tercer capítulo y se detalla la bibliografía consultada en este estudio.

CAPÍTULO I: MARCO TEÓRICO

1.1.Hidrofinación

En el proceso de Hidrofinación se trata de reducir el azufre de las diferentes alimentaciones para poner en especificación a los combustibles, Kerosenos y Gasóleos o bien pretratarlas para posteriores procesos.

La eliminación de azufre se realiza mediante la reacción con hidrógeno para dar lugar a sulfhídrico en unas condiciones de operación que dependen del nivel de azufre deseado en el producto final. Como se ha indicado anteriormente, paralelamente se producen reacciones de hidrogenación y cracking.

La finalidad de estos procesos químicos es añadir hidrógeno al producto de partida, bien sea saturando los hidrocarburos olefínicos, nafténicos y aromáticos como transformando el azufre y nitrógeno presente en la alimentación en sus hidruros correspondientes. Además de estas reacciones de hidrogenación se producen también otras reacciones de cracking e hidrogenolisis dando lugar, además de gases incondensables como metano y etano, otros hidrocarburos de menor molecular y por lo tanto de menor intervalo de destilación. Estas reacciones son siempre catalizadas por un sistema catalítico adecuado(Urpí, 2000).



En la figura 1.1 se muestra la Unidad de Hidrodesulfuración.

Fig. 1.1. Unidad de Hidrodesulfuración. Fuente. (Lluch Urpí, 2000)

1.1.1. Catalizadores

La reacción viene catalizada por tres grandes tipos de catalizadores: de Cobalto – Molibdeno (Co-Mo), de Níquel - Molibdeno(Ni-Mo) y de Níquel – Wolframio (Ni-W) todos ellos soportados sobre alúmina. Los primeros son especialmente aptos para hidrodesulfuración, los segundos para hidrogenación/hidrodesulfuración y los terceros para hidrogenación/*hydrocracking*. Aunque pueden existir también catalizadores de Cobalto-Wolframio (Co-W), estos presentan una actividad catalítica baja(Lluch Urpí, 2000).

1.1.1.1.Condiciones de operación

Como en la mayor parte de los procesos catalíticos de hidrogenación, las variables que afectan al grado de desulfuración obtenible son: alimentación, tipo de catalizador, temperatura de reacción, velocidad espacial, presión de reacción y relación hidrógeno / hidrocarburo (H₂/HC).

Alimentación: Puede ser variada, desde una nafta hasta un destilado de vacío de destilación directa y productos procedentes de conversión. Cuando más pesada sea la molécula hidrocarbonada en la que esté presente el átomo de azufre más severas serán las condiciones de operación necesarias para conseguir un mismo nivel de azufre en el producto final, las moléculas más pesadas se encuentran también en los intervalos de destilación más pesados. Si la alimentación es de destilación directa, sin olefinas y un contenido en aromáticos relativamente bajo, las condiciones de operación serán más suaves que para alimentaciones de conversión, olefínicas y altamente aromáticas ya que junto con las reacciones propias de hidrodesulfuración se dan también en forma paralela las de hidrogenación de olefinas y aromáticos(Lluch Urpí, 2000).

En la Tabla 1.1 se resumen condiciones típicas de operación para diferentes alimentaciones.

HDS Alimentación y condiciones de operación							
Tipo de carga	T(°C)	P (atm)	Velocidad espacial (h)	Consumo de H2 (Nm ³ /m ³)			
Nafta	320	10-20	3-8	2-10			
1 ^{era} Extracción	330	20-30	2-5	5-15			
2 ^{da} Extracción	340	25-40	1-3	20-50			
Gasoil de Conversión	350	35-50	0,5-1,5	50-100			
Gasoil de Vacío	360	50-90	1-2	50-80			

Tabla 1.1. HDS Alimentación y condiciones de operación

Fuente. Elaboración propia

1.1.2. Descripción del proceso

En el diseño de los actuales procesos de hidrodesulfuración se puede trabajar con dos esquemas distintos: en un único paso y por lo tanto un único reactor o bien con varios reactores en serie, depende del volumen total de carga de la unidad y de la presión de trabajo. Trabajar a velocidades espaciales bajas, significa mayor grado de desulfuración pero para una misma carga unitaria significa también mayor volumen de catalizador, es decir volumen de reactor más grande.

En la actualidad en el proceso de hidrodesulfuración se exige un contenido en azufre a la salida de la unidad con valores entre 10 y 50 pmm y con tendencia a reducir este valor a las 10 ppm., al mismo tiempo otras restricciones de calidad en el producto final como mayor número de cetano, y menor contenido en hidrocarburos poliaromáticos han derivado en que los reactores de las unidades de HDS presenten diferentes sistemas catalíticos, distribuidos en varios lechos en un único reactor o bien diferentes cargas en diferentes reactores.

Se aplican dos procesos básicos, en fase líquida para kerosenos y destilados tanto atmosféricos como de vacío y en fase vapor para naftas de destilación directa o procedente de conversión.

Ambos procesos presentan la misma configuración: la alimentación se mezcla con el hidrógeno procedente de la red y del reciclo de la propia unidad. La mezcla se precalienta intercambiando calor con el efluente del reactor antes de llevarse a la temperatura de reacción mediante un horno. La alimentación caliente se introduce en un reactor que dispone de varios lechos de catalizador, un primer lecho o guarda, de reducido volumen, que retiene cualquier contaminante que pueda llegar al catalizador principal que se encuentra a continuación separado en uno o varios lechos. En el reactor se producen las reacciones de hidrogenación operando, según la alimentación a temperaturas entre 300 y 380 °C y a presiones entre 15 y 80 atm de presión de hidrógeno según alimentación y en exceso de hidrógeno. El producto de reacción intercambia calor con la alimentación y pasa sucesivamente por un separador caliente de alta presión y por uno frío, del que se separa el gas hidrógeno acompañado de SH₂, según la concentración de este último componente, el gas hidrógeno. El gas hidrógeno, se mezcla con hidrógeno exterior para mantener la relación H₂/HC y vía compresor se recicla al reactor(Lluch Urpí, 2000).

1.1.3. Principales variables que intervienen en los procesos de hidrotratamientos

<u>Temperatura de reacción</u>: Depende de la alimentación y el grado de desulfuración deseado, el rango está entre los 300 °C para kerosenos hasta 370/380 °C para fracciones más pesadas y con catalizador en final de ciclo. A medida que el catalizador se desactiva por deposición de coque y metales es necesario aumentar la temperatura de reacción para obtener el mismo grado de desulfuración. Los catalizadores son regenerables, operación que normalmente se realiza "*ex situ*", y permiten varios ciclos de regeneración(Lluch Urpí, 2000).

<u>Velocidad espacial</u>: Es una medida del tiempo de contacto de la alimentación con el catalizador, la desulfuración se favorece a velocidades bajas lo que implica grandes volúmenes de catalizador, se suele trabajar entre valores de $0,5 h^{-1}$ para niveles de azufre en destilados medios inferiores a 500 ppm hasta 2 h⁻¹ para fracciones ligeras como naftas y kerosenos y niveles de azufre en producto superiores al 0,2 %.

<u>Presión de operación</u>: Se mide en términos de presión parcial de hidrógeno, tiene también un efecto positivo sobre el grado de desulfuración. Hay tres grupos de procesos, los que trabajan a baja presión, hasta 20 kg/cm² de presión parcial de hidrógeno: hidrodesulfuración de naftas; a media presión, hasta 50 kg/cm² para desulfuración de kerosenos o destilados medios de destilación directa y de bajo contenido en azufre, y los de alta presión, hasta 80 kg/cm² para cargas de conversión puras o en mezcla con *straightrun*, alto contenido en azufre y aromáticos y para obtener niveles de azufre de hasta 10 ppm en producto.

<u>Relación Hidrógeno/Hidrocarburo:</u> debe mantenerse en un valor suficiente para garantizar en cada momento la presión de hidrógeno necesaria para la reacción y además para prevenir la formación de coque y en consecuencia la desactivación rápida del catalizador. Los valores varían entre 200 l/l hasta los 500 l/l en los sistemas de alta presión.

1.2.Transferencia de calor

La transferencia de calor es aquella ciencia que busca predecir la transferencia de energía que puede ocurrir entre cuerpos materiales, como resultado de una diferencia de temperatura. La termodinámica enseña que esta transferencia de energía se define como calor.

La ciencia de la transferencia de calor no sólo trata de explicar cómo puede ser transferida la energía calorífica, sino también trata de predecir la rapidez a la que se realizará este intercambio bajo ciertas condiciones especificadas(Holman, 1999).

También surgen otros cuestionamientos de transferencia de calor, pues ocurre desde un cuerpo más caliente a uno más frío, como resultado de la Segunda ley de la termodinámica, o sea la transferencia de calor ocurre hasta que los cuerpos y su entorno alcancen el equilibrio térmico.El calor puede ser transferido desde una fuente hasta un receptor mediante conducción, convección, o radiación. En muchos casos, el intercambio ocurre por una combinación de dos o más de estos mecanismos(Moncada Albitres, 2015).

La definición de estos procesos es la siguiente:

"La **conducción** sucede en sólidos, líquidos y gases. En los gases y en los líquidos la conducción, se debe a las colisiones entre las moléculas durante su movimiento aleatorio. En los sólidos se debe a la combinación de vibraciones de las moléculas de una estructura y a la energía transportada por electrones libres(Holman, 1999)."

La energía se transmite por comunicación molecular sin desplazamiento apreciable de las moléculas. O sea es el mecanismo de transferencia de calor en escala atómica a través de la materia por actividad molecular, por el choque de unas moléculas con otras, donde las partículas más energéticas le entregan energía a las menos energéticas, produciéndose un flujo de calor desde las temperaturas más altas a las más bajas.

Es la transferencia de energía por contacto directo de partículas más energéticas de una sustancia a las partículas adyacentes menos energéticas, debido a las interacciones entre ellas, sin mezclarse entre ellas o flujo de cualquier material(Intriago Briones, 2014).

La **convección**"es la transferencia de energía entre una superficie sólida y un fluido adyacente que está en movimiento, e implica los efectos combinados de la conducción y el movimiento de un fluido, tanto mayor es el movimiento mayor es la transferencia de calor por convección(Cengel & Boles, 2009)."

A sí mismo la convección es el mecanismo de transferencia de calor por movimiento de masa o circulación dentro de la sustancia, si existe una diferencia de temperatura en el interior de un líquido o un gas, es casi seguro que se producirá un movimiento del fluido, este movimiento transfiere calor de una parte del fluido a otra. O sea transfiere calor por el intercambio de moléculas frías y calientes: siendo la causa de que el agua de una tetera se caliente uniformemente aunque sólo su parte inferior esté en contacto con la llama.

Este proceso llamado convección puede ser natural producido solo por las diferencias de densidades de la materia; o forzada, cuando la materia es obligada a moverse de un lugar a otro, por ejemplo el aire con un ventilador o el agua con una bomba. Sólo se produce en líquidos y gases donde los átomos y moléculas son libres de moverse en el medio(Barreto Inca, 2015).En la naturaleza, la mayor parte del calor ganado por la atmósfera por conducción y radiación cerca de la superficie, es transportado a otras capas o niveles de la atmósfera por convección.

La **radiación**"es la energía emitida por la materia mediante ondas electromagnéticas (o fotones) como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas(Cengel & Boles, 2009)."

Es un proceso por el cual fluye calor desde un cuerpo de alta temperatura a uno de baja temperatura, cuando estos están separados por un espacio, incluso puede ser el vacío(Cabanzón Labat, 2018).

Por lo tanto, la radiación electromagnética es una combinación de campos eléctricos y magnéticos oscilantes y perpendiculares entre sí, que se propagan a través del espacio transportando energía de un lugar a otro. Sin embargo a diferencia de la conducción y la convección, o de otros tipos de onda, como el sonido, que necesitan un medio material para propagarse, la radiación electromagnética es independiente de la materia para su propagación, de hecho, la transferencia de energía por radiación es más efectiva en el vacío. Sin embargo, la velocidad, intensidad y dirección de su flujo de energía se ven influidos por la presencia de materia. Así, estas ondas pueden atravesar el espacio interplanetario e interestelar y llegar a la Tierra desde el sol y las estrellas.

Los procesos de transferencia de calor son problemas importantes a resolver en el campo de la Ingeniería. En este ámbito, dentro de los equipos más usados en la industria están los intercambiadores de calor, ya que se emplean para transferir energía térmica entre dos o más fluidos que se encuentran a diferentes temperaturas(Sánchez Escalona, 2017).

1.3.Intercambiadores de Calor

Un intercambiador de calor es un equipo con el único propósito de intercambiar calor entre dos fluidos, ya sea entre dos líquidos, entre un líquido y un gas o entre dos gases. Estos equipos recuperan calor entre dos corrientes en un proceso o entre una corriente de proceso y una de servicio.

Es utilizado para enfriar un fluido que está más caliente de lo deseado, transfiriendo calor a otro fluido que está frío y necesita ser calentado. La transferencia de calor se realiza a través de una pared metálica o de un tubo que separa ambos fluidos(Perry & Green, 2001).

"Los intercambiadores de calor están presentes en la mayoría de los sistemas térmicos complejos y constituyen el medio más usado para la transferencia de calor en los procesos industriales. Se emplean en diversos servicios, tales como: enfriamiento de líquidos o gases, procesos de condensación y evaporación, extracción de calor, calentamiento regenerativo y recuperación del calor, entre otras aplicaciones(Huiza Andrade, 2004)."

En los intercambiadores de calor se observa fundamentalmente dos mecanismos de transferencia de energía: conducción y convección. La conducción ocurre a través de la pared sólida de los tubos que componen el intercambiador y se debe a la diferencia de temperatura existente entre la pared externa e interna de los mismos. La convección se produce por la interacción de los fluidos a ambos lados de la pared sólida.

La función básica de los intercambiadores es la transferencia de energía térmica entre dos o más fluidos a diferente temperatura. El calor fluye, como resultado del gradiente de temperatura, desde el fluido caliente hacia el frío a través de una pared de separación, la cual se le denomina superficie o área de transferencia de calor. Es decir, no existe fuente de energía térmica en un intercambiador de calor. En resumen, las funciones típicas de un intercambiador de calor en los procesos industriales son las siguientes(Ebieto & Eke, 2012):

- Recuperación de calor: la corriente fría recupera parte del calor contenido en la corriente caliente. Es decir, calentamiento y enfriamiento de las corrientes involucradas, las cuales fluyen simultáneamente a ambos lados del área de transferencia de calor.
- Evaporación: una de las corrientes involucradas en el intercambio de calor cambia de fase líquida a fase de vapor.
- Condensación: una de las corrientes involucradas en el intercambio de calor cambia de fase de vapor a líquida.

1.3.1. Tipos de intercambiadores de calor

La clasificación más general que puede realizarse de los cambiadores de calor, se efectúa atendiendo al grado de contacto entre los fluidos. Según este criterio, tenemos tres categorías importantes(Cuadrado Mazón, 2010):

- Regeneradores: Los regeneradores son intercambiadores en donde un fluido calientefluye a través del mismo espacio seguido de uno frío en forma alternada, con tan poca mezcla física como sea posible entre las dos corrientes.
- Intercambiadores de tipo abierto:Como su nombre lo indica, los intercambiadores de calor de tipo abierto son dispositivos en los que las corrientes de fluido de entrada fluyen hacia una cámara abierta, y ocurre una mezcla física completa de las corrientes.

Las corrientes caliente y fría que entran por separado a este intercambiador salen mezcladas en una sola.

 Intercambiadores de tipo cerrado, o recuperadores: Los intercambiadores de tipo cerrado son aquellos en los cuales ocurre transferencia de calor entre dos corrientes fluidas que no se mezclan o que no tienen contacto entre sí. Las corrientes de fluido que están involucradas en esa forma están separadas entre sí por una pared de tubo, o por cualquier otra superficie.

Los intercambiadores de calor se pueden clasificar además, basándose en la distribución de flujo. Tenemos cuatro tipos de configuraciones más comunes en la trayectoria del flujo.

En **la distribución de flujo en paralelo**, los fluidos caliente y frío, entran por el mismo extremo del intercambiador, fluyen a través de él en la misma dirección y salen por el otro extremo.

En **la distribución en contracorriente**, los fluidos caliente y frío entran por los extremos opuestos del intercambiador y fluyen en direcciones opuestas.

En **la distribución en flujo cruzado de un solo paso**, un fluido se desplaza dentro del intercambiador perpendicularmente a la trayectoria del otro fluido.

En **la distribución en flujo cruzado de paso múltiple**, un fluido se desplaza transversalmente en forma alternativa con respecto a la otra corriente de fluido.

Clasificación según su aplicación. Para caracterizar los intercambiadores de calor basándose en su aplicación se utilizan en general términos especiales. Los términos empleados para los principales tipos son(Cuadrado Mazón, 2010):

Calderas: Las calderas de vapor son unas de las primeras aplicaciones de los intercambiadores de calor. Con frecuencia se emplea el término generador de vapor para referirse a las calderas en las que la fuente de calor es una corriente de un flujo caliente en vez de los productos de la combustión a temperatura elevada.

Condensadores: Los condensadores se utilizan en aplicaciones tan variadas como plantas de fuerza de vapor, plantas de proceso químico y plantas eléctricas nucleares para vehículos espaciales. Los tipos principales son los condensadores de superficie, los condensadores de chorro y los condensadores evaporativos.

El tipo más común es el condensador de superficie que tiene la ventaja de que el condensado se recircula a la caldera por medio del sistema de alimentación.

Intercambiadores de calor de tubos y carcasa: Las unidades conocidas con este nombre están compuestas en esencia por tubos de sección circular montados dentro de una carcasa cilíndrica con sus ejes paralelos al aire de la carcasa.

Torres de enfriamiento: Las torres de enfriamiento se han utilizado ampliamente para desechar en la atmósfera el calor proveniente de procesos industriales en vez de hacerlo en el agua de un río, un lago o en el océano.

Intercambiadores compactos de calor: Con el fin de aumentar el rendimiento del intercambiador se fijan aletas a la superficie de menor coeficiente de transferencia de calor. Las dimensiones de la matriz del intercambiador así como el tipo, tamaño y dimensiones apropiadas de las aletas varían con la aplicación específica. Se han diseñado varios tipos que se han utilizado en numerosas aplicaciones.

Radiadores para plantas de fuerza espaciales: La remoción del calor sobrante en el condensador de una planta de fuerza que produce la electricidad para la propulsión, el comando y el equipo de comunicaciones de un vehículo espacial presenta problemas serios aún en plantas que generan sólo unos pocos kilovatios de electricidad. La única forma de disipar el calor sobrante de un vehículo espacial es mediante la radiación térmica aprovechando la relación de la cuarta potencia entre la temperatura absoluta de la superficie y el flujo de calor radiante.

1.3.2. Aplicación de los intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son empleados en diversas industrias debido a las ventajas que ofrecen a una determinada operación. Estos equipos usualmente son empleados como(Cárdenas Quintana, 2017):

- Sistemas de generación de energía (caldera y condensador en centrales).
- Sistemas de refrigeración (radiadores).
- Sistemas de calefacción (calderas y radiadores).
- Usos diversos en la industria química.
- Circuitos frigoríficos y bombas de calor.

1.4.Intercambiadores de calor de tubo y carcasa

Este es el tipo de intercambiador que se utiliza comúnmente en la industria petrolera. Es de bajo costo, fácil de limpiar y relativamente fácil de construir. Mecánicamente resistente para soportar los esfuerzos externos e internos en las condiciones normales de operación, debido a los cambios en temperatura y presión. Fácil de mantener y reparar(Ebieto & Eke, 2012). Adicionalmente, la disponibilidad de buenos procedimientos de diseño, de experticia y de facilidades de fabricación, asegura el diseño y construcción exitosa de este tipo de intercambiadores, convirtiéndoles en la primera opción a seleccionarse para un proceso de transferencia de calor(González D., 2002).

Los intercambiadores de tubo y carcasa tienen dos principales componentes: Un tubo envoltorio, el cual contiene una gran cantidad de tubos por donde pasa el fluido que va del lado tubo, y una armadura que se conecta con el tubo envoltorio a través de la cual atraviesa el fluido lado carcasa.

Normalmente las carcasas contienen lengüetas o placas verticales con pequeñas entradas en los extremos, cuyo propósito es forzar el fluido de la carcasa a pasar en flujo cruzado sobre los tubos, creando así una mayor turbulencia y una mejoría en los coeficientes de transferencia de calor. También sirve para aumentar la longitud de trayectoria del fluido dela carcasa. El material de los tubos es usualmente hierro, hierro, bronce o acero al carbono, entre otros, pudiendo ser utilizados a temperaturas severas.

Los tubos pueden ser limpiados internamente introduciendo una vara o utilizando un fluido a alta presión. La superficie de afuera de los tubos en un intercambiador de envoltorio es más fácil de limpiar, ya que la superficie de muchos de los tubos es inaccesible.

TEMA presenta tres estándares para la construcción mecánica, los que especifican diseño, fabricación y materiales a utilizar en los intercambiadores de tubo y carcaza. Estos son(Huiza Andrade, 2004):

Clase R: Para aplicaciones en petróleo y procesos relacionados

Clase C: Para aplicaciones en procesos comerciales

Clase B: Para servicios en procesos químicos

Los intercambiadores de carcasa y tubos se designan de acuerdo a los estándares de TEMA, en la figura 1.2 se muestra la nomenclatura de los diferentes tipos de unidades.



Fig. 1.2. Designación de intercambiadores de calor de tubo y carcasa. Fuente.(Huiza Andrade, 2004)

Esta asociación propone un sistema de normas para la designación de los tipos de intercambiadores, conformada por tres letras que definen completamente el equipo. La primera letra define el cabezal anterior, la segunda al tipo de carcasa y la tercera al tipo de cabezal posterior.

1.4.1. Partes de un intercambiador de calor de tubo y carcasa

En la figura 1.3 se observan las principales partes de un intercambiador de calor de tubo y carcasa, las cuales se describen a continuación:



Fig. 1.3.Esquema de intercambiador de calor de tubo y carcasa. 1.-Carcasa. 2.-Tubos. 3.-Placa de tubos. 4.-Deflectores. 5.-Deflector Longitudinal. 6. -Cabezal posterior. 7.-Cabezal fijo. 8.-Boquilla de la carcaza. 9.- Boquilla para los tubos. **Fuente.**(Huiza Andrade, 2004)

1.4.1.1.Tubos

Los tubos proporcionan la superficie de transferencia de calor entre un fluido que fluye por ellos y otro que fluye sobre su superficie externa. Se pueden conseguir con diferentes espesores de pared, definidos por la British Wiring Gauge (BWG), que en la práctica se refiere sólo como BWG del tubo. Pueden o no tener aletas en la superficie externa, cuando se trata de un fluido con un coeficiente de convección mucho menor al del fluido interior(Kakaç & et.al., 2002).

Usualmente los tubos se colocan en una placa que ha sido perforada y acondicionada para soportar su peso. Esta debe cumplir con los requerimientos mecánicos además de soportar ataques corrosivos por parte de ambo fluidos y debe ser químicamente compatible con el material de los tubos(González M., 2012).

En la figura 1.4 se muestra un tubo para un Intercambiadores de Tubos y Carcasa.



Fig. 1.4. Tubos de Intercambiadores de Tubos y Carcasa. Fuente. (Huiza Andrade, 2004)

Pueden utilizarse tubos de diámetros que van desde ¼ in hasta 1,5 in. Sin embargo, casi todos los intercambiadores se construyen utilizando tubos de ¾ in o de 1 in de diámetro exterior. El largo de los tubos es definido por el diseñador. No resulta aconsejable la utilización de tubos de más de 6 m de longitud ya que la construcción del equipo se hace más dificultosa. La utilización de tubos excesivamente largos también dificulta las operaciones de limpieza(Kern D., 1999).

Existen dos tipos de tubos: lisos o desnudos y aleteados. Los lisos son los que se usan frecuentemente debido a que son más fáciles de construir y por ende más económicos. Sin embargo, cuando se emplean tubos aleteados el funcionamiento del intercambiador es más eficiente debido a que aumenta el área de transferencia de calor y la turbulencia del fluido, incrementando así la transferencia de calor asociada al proceso(Kutz, 2006).

1.4.1.2.Carcasa

La carcasa como se muestra en la figura 1.5, es el recipiente para el fluido externo. Es de sección transversal circular y el material de fabricación debe cumplir con requerimientos de alta temperatura y corrosión. Posee unas boquillas que constituyen las vías de entrada y salida del fluido.



Fig. 1.5.Carcasa. Fuente.(Barreto Inca, 2015)

La carcasa Tipo E, ilustrada en la figura 1.2, es la más empleada en las industrias de procesos, debido a que su construcción es económica y posee una amplia gama de capacidades. Además el factor de corrección de temperaturas F obtenido con este equipo es mayor que el obtenido con cualquier otro. Sin embargo, cuando se requieren valores de caída de presión mayores a la permisible, se emplean otras carcasas de diseño más complicado y por ende más costosas(Kutz, 2006).

La carcasa tipo F se emplea cuando pudiese existir un cruce de temperaturas dentro de una carcasa tipo E para evitar colocar dos carcasas de este tipo en serie. Sin embargo esta unidad presenta problemas al quitar o substituir el banco de tubos. La carcasa F es usada para fluidos de una sola fase. Si la caída de presión para una carcasa E es muy alta, se pueden emplear las carcasas de flujo dividido tipo G, Ho J, a expensas de una disminución en el factor F. La carcasa tipo J produce una caída de presión de alrededor de un quinto de la producida por una carcasa tipo E de las mismas dimensiones y son empleadas en aplicaciones de condensación a condiciones de vacío.

La carcasa G es usada en muchos aplicaciones, siendo las más comunes los termosifones horizontales y equipos de vaporización. La carcasa tipo H es el equivalente de emplear dos carcasas tipo G en paralelo, por lo cual se emplea sólo cuando la caída de presión es muy alta al usar una carcasa tipo G. Finalmente la carcasa tipo K es utilizadas exclusivamente como rehervidores tipo Kettle o vaporizadores y se caracteriza por estar sobredimensionada. Esto con el fin de lograr la separación de las fases líquida y vapor presentes en las aplicaciones de evaporación(González M., 2012).

1.4.1.3.Cabezal, Espejo o Placa

Los cabezales permiten la distribución del flujo que viaja por los tubos. Existen dos tipos: fijos o anteriores y los posteriores como aparecen en la tabla 1.2. La facilidad de acceso a los tubos es el factor que incide a la hora de seleccionar el cabezal fijo, mientras que la necesidad de limpieza, el estrés térmico, el goteo y el costo, son factores que influyen en la selección del cabezal posterior(Marin, 2012).

Cabezal	Aplicaciones
anterior	
Δ	Es el más común entre los cabezales fijos y se emplea con placa de tubos
A	fija, tubos en U y blanco de tubos removible
B	Se emplea con placa de tubos fija, tubos en U, blanco de tubos removible y
D	carcaza de tubos removible
C	Se emplea blancos de tubos removible yen diseños de placa de tubos fijas
П	Se emplea especialmente a altas presiones (presiones de diseño del lado de
	los tubos > 1 000 psi)
Cabezal	
posterior	
т	Se emplea en intercambiadores con placa de tubos fija, cuando se requiere
L	de limpieza mecánica en el lado de los tubos
м	Se emplea en intercambiadores con placa de tubos fija, para servicios a altas
1V1	presiones
N	Se emplea en intercambiadores con placa de tubos fija
	Comúnmente se le denomina cabezal flotante empacado extensamente.
р	Permite expansión y se puede diseñar para cualquier número de pasos. Los
1	dos fluidos no se mezclan en caso de presentarse fugas en las empacaduras.
	Es un diseño muy costoso
	Comúnmente se le denomina cabezal flotante de anillo dividido. Tiene a la
S	placa de tubos entre un anillo dividido removible y la cubierta, la cual tiene
	un diámetro mayor que la coraza. Es el recomendado para bancos de tubos
	removibles
Т	Comúnmente se le denomina cabezal flotante de arrastre. Puede ser
-	removido de la carcaza. Sólo permite un número par de pasos para los tubos
	Es un diseño muy sencillo que requiere de una placa de tubos sin junta de
U	expansión yo es posible remover tubos individuales, se requiere un número
e	par de pasos para los tubos y la limpieza de la U es muy difícil. Es el diseño
	más económico
	Comúnmente se le denomina cabezal flotante empacado con anillo de faro.
W	Es posible un arreglo de uno o dos pasos para los tubos. El sistema tubos
	más deflectores es fácil de remover. Es bastante económico

Tabla 1.2. Tipos de cabezales anteriores y posteriores. Aplicaciones

Fuente. Elaboración propia

En la siguiente figura 1.6se muestra un cabezal de tubos para un intercambiador de 8 pasos por el lado tubo.



Fig. 1.6.Cabezal de tubos. Fuente.(Huiza Andrade, 2004)

1.4.1.4.Deflectores o baffles

Los deflectores o baffles son láminas que tienen como funciones principales aumentar la velocidad del fluido que fluye fuera de los tubos (fluido del lado de la carcasa) y como soporte de los tubos. Al incrementarse la velocidad del fluido se obtiene un aumento de transferencia de calor y una disminución del ensuciamiento (depósito material sobre los tubos), pero se produce un incremento en la caída de presión en el lado de la carcasa. El valor de caída de presión en el lado de la carcasa es una función de espaciado, el corte y tipo de deflector(Perry & Green, 2001).

Existen varios tipos de deflectores, tales como los de orificio, los de disco y corona y los deflectores segmentados, éste último es el más usado, los cuales son hojas de metal perforadas cuyas alturas son generalmente 75 % del diámetro interior de la carcasa. Estos se conocen como deflectores de 25 % de corte. En las siguientes figuras 1.7 y 1.8, se muestran los detalles de los deflectores segmentados.



Fig. 1.7. Detalle de Deflector Segmentado. Fuente. (Kern D., 1999)



Fig. 1.8. Deflector Segmentado. Fuente.(Huiza Andrade, 2004)

1.4.2. Ventajas de los intercambiadores de tubo y carcasa

Las principales ventajas que presentan los intercambiadores de tubo y carcasa son las siguientes(Jaramillo, 2007):

- La configuración aporta una gran área superficial en un pequeño volumen, este hecho favorece la transmisión de calor
- Buena disposición mecánica, es decir, la disposición del equipo favorece la presión de operación
- Puede ser construido de una gama muy amplia de materiales
- Se limpia de manera fácil
- Tiene bien establecido los procesos de diseño

1.4.3. Usos de los intercambiadores de tubos y carcasa

Los intercambiadores de calor se encuentran en muchos sistemas químicos o mecánicos. Estos sirven, como su nombre lo indica, para ganar calor o expeler calor en determinados procesos(Jaramillo, 2007). Son diversos los usos que se le pueden acreditar a cada uno de los tipos de intercambiadores existentes, pero en general, los intercambiadores son usados para recuperar calor entre dos corrientes en un proceso. Los intercambiadores de calor de tubosy carcasa, son los más utilizados en las refinerías y plantas químicas en general debido a que(González D., 2002):

- ✓ Proporciona flujos de calor elevados en relación con su peso y volumen.
- ✓ Se utilizan principalmente para sistemas de líquido-líquido.
- ✓ Se emplea para procesos con flujos continuos.
- ✓ Es relativamente fácil de construir en una gran variedad de tamaños.
- ✓ Es bastante fácil de limpiar y de reparar.
- ✓ Es versátil y puede ser diseñado para cumplir prácticamente con cualquier aplicación.

1.5.Limitaciones del proceso de Ultra Alta Temperatura (UHT)

Una importante limitación de los equipos de calentamiento indirecto en la industria del petróleo, es la formación de depósitos de materias extrañas en la superficie de los conductos de los intercambiadores de calor.

Los grandes efectos negativos que produce el ensuciamiento o formación de depósitos son: detrimento del coeficiente de transferencia de calor, incremento del diferencial de presión y un aumento considerable del consumo de energía derivado de la ineficiencia de los mismos(Gómez Orozco & Capera Urrego, 2016).

1.5.1. Ensuciamiento (Fouling)

El ensuciamiento, conocido como Fouling por su definición en inglés, consiste en una deposición de materiales no deseados en la superficie de transferencia de calor (Chen, 2011). El término Fouling hace referencia a la acumulación de suciedad, residuos, sedimentos en la superficie donde se lleva a cabo la transferencia de calor, reduciendo la eficiencia del proceso y dando lugar a problemas en planta y a altos costos de producción(Rodríguez, 2014). Esta terminología se usa ampliamente para describir la acumulación y formación de sustancias no deseadas en una interface, que es causa de la disminución de la eficiencia.

A medida que se van depositando se va formando una capa que ofrece resistencia al paso del calor, disminuyendo la eficiencia térmica del intercambiador de calor. Esta capa puede tener baja conductividad térmica y causa un considerable gradiente de temperatura. El ensuciamiento de tuberías reduce el diámetro de flujo incrementando la caída de presión, desfavorece la calidad del producto y puede incrementar el riesgo de una contaminación microbiana(Akkerman, 2014). El conocimiento de modelos que expliquen el fenómeno de ensuciamiento es importante para el diseño y operación de equipos de intercambio de calor y ayudan a la selección de un intercambiador económicamente favorable (Ansari, Sharma, & Datta, 2003).

El ensuciamiento supone un retraso en la trasferencia de calor y un aumento de la caída de presión por fricción que lleva a una pérdida de efectividad. Las paradas por ensuciamiento de equipos dan origen a gastos ocasionados por el consumo de químicos, horas de personal y tiempo de trabajos de otros equipos mientras se realizan las labores de limpieza. Rodríguez(2014) afirma que cerca del 8% de los costos de mantenimiento se deben al ensuciamiento. Por lo tanto, la remoción del ensuciamiento por medios químicos y mecánicos representa un significativo gasto económico e impacto medio ambiental en la industria de alimentos (Huang & Goddard, 2015).

1.5.1.1.Mecanismos de ensuciamiento

Los mecanismos en que se producen los depósitos se pueden dividir en los siguientes 5 grupos(Llamas Gutiérrez, 2017):

1.5.1.1.1. Cristalización

Precipitación y deposición de sales disueltas, que en las condiciones del proceso se sobresaturan en la superficie del intercambiador. La supersaturación puede ser debida a los siguientes procesos(Paakkonen, Ojaniemi, Pattikangas, Mannienen, Keiski, & Simonson, 2016):

- Evaporación del disolvente.
- Enfriamiento por debajo del límite de solubilidad para solución con solubilidad normal.
- Calentamiento por encima del límite de solubilidad para soluciones con solubilidad inversa, como CaCO₃, CaSO₄, Ca₃(PO₄)₂, CaSiO₃, Ca(OH)₂, Mg(OH)₂, MgSiO₃, Na₂SO₄, Li₂SO₄, y Li₂CO₃ en agua.
- Mezcla de distintas corrientes con distinta composición.
- Variación del pH, que afecta a la solubilidad del CO₂ en el agua.
- El ensuciamiento por solidificación debido al enfriamiento por debajo de la temperatura de solidificación de un componente disuelto.

1.5.1.1.2. Sedimentación

Se produce cuando las partículas transportadas por el fluido se acumulan en la superficie. Esto ocurre cuando la velocidad de transporte es menor a una cierta velocidad crítica. Se producen deposiciones de pequeñas partículas en todas las orientaciones, y de partículas grandes en orientación vertical.

1.5.1.1.3. Química

La formación de depósitos en la superficie del intercambiador, por una reacción química en la que el material de la superficie no participa: (polimerización, procesamiento de alimentos).

1.5.1.1.4. Corrosión

Ensuciamiento por corrosión, en el que una capa producto de la corrosión se acumula en la superficie del tubo, formando una capa extra, normalmente de material con un alto nivel de resistencia térmica.

1.5.1.1.5. Biológico

El ensuciamiento biológico consiste en el desarrollo y deposición de películas orgánicas, formadas por microorganismos y sus productos (microbios o microbio-ensuciamiento), y su unión y su crecimiento en macrorganismos, como algas (macrobio-ensuciamiento) en las superficies del intercambiador. El ensuciamiento microbiano siempre precede al ensuciamiento de macrorganismos, siendo el primero fuentes de nutrientes del segundo.

Este tipo de ensuciamiento es común en aguas no tratadas como agua de mar o río. El ensuciamiento microbiológico es un problema grave cuando está en contacto con el aire en las torres de refrigeración. Las temperaturas entre 15 y 50 °C en las torres de refrigeración son ideales para el crecimiento biológico.

1.5.1.1.6. Mixto

Normalmente ninguno de estos mecanismos se produce aisladamente, aunque a veces uno de ellos sea el dominante, se tiene que tener en cuenta la combinación de estos mecanismos para su posterior estudio.

1.5.1.2.La resistencia de ensuciamiento

La posibilidad de deposición en la superficies del intercambiador de calor es generalmente considerada en el la etapa de diseño a través de la resistencia de ensuciamiento en el cálculo del coeficiente de transferencia global U y el factor de limpieza (CF, por sus siglas en inglés)(Petit, Herbig, & Delaplace, 2011).

1.5.1.3.Influencia del ensuciamiento con las condiciones operacionales

Muchas correlaciones son recomendables para la predicción de los mecanismos individuales de ensuciamiento, pero en las condiciones industriales normalmente se produce una combinación de ellos(Llamas Gutiérrez, 2017).

Comprando los datos de ensuciamiento de un rango de industrias, se tienen en cuenta que el ensuciamiento normalmente incrementa linealmente con la concentración de lo que genera. Para la mayoría de los mecanismos, la resistencia térmica de ensuciamiento crece exponencialmente con el incremento dela temperatura de la superficie de acuerdo con la ecuación térmica de Arrhenius. Por otro lado se ha encontrado que el ensuciamiento se incrementa con el aumento de la rugosidad de la superficie de intercambio (Ansari, Sharma, & Datta, 2003).

1.5.1.4.Limpieza y reducción del ensuciamiento

Como la formación del sucio no puede ser prevenida, es necesario realizar previsiones para la eliminación parcial periódica. La limpieza puede ser química o mecánica, esto depende del tipo de intercambiador y de la cantidad de sucio presente en él. La aplicación de limpieza química es una especialidad y debe ser aplicada solo bajo la guía de un especialista. No requiere levantamiento del equipo ni desmontaje del conducto, es la técnica más conveniente cuando el intercambiador es del tipo cabezal fijo.

Hay varias técnicas para la limpieza mecánica del ensuciamiento. Por ejemplo, el raspado o cepillado rotatorio se limita a aquellas superficies que pueden alcanzarse por las herramientas de raspado en el lado de la carcaza por el uso de grandes despejes entre los tubos y/o el uso de diseño del tubo cuadrado rotado. Es muy común utilizar altas velocidades en inyecciones de agua por el lado tubo y por el lado carcaza.

A medida que ha transcurrido el tiempo, las técnicas de limpieza han ido evolucionando y con ello han aumentado su efectividad. A continuación se presenta una serie de tecnologías de auto limpieza de intercambiadores(Llamas Gutiérrez, 2017):

✓ Sistema Automático de Cepillado de los Tubos (ATB)

Este sistema permite limpiar el intercambiador sin tener que sacarlo de operación. El sistema elimina el sucio tan frecuente como sea necesario. El ATB trabaja insertando un cepillo con cerdas de nylon dentro de cada tubo y en el final de los tubos unas jaulas de plástico, esta instalación es permanente.

✓ Sistema de Limpieza con Bolas

Este sistema trabaja con la circulación continua de unas bolas de esponjas especiales a través de los tubos del intercambiador. Las bolas son ligeramente más pequeñas que el diámetro interno de los tubos, limpiado así sus paredes. Se inyectan una gran cantidad de estas bolas dentro del lado de la corriente del intercambiador de calor para asegurar que cada tubo será limpiado. Aguas abajo las bolas son capturadas en una sección especial con colador para luego ser almacenadas en un tanque.

1.5.1.5.Impacto ambiental

Uno de los aspectos negativos del ensuciamiento que probablemente reciban menos atención puede ser sin duda el impacto ambiental, sin embargo este problema ha pasado al foco a través de cuestiones ambientales relacionadas con las emisiones de CO_2 y la efusión, cuestiones de salud relacionadas con las emisiones de SO_x y NO_x y los vertidos cancerígenos, restricciones del uso de inhibidores químicos potencialmente dañinos y restricciones en los desechos químicos(Watkinson, 2007).

Conclusiones parciales

- El proceso de hidrofinación de diésel en la refinería tiene el objetivo de eliminar azufre, nitrógeno o metales perjudiciales para los catalizadores. Son necesarias tanto para el control de las especificaciones de los productos, como para la preparación de corrientes que van a ser procesadas.
- 2. La función básica de los intercambiadores de calor es la transferencia de energía térmica entre dos o más fluidos a diferente temperatura, son empleados en diversas industrias debido a las ventajas que ofrecen a una determinada operación.

CAPÍTULO II: METODOLOGÍA PARA LA EVALUACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

2.1. Sección 300-1 hidrofinación de diésel

La sección estaba destinada para el hidrotratamiento de la fracción 180-350 °C del crudo soviético Romanskino de 32 °API, con un contenido de azufre del 1,4 % peso, con el fin de obtener el combustible diésel al 0,2 % peso de azufre. Motivado por el proceso de reactivación de la refinería con ayuda de la empresa Petróleos de Venezuela (PDVSA) se comenzó a refinar un crudo venezolano, que es una mezcla de Mesa de 30 °API y Merey de 16 °API con una relación 12/88 obteniéndose un crudo Mesa-Merey 28 °API. Producto del cambio de crudo disponible y de las especificaciones de calidad que exigen las normas cubanas solo en la actualidad se procesa diésel de 0,5 y 0,8 % peso de azufre.

El hidrotratamiento de la fracción 180-350 °C se realiza utilizando el catalizador Ni/Mo soportado en base alúmina (AL₂O₃) en un flujo de gas recirculante rico en hidrógeno y alimentando gas fresco rico en hidrógeno del reformador para mantener una concentración requerida de H₂ del gas recirculante superior al 65 %. En este proceso tiene lugar una hidrogenación de los compuestos sulfurosos contenidos en la materia prima con formación del ácido sulfhídrico, así como un hidrocraqueo parcial con formación los gases hidrocarbonados y fracciones livianas de gasolina, la eliminación de heteroátomos de dioxígeno (O₂) y nitrógeno (N) que junto al azufre (S) son severos contaminantes para el producto y el medio ambiente. La separación de los gases hidrocarbonados y fracciones livianas de gasolina se realiza en la torre estabilizadora T-01-301. La eliminación de los compuestos sulfurosos del gas hidrogenado se ejecuta en la torre absorbedora T-01-302, y de los gases hidrocarbonados su endulzamiento ocurre en las columnas de absorción T-01-303 y T-01-304, con una solución de MDEA al 40 % de concentración (ver anexo 1).

2.2. Descripción del caso estudio

La materia prima (fracción 180-350 ⁰ C) llega del parque o directamente de la sección 100 al tambor de materia prima D-01-301, desde donde y a través del filtro 1, 2V-01-301 pasa a la succión de la bomba de materia prima P-01-301 (P-01-301R) y luego se mezcla con el gas recirculante rico en hidrógeno alimentado por el compresor de pistón C-01-301 (C-01-301R).

La mezcla de materia prima con gas se calienta en los intercambiadores de calor 1,2,3-E-01-301 por el flujo caliente de una mezcla de productos con gas hasta una temperatura de 300-350 ⁰ C, después sigue calentándose en el horno tubular F-01-301 a la temperatura de 360-400 ⁰ C y pasa al reactor R-01-301.

En el reactor tendrá lugar una hidrogenación de los compuestos sulfurosos contenidos en la materia prima con formación del ácido sulfhídrico, así como un *hidrocracking* parcial con formación del gas hidrocarbónico y fracciones livianas de gasolina.

La mezcla de productos con gas al salir del reactor R-01-301 entrega su calor en los intercambiadores de calor 1, 2, 3-E-01-301, luego se enfría en el enfriador de aire 1, 2 A-01-301 y en el enfriador de agua E-01-303 hasta la temperatura de 45 ⁰ C, seguidamente pasa al separador de alta presión B-01-301, donde se separan el hidrogenado inestable y el gas recirculante rico en hidrógeno. A través del separador B-01-301 se descarga también el agua de lavado de los enfriadores por aire 1, 2 A-01-301, que se lavan con agua químicamente depurada, con lo que se previene la deposición de sales amoníacas en los tubos.





Fig. 2.1. Esquema del intercambiador de calor E-01-301 en el bloque reactor.**Fuente.** Elaboración propia
El E-01-301 está conformado por seis intercambiadores en serie, como se muestra en la figura 2.2, cada uno de ellos de un solo paso por los tubos y uno por la carcasa, formando un intercambiador 1-1 a contracorriente.



Fig. 2.2.Configuración de los flujos 1-1, del intercambiador de calor E-01-301. **Fuente.** Elaboración propia

Donde:

- $T_1 F$ -Temperatura de entrada del inyecto frio, (°C)
- T_2F Temperatura de salida del inyecto frio, (°C)
- T_1C Temperatura de entrada del producto caliente, (°C)
- T₂C- Temperatura de salida del producto caliente, (°C)

El intercambiador de calor, como se muestra en la figura 2.3, garantiza un precalentamiento de la materia prima, acción que minimizará el consumo de los insumos en el horno y a su vez beneficiará la operación del mismo.



Fig. 2.2.Intercambiador de calor E-01-301. Fuente. Elaboración propia

A continuación se describe detalladamente la metodología establecida para realizar los cálculos de la evaluación de un intercambiador de tubos y carcasa, se utilizará como ejemplo el intercambiador de calor E-01-301, basado en las siguientes técnicas y métodos:

2.3. Recolección de información

Se realizará una revisión de documentos de referencia que incluyeron los balances de materia y energía de los flujos de proceso y de servicio, así como las hojas de datos de los equipos. A partir del balance de materia y energía se obtendrán las composiciones molares de las corrientes, para así determinar las propiedades fisicoquímicas de los fluidos que circulan por las mismas. De las hojas de datos de los equipos serán extraídos datos de procesos de las corrientes manejadas por el intercambiador de calor E-01-301, a las condiciones de diseño, tales como: flujo másico, fluido por los tubos y por la carcasa, y datos de la geometría de los equipos. Estos documentos serán suministrados por la empresa.

2.3.1. Puntos de medición de las variables

La presente investigación tendrá lugar en la Refinería Cienfuegos, en el intercambiador de calor E-01-301, del área de hidrofinación de diésel, los puntos de medición de las temperaturas de entrada y salida de cada corriente serán previamente señalados mediante un marcador de pintura, para tener repetitividad y reproducibilidad en los datos obtenidos.

2.3.2. Instrumento de medición de variable

Para determinar las temperaturas en el intercambiador de calor E-01-301, se utilizará el pirómetro (dispositivo capaz de medir la temperatura de piel de tubo, es decir la temperatura de pared de la corriente).

2.3.3. Hoja de Registro

Se elaborará una hoja de registro, detallándose: corridas, unidad, temperaturas de entrada y salida de ambos lados del intercambiador de calor.

2.4. Evaluación de intercambiadores de calor de tubo y coraza

Se programará una hoja de cálculo de Microsoft Excel, con cada paso que presenta el método de la diferencia de temperaturas media logarítmica (LMTD)(Kern D., 1999),para evaluar el intercambiador de calor de tubo y carcasa del sistema, este comprenderá el cálculo del área de flujo, el régimen de flujo de los fluidos, el coeficiente individual de transferencia de calor (h), el coeficiente global de transferencia de calor (U); la diferencia

de temperaturas media logarítmica (ΔTm_{Ln}), que constituye la fuerza impulsora mediante la cual se transfiere el calor; el factor de ensuciamiento (R_d) y la disposición de los fluidos dentro del equipo, de tal manera que tenga consistencia de unidades en el Sistema Inglés, aunque los principales resultados serán reportados posteriormente en el Sistema Internacional de Unidades (SIU).

Los datos introducidos en el software serán reportados en las hojas de datos: tipo y dimensiones de la carcasa, dimensiones y arreglo de los tubos, número de unidades y arreglo (en cuadro), tipo y espaciamiento entre deflectores. De igual manera, se procederá a obtener las propiedades de los fluidos a las nuevas condiciones de operación.

2.4.1. Algoritmo

Una vez introducidos los datos requeridos por el programa, se hará el cambio de unidades correspondiente al Sistema Inglés, si se requiere, ya que el procedimiento utilizado en las hojas de cálculo se basa en este sistema; y se seguirá el siguiente procedimiento.

Paso 1. Calcular las temperaturas promedio de los fluidos

Temperatura promedio en la carcasa

$$t_{\text{prom}} = \frac{t_1 + t_2}{2}$$
 Ec. 2.1

Temperatura promedio en los tubos

$$T_{\rm prom} = \frac{T_1 + T_2}{2}$$
 Ec. 2.2

Paso 2. Para obtener los valores de cada propiedad, evaluada a la temperatura promedio de los fluidos, se realizará un ajuste lineal de las propiedades.

Por ejemplo, para la densidad en la carcasa:

$$\rho_2 = a * t_2 + b$$
Ec. 2.3
$$a = \frac{\rho_2 - \rho_1}{t_2 - t_1}$$
Ec. 2.4

Donde:

 t_1 , t_2 = Temperaturas introducidas como datos (°R).

 ρ_1,ρ_2 = Densidades evaluadas a las temperaturas t_1 y t_2 (lb/ft^3)

$$\mathbf{b} = \rho_2 - \mathbf{a} * \mathbf{t}_2 \tag{Ec. 2.5}$$

Este procedimiento se realizará para cada una de las propiedades.

Paso 3.Calcular el calor transferido por la corriente de la carcasa

$$q = m_c * Cp (t_{prom}) * (t_2 - t_1)$$
Ec. 2.6
Donde:

q = Calor transferido (BTU/h)

 $m_c = Flujo másico en la carcasa (lb/h)$

Cp (t_{prom}) = Capacidad calorífica del fluido en la carcasa a temperatura promedio (BTU/lb·°R)

 t_1 = Temperatura de la corriente de entrada del fluido por el lado de la carcasa (°R)

 t_2 = Temperatura de la corriente de salida del fluido por el lado de la carcasa (°R)

Paso 4. Calcular la diferencia de temperatura media logarítmica, para flujos en contracorriente

$$\Delta Tm_{Ln} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{Ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}}$$
Ec. 2.7

Donde:

 ΔTm_{Ln} = Diferencia de temperatura media logarítmica (°R)

 t_1 = Temperatura de la corriente de entrada del fluido por el lado de la carcasa (°R)

 t_2 = Temperatura de la corriente de salida del fluido por el lado de la carcasa (°R)

 T_1 = Temperatura de la corriente de entrada del fluido por el lado del tubo (°R)

 T_2 = Temperatura de la corriente de salida del fluido por el lado del tubo (°R)

La derivación anterior incluye dos suposiciones importantes:

1. Los calores específicos de los fluidos no varían con la temperatura.

2. Los coeficientes de transferencia de calor por convección son constantes a través del intercambiador de calor.

La segunda suposición es casi siempre la más seria debido a los efectos de entrada, viscosidad del fluido y cambios de conductividad térmica, etc.(Holman, 1999). En general, el empleo de un patrón de flujo en contracorriente siempre es más eficiente que el flujo en paralelo(Ludwing, 1999).

Paso 5. Determinar los parámetros P y R

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$
Ec. 2.8
$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$
Ec. 2.9

Donde:

P = Razón de ganancia de temperatura del fluido de los tubos y máxima diferencia de temperatura (Adimensional)

R = Razón de ganancia de temperaturas del fluido de la carcasa y ganancia de temperatura del fluido de los tubos (Adimensional)

Paso 6. Obtener el factor de corrección de temperaturas

El factor de corrección F para la configuración de flujo en cuestión se encuentra en función de la relación de temperatura adimensional para la mayoría de las configuraciones de flujo de interés(Reyes Rodríguez, Moya Rodríguez, Mestizo Cerón, & Cruz Fonticiella, 2013).

$$F = \frac{\frac{\sqrt{R^2 + 1}}{2*(R-1)} * \ln(\frac{1 - P}{1 - R*P})}{\ln(\frac{\frac{2}{P} - 1 - R + \frac{2}{P}*\sqrt{(1 - P)*(1 - R*P)} + \sqrt{R^2 + 1}}{\frac{2}{P} - 1 - R + \frac{2}{P}*\sqrt{(1 - P)*(1 - R*P)} - \sqrt{R^2 + 1}})}$$
Ec. 2.10

Donde:

F = Factor de corrección de temperaturas (Adimensional)

P = Parámetro adimensional

R = Parámetro adimensional

Paso 7. Calcular el área de transferencia de calor

$$A = N_t * \pi * D_0 * L$$
 Ec. 2.11

Donde:

A = Area total de transferencia de calor (ft²)

 $N_t = N$ úmero de tubos en el intercambiador (Adimensional)

 $D_0 = Diámetro externo de los tubos (ft)$

L = Longitud de los tubos (ft)

Paso 8. Calcular el coeficiente global de calor requerido por el proceso, en base al área de transferencia de calor real calculada en el paso anterior

Como se mencionó anteriormente, existen tres mecanismos por los cuales la transferencia de calor se lleva a cabo: conducción, convección y radiación, siendo esta última despreciable con respecto a las dos primeras en este tipo de equipos de transferencia de calor.

Por tanto, la transferencia de calor total por estos mecanismos, se expresa en términos de un coeficiente de transferencia de calor total U, definido por la relación(Holman, 1999):

$$U_{req} = \frac{q}{A * F * \Delta T m_{Ln}}$$
 Ec. 2.12

Donde:

 U_{req} = Coeficiente global de calor requerido por el proceso (BTU/h·ft²·°R)

q = Calor transferido (BTU/h)

A = A rea total de transferencia de calor (ft²)

F = Factor de corrección de temperaturas (adimensional)

 $\Delta Tm_{Ln} = Diferencia de temperatura media logarítmica (°R)$

Cálculos para el lado de la carcasa

Paso 9. Determinar el Área de flujo de la carcasa

Para el fluido que circula por la carcasa, el área de flujo varía dentro del intercambiador, dependiendo principalmente del espaciado entre los tubos y el espaciado entre los deflectores de la carcasa, pudiéndose determinar de una forma aproximada, mediante la siguiente relación:

$$A_{fc} = D_c * \left(\frac{pt - D_0}{pt}\right) * B$$
 Ec. 2.13

Donde:

 $A_{fc} =$ Área de flujo de la carcasa (ft²)

D_c= Diámetro de la carcasa (ft)

pt = Espaciado de los tubos (ft)

 $D_0 = Diámetro externo de los tubos (ft)$

B = Espaciado entre deflectores (ft)

Paso 10. Calcular la velocidad másica en la carcasa

$$G_{c} = \frac{m_{c}}{A_{fc}}$$
Ec. 2.14

 G_c = Velocidad másica en la carcasa (lb/h · ft²) m_c= Flujo másico en la carcasa (lb/h) A_{fc} = Área de flujo de la carcasa (ft²)

Paso 11. Calcular el diámetro equivalente, para arreglos de tubos cuadrados

Según el tipo de arreglo de los tubos (para arreglos cuadrados), el diámetro equivalente se calculará a partir de la siguiente relación(Kern D., 1999):

$$D_{e} = \frac{4 * \left(pt^{2} - \frac{\pi * D_{0}^{2}}{4}\right)}{\pi * D_{0}^{2}}$$
 Ec. 2.15

Donde:

D_e= Diámetro efectivo en la carcasa (ft)

pt = Espaciado de los tubos (ft)

 $D_0 = Diámetro externo de los tubos (ft)$

Paso 12. Determinar el número de Reynolds para la carcasa

Un fluido se encuentra en régimen laminar cuando el número de Reynolds, asociado a su patrón de flujo, es menor a 2000. Cuando es mayor a 10000 se dice que está en régimen turbulento, y si el número de Re obtenido está en el intervalo desde 2000 a 10000 se encuentra en régimen de transición.

$$\operatorname{Re}_{c} = \frac{D_{e} * G_{c}}{\mu_{0}(t_{\text{prom}})}$$
Ec. 2.16

Donde:

Re_c= Número de Reynolds en la carcasa (Adimensional)

 $D_e = Diámetro efectivo en la carcasa (ft)$

 $G_c = Velocidad másica en la carcasa (lb/h·ft²)$

 μ_0 (t_{prom})= Viscosidad dinámica del fluido en la carcasa a temperatura promedio (lb/ft·h)

Paso 13. Determinar el número de Prandtl para el lado de la carcasa

$$Pr_{c} = \frac{\mu(tprom) * Cp(tprom)}{k(tprom)}$$
Ec. 2.17

 $Pr_c = Número de Prandtl en la carcasa (Adimensional)$ $\mu(tprom) = Viscosidad dinámica del fluido en la carcasa (lb/ft·h)$ Cp(tprom) = Capacidad calorífica del fluido en la carcasa (BTU/lb·°R)k(tprom) = Conductividad térmica fluido en la carcasa (BTU/h.ft·°R)

Paso 14. Calcular el número de Nusselt en la carcasa. Para este cálculo se asumirá que el factor de corrección de viscosidad $(\mu/\mu_{po})^{0,14}$ es igual a la unidad.

Nu_c = 0,36 * Re_c^{0,55} * Pr_c^{1/3} *
$$\left(\frac{\mu_o}{\mu_{po}}\right)^{0,14}$$
 Ec. 2.18

Donde:

Nu_c= Número de Nusselt en la carcasa (Adimensional)

Re_c= Número de Reynolds en la carcasa (Adimensional)

Pr_c= Número de Prandtl (Adimensional)

Paso 15. A partir del número de Nusselt para el fluido de la carcasa, calcular el coeficiente individual de convección externa

$$h_0 = \frac{Nu_c * k(tprom)}{D_e}$$
 Ec. 2.19

Donde:

 $h_o = Coeficiente de transferencia en la carcasa (BTU/h·ft²·°R)$

Nu_c= Número de Nusselt en la carcasa (Adimensional)

k(tprom) = Conductividad térmica fluido en la carcasa (BTU/h·ft·°R)

De = Diámetro efectivo en la carcasa (ft)

Cálculos para el lado de los tubos:

Paso 16. Calcular el área de flujo por tubo

Para el fluido que circula por el interior de los tubos en un intercambiador de calor ejecutando más de un paso por el equipo, el área de flujo es determinada por medio de la siguiente relación:

$$a_{ft} = \frac{\pi * D_i^2}{4}$$
 Ec. 2.20

37

 a_{ft} = Área de flujo por tubo (ft²)

 $D_i = Diámetro interno de los tubos (ft)$

Paso 17. Calcular el área de flujo total en el lado de los tubos

$$A_{Ft} = \frac{a_{ft} * N_t}{N_p}$$
 Ec. 2.21

Donde:

 A_{Ft} = Área de flujo total en el lado de los tubos (ft²)

 a_{ft} = Área de flujo por tubo (ft²)

 $N_t = N$ úmero de tubos en el intercambiador (Adimensional)

N_p= Número de pasos en el intercambiador (Adimensional)

Paso 18. Calcular la velocidad másica en los tubos

$$G_{t} = \frac{m_{t}}{A_{Ft}}$$
 Ec. 2.22

Donde:

 G_t = Velocidad másica en los tubos (lb/h · ft²)

 m_t = Flujo másico en los tubos (lb/h)

 A_{Ft} = Área de flujo total en el lado de los tubos (ft²)

Paso 19. Determinar el número de Reynolds para el lado de los tubos

$$Re_{t} = \frac{D_{i} * G_{t}}{\mu(Tprom)}$$
Ec. 2.23

Donde:

Ret= Número de Reynolds en el lado tubo (Adimensional)

 $D_i = Diámetro interno de los tubos (ft)$

 G_t = Velocidad másica en los tubos (lb/h·ft²)

 μ (Tprom) = Viscosidad dinámica del fluido en los tubos (lb/ft·h)

Paso 20. Determinar el número de Prandtl para el lado de los tubos

$$Pr_{t} = \frac{\mu(Tprom) * Cp(Tprom)}{k(Tprom)}$$
Ec. 2.24

 $Pr_{t} = N \text{úmero de Prandtl en los tubos (Adimensional)}$ $\mu(Tprom) = V \text{iscosidad dinámica del fluido en los tubos (lb/ft·h)}$ Cp(Tprom) = Capacidad calorífica del fluido en los tubos (BTU/lb·°R) k(Tprom) = Conductividad térmica del fluido en los tubos (BTU/h·ft·°R)

Paso 21. Calcular el número de Nusselt del fluido en el lado de los tubos, para fluidos en régimen turbulento. Para este cálculo se asumirá que el factor de corrección de viscosidad es igual a la unidad ya que, aún no se conoce la temperatura de pared interna.

Nu_t = 0,027 * Re_t^{0,8} * Pr_t^{1/3} *
$$\left(\frac{\mu_i}{\mu_{pi}}\right)^{0,14}$$
 Ec. 2.25

Donde:

Nut= Número de Nusselt en los tubos (Adimensional)

Re_t= Número de Reynolds en los tubos (Adimensional)

Pr_t= Número de Prandtl los tubos (Adimensional)

Paso 22. A partir del número de Nusselt para el fluido en el lado de los tubos, calcular el coeficiente individual de convección interna.

$$h_{i} = \frac{Nu_{t} * k(Tprom)}{D_{i}}$$
Ec. 2.26

Donde:

 h_i = Coeficiente de transferencia en el interior del tubo (BTU/h·ft²·°R)

Nu_t= Número de Nusselt en los tubos (Adimensional)

k(Tprom) = Conductividad térmica del fluido en los tubos (BTU/h·ft·°R)

D_i = Diámetro interno de los tubos (ft)

Paso 23. Corregir el coeficiente individual de convección interna

$$h_{io} = h_i * \frac{D_i}{D_o}$$
 Ec. 2.27

Donde:

 h_{io} = Coeficiente corregido de transferencia a través del tubo (BTU/h·ft²·°R)

 h_i = Coeficiente de transferencia en el interior del tubo (BTU/h·ft²·°R)

D_i = Diámetro interno de los tubos (ft)

D_o = Diámetro externo de los tubos (ft)

Paso 24. Calcular la temperatura de pared interna

Es necesario conocer los valores de temperatura de pared interna y externa, para obtener así las viscosidades de los fluidos a dichas condiciones. Este cálculo será un proceso iterativo que se basa en un balance de energía del flujo de calor a través de los tubos.

$$\frac{T_{\text{prom}} - T_{\text{pi}}}{\frac{1}{h_i * \pi * D_i * L}} = \frac{T_{\text{pi}} - t_{\text{prom}}}{\frac{\ln(^{D_o}/D_i)}{2 * \pi * k * L} + \frac{1}{h_o * \pi * D_o * L}}$$
Ec. 2.28

Donde:

 T_{pi} = Temperatura de pared interna del tubo (°R)

q = Calor transferido (BTU/h)

T_{prom}= Temperatura promedio del fluido en los tubos (°R)

tprom= Temperatura promedio del fluido en lo carcasa (°R)

Paso 25. Calcular la temperatura de pared externa

$$T_{po} = T_{pi} - \frac{T_{prom} - T_{pi}}{\frac{1}{h_i * \pi * D_i * L}} * \frac{\ln({}^{D_o}/D_i)}{2 * \pi * k(Tprom) * L}$$
Ec. 2.29

Donde:

 T_{po} = Temperatura de pared externa del tubo (°R)

 T_{pi} = Temperatura de pared interna del tubo (°R)

 T_{prom} = Temperatura promedio por el lado del tubo (°R)

 h_i = Coeficiente de transferencia en el interior del tubo (BTU/h·ft²·°R)

D_i = Diámetro interno de los tubos (ft)

k(Tprom) = Conductividad térmica del fluido en los tubos (BTU/h·ft·°R)

L = Longitud de los tubos (ft)

 $D_0 = Diámetro externo de los tubos (ft)$

Paso 26. Evaluar las viscosidades de los fluidos a las temperaturas de pared interna y externa, (μ_{pi}) y (μ_{po}) respectivamente

Paso 27. Corregir el coeficiente individual corregido de convección interna

$$h_{ioc} = h_{io} (\frac{\mu (T_{prom})}{\mu_{pi}})^{0.14}$$
 Ec. 2.30

$$\begin{split} h_{ioc} &= \text{Coeficiente individual de convección interna (BTU/h·ft²·°R)} \\ h_{io} &= \text{Coeficiente corregido de transferencia a través del tubo (BTU/h·ft²·°R)} \\ \mu (T_{prom}) &= \text{Viscosidad del fluido a la temperatura promedio en los tubos (lb/h·ft)} \\ \mu_{pi} &= \text{Viscosidades de los fluidos a las temperaturas de pared interna (lb/h·ft)} \end{split}$$

Paso 28. Corregir el coeficiente individual de convección externa

$$h_{oc} = h_o (\frac{\mu (t_{prom})}{\mu_{po}})^{0.14}$$
 Ec. 2.31

Donde:

 h_{oc} = Coeficiente individual corregido de convección externa (BTU/h·ft²· °R)

 $h_o = Coeficiente \ de \ transferencia \ en \ la \ carcasa \ (BTU/h \cdot ft^2 \cdot {}^oR)$

 μ (t_{prom}) = Viscosidad del fluido a la temperatura promedio en la carcasa (lb/h·ft)

 μ_{po} = Viscosidad del fluido a la temperatura de pared externa (lb/h·ft)

Paso 29. Calcular el Coeficiente Total Limpio

El coeficiente total limpio se obtendrá independientemente de la ecuación de Fourier mediante los dos coeficientes de película, despreciando la resistencia de la pared del tubo, es decir que los lodos o basura no se han tomado en cuenta, mediante la siguiente ecuación:

$$U_{c} = \frac{h_{io} * h_{o}}{h_{io} + h_{o}}$$
Ec. 2.32

Donde:

 U_c = Coeficiente total limpio (BTU/h·ft²·°R)

 $h_o = Coeficiente de transferencia en la carcasa (BTU/h·ft²·°R)$

 h_{io} = Coeficiente corregido de transferencia a través del tubo (BTU/h·ft²·°R)

Paso 30. Determinar el factor de ensuciamiento.

Cuando los intercambiadores han estado en servicio por algún tiempo, se les depositan incrustaciones y residuos en la parte interior y exterior de las tuberías, añadiendo dos resistencias más. Las resistencias adicionales reducen el valor original del coeficiente global de transferencia de calor, y la cantidad requerida de calor ya no se transfiere por la superficie total(Abdalah Baschour, 2009).

Finalmente se calculará el factor de ensuciamiento con los valores del coeficiente total de diseño y el coeficiente total limpio a través de la siguiente ecuación:

$$R_{d} = \frac{U_{c} * U_{req}}{U_{c} + U_{req}}$$
Ec. 2.33

Donde:

$$\begin{split} R_d &= Factor \ de \ ensuciamiento \ (h \cdot ft^2 \cdot {}^\circ R/BTU) \\ U_{req} &= Coeficiente \ total \ de \ diseño \ (BTU/ \ h \cdot ft^2 \cdot {}^\circ R) \\ U_c &= Coeficiente \ total \ limpio \ (BTU/ \ h \cdot ft^2 \cdot {}^\circ R) \end{split}$$

Cuando R_d (depositado) $>R_{req}$ (permitido), por el aparato no pasará una cantidad de calor igual a los requerimientos del proceso y debe ser limpiado.

Al diseñar una planta de proceso que contenga varios intercambiadores de calor, pero sin equipo alternante o de repuesto, el proceso deberá descontinuarse y el equipo limpiarse tan pronto como el primer intercambiador se obstruya(Kern D. , 1999).

En el Anexo 2, se anotarán valores numéricos de factores de obstrucción para cierta variedad de procesos. Los factores de obstrucción tabulados pretenden proteger al intercambiador de entregar menos calor que el requerido por el proceso por un período de un año a año y medio.

Paso 31. Determinarla eficiencia del intercambiador.

La determinación de la eficiencia de un intercambiador de calor es vital para conocer el estado de un equipo y el proceso que desarrolla(Cárdenas Quintana, 2017).Para el cálculo de la eficiencia de un intercambiador de calor a contracorriente, se debe tomar en cuenta que conforme se aumenta el área del intercambiador de calor, la temperatura de salida del fluido frío se aproxima a la temperatura de entrada del fluido caliente en el límite conforme el área se aproxima al infinito(Picón, Lopéz, & Álvarez, 2003).

$$e = \frac{w_c(T_1 - T_2)}{w_c(T_1 - t_1)} * 100$$
 Ec. 2.34

Donde:

e =Eficiencia de intercambiador (%)

 $T_1 = \text{Temperatura de la corriente de entrada del fluido por el lado del tubo (°R)}$ $T_2 = \text{Temperatura de la corriente de salida del fluido por el lado del tubo (°R)}$ $t_1 = \text{Temperatura de la corriente de entrada del fluido por el lado de la carcasa (°R)}$

Paso 32. Determinar el porcentaje de sobrediseño.

$$\%S = \frac{U_{actual} - U_{req}}{U_{req}} * 100$$
 Ec. 2.35

Donde:

%S = Porcentaje de sobrediseño (%)

 $U_{actual} = Coeficiente de transferencia de calor (BTU/h·ft²·°R)$

 U_{req} = Coeficiente total de diseño (BTU/ h·ft²·°R)

2.4.2. Obtención de los parámetros operacionales óptimos

Para definir los parámetros operacionales a los que deberá trabajar el intercambiador de calor teniendo en cuenta las temperaturas de entrada se utilizará la metodología explicada anteriormente agregándole el cálculo de la temperatura de salida de los tubos, la cual se utilizará en los pasos restantes a partir del cálculo de la diferencia de temperaturas media logarítmica (ΔTm_{Ln})

Paso 3.1.Calcular la temperatura de salida de los tubos, mediante un proceso iterativo realizado con la función Buscar objetivo, de Microsoft Excel®, a partir de la siguiente ecuación.

$$q = m_t * Cp (T_{prom}) * (T_2 - T_1)$$
 Ec. 2.36

Donde:

q = Calor transferido (BTU/h)

 $m_t =$ Flujo másico en los tubos (lb/h)

 $Cp(T_{prom}) = Capacidad calorífica del fluido en los tubos a temperatura promedio (BTU/lb·°R)$

 T_1 = Temperatura de la corriente de entrada del fluido por el lado del tubo (°R)

 T_2 = Temperatura de la corriente de salida del fluido por el lado del tubo (°R)

Paso 3.2. Evaluar las propiedades de ambos fluidos a la temperatura promedio.

Conclusiones parciales

- 1. El intercambiador de calor garantiza un precalentamiento de la materia prima, acción queminimizará el consumo de los insumos en el horno y a su vez beneficiará la operación del mismo.
- 2. Para la evaluación energética del intercambiador de calor se desarrolla la metodología propuesta por Kern, (1999), de la diferencia de temperatura media logarítmica, lo que permitirá definir los parámetros operacionales óptimos.

CAPÍTULO III. PRESENTACIÓN Y ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

Una vez desarrollados cada uno de los objetivos planteados, mediante la metodología anteriormente descrita, se presentan en este capítulo los resultados obtenidos, mostrando además los análisis pertinentes.

3.1. Obtención de datos del proceso y características del intercambiador a evaluar

En la Tabla 3.1 y 3.2 se encuentran resumidos los datos de las hojas de diseño del intercambiador de calor E-01-301 de la unidad de hidrofinación de diésel evaluado.

Tabla	3.1. Datos	de	diseño	del	intercambiador	de	calor	E-01-301	de	la	unidad	de
hidrofi	nación de d	liése	el									

Datos de proceso	Valor	U/M (SIU)	Valor	U/M (Sistema Inglés)
Tipo	Tubo y Carcasa			
Fluido por los tubos	Producto del R-01-301			
Fluido por la carcasa	Inyecto al R-01-301			
Flujo por los tubos	96,76	t/h	213319,03	lb/h
Flujo por la carcasa	97,10	t/h	214068,60	lb/h
Presión por los tubos	38	kgf/cm ²		
Presión por la carcasa	47	kgf/cm ²		
Temperatura por los	338,6 / 127,6	°C	1101,48 /	°R
tubos			721,68	
Temperatura por la	38,2 / 255,2	°C	560,76 /	°R
carcasa			951,36	
Coeficiente de	270 diseño	kcal/m ² ·h·°C	0,12	$BTU/h \cdot ft^2 \cdot {}^{\circ}R$
transferencia de calor,				
(U)				
Superficie de	1260/1160 diseño	m ²		
intercambio, (A)	221.6 =1326 trabajo			

Fuente. Elaboración propia

Tabla 3.2. Datos de diseño del intercambiador de calor E-01-301 de la unidad de hidrofinación de diésel

Datos geométricos	Valor	U/M	Valor	U/M	(Sistema

		(SIU)		Inglés)
Diámetro de la carcasa	800	mm	2,64	ft
Diámetro externo de los tubos	24	mm	0,0792	ft
Diámetro interno de los tubos	20	mm	0,066	ft
Longitud de los tubos	6	m	19,8	ft
Número de tubos	579			
Número de pasos por los tubos	1			
Espaciado entre deflectores B	1/2 del diámetro de			
	la carcasa			
Espesor BWG de los tubos	2	mm	0,0066	ft
Arreglo de los tubos	Cuadrado rotado			
Material de los tubos	08X18H10T			

Fuente. Elaboración propia

3.2.Hoja de Registro

En la Tabla 3.3 se encuentra una hoja de registro, detallándose: corridas, unidad, temperaturas de entrada y salida de ambos lados del intercambiador de calor.

Fecha	T_{1F} (°C)	$T_{2F}(^{o}C)$	$T_{1C}(^{o}C)$	$T_{2C}(^{o}C)$
Corrida 1	38	249	342	142
Corrida 2	38	248	342	143
Corrida 3	38	245	342	143
Corrida 4	39	247	343	142
Corrida 5	39	243	343	139
Corrida 6	39	246	343	140
Corrida 7	38	249	343	140
Corrida 8	38	265	342	123
Corrida 9	38	265	342	119
Corrida 10	38	264	333	98
Corrida 11	37	262	333	110
Corrida 12	38	261	334	123
Corrida 13	38	259	331	111
Corrida 14	39	260	333	119
Corrida 15	38	265	333	122
X general	38,2	255,2	338,6	127,6
X general (°F)	100,76	491,36	641,48	261,68

Tabla 3.3. Temperaturas de entrada y salida del intercambiador E-01-301

Fuente. Elaboración propia

3.3.Desarrollo de la evaluación del intercambiador en las condiciones actuales

Una vez introducidos los datos requeridos por el programa, se hace el cambio de unidades correspondiente al Sistema Inglés, si se requiere, ya que el procedimiento utilizado en las hojas de cálculo se basa en este sistema; y se sigue el siguiente procedimiento.

Paso 1. Calcular las temperaturas promedio de los fluidos

Las temperaturas promedio en la carcasa y los tubos se determinan a partir de las ecuaciones 2.1 y 2.2 respectivamente, obteniéndose que $t_{prom} = 756,06$ °R y $T_{prom} = 911,58$ °R

Paso 2. Los valores de las propiedades evaluadas a las temperaturas de entrada y salida de los tubos y carcasa se determinan mediante las metodologías mostradas en los Anexos 3-6. Para obtener los valores de cada propiedad, evaluada a la temperatura promedio de los fluidos, se realizó un ajuste lineal de las propiedades, de acuerdo a los datos introducidos mostrados en la Tabla 3.4.

Temp.	Densidad		Capacidad calorífica		Conductividad térmica		Viscosidad dinámica		
(°C)	kg/m ³	lb/ft ³	kJ/kg·K	BTU/lb· °R	W/m·K	BTU/h·ft·° R	cP	lb/ft∙h	
Carcasa									
38,2	608,17	37,97	0,48	0,001	0,08	0,0002	25	60,5	
255,2	777,66	48,55	0,7	0,002	0,07	0,0002	0,05	0,12	
Tubos									
338.6	827,51	51,66	0,78	0,002	0,07	0,0001	0,02	0,04	
127.6	677,96	42,33	0,57	0,001	0,08	0,0002	2,1	5,08	

Tabla 3.4. Datos de las propiedades del fluido del intercambiador de calor E-01-301

Fuente. Elaboración propia

En la Tabla 3.5se muestran los resultados obtenidos de los coeficientes de los ajustes de las propiedades del fluido en los tubos y en la carcasa,los cuales se determinaron a partir de las ecuaciones 2.4 y 2.5.

Tabla 3.5.Coeficientes de los ajustes de las propiedades del fluido del intercambiador de calor E-01-301.

Coeficientes de ajuste	Densidad	Capacidad calorífica	Conductividad	Viscosidad dinámica			
Carcasa							
a	0,03	0,000001	-0,00000005	-0,15			
b	22,78	0,0004	0,0002	147,19			
Tubos							
a	0,04	0,000001	-0,00000005	-0,01			
b	10,39	0,0004	0,0002	14,67			

Fuente. Elaboración propia.

Los resultados de las propiedades del fluido en la carcasa, evaluadas a t_{prom} son:

 $\rho (t_{prom}) = 43,26 \text{lb/ft}^3$ $Cp (t_{prom}) = 0,001 \text{ BTU/lb} \circ \text{R}$ $k(t_{prom}) = 0,0002 \text{BTU/h} \cdot \text{ft} \circ \text{R}$ $\mu (t_{prom}) = 30,31 \text{lb/h} \cdot \text{ft}$

Los resultados de las propiedades del fluido en los tubos, evaluadas a T_{prom} son:

 $\rho (T_{prom}) = 50,73 \text{lb/ft}^3$ $Cp (T_{prom}) = 0,001 \text{ BTU/lb} \circ \text{R}$ $k (T_{prom}) = 0,0002 \text{BTU/h} \cdot \text{ft} \circ \text{R}$ $\mu (T_{prom}) = 2,56 \text{lb/h} \cdot \text{ft}$

Paso 3. Calcular el calor transferido por la corriente de la carcasa

El calor transferido por la corriente de la carcasa se determinó a partir de la ecuación 2.6 obteniéndose que q = 107089,60BTU/h.

Paso 4. Calcular la diferencia de temperatura media logarítmica

La diferencia de temperatura media logarítmica se determina a partir de la ecuación 2.7 obteniéndose que $\Delta Tm_{Ln} = 155,46^{\circ}R$.

Paso 5.Determinar los parámetros P y R

La razón de ganancia de temperatura del fluido de los tubos y la razón de ganancia de temperaturas del fluido de la carcasa se determinan a partir de las ecuaciones 2.8 y 2.9 respectivamente, obteniéndose P = 0,722 y R = 0,972.

Paso 6. Obtener el factor de corrección de temperaturas, F

El factor de corrección de temperaturas se determina a partir de la ecuación 2.10, obteniéndose que F = 0,645.

Paso 7. Calcular el área de transferencia de calor.

El área total de transferencia de calor se determina a partir de la ecuación 2.11, obteniéndose que A = 2852,46 ft².

Paso 8. Calcular el coeficiente global de calor requerido por el proceso El coeficiente global de calor requerido por el proceso se determina a partir de la ecuación 2.12, obteniéndose queU_{req} = 0.4 BTU/h·ft²·°R.

Cálculos para el lado de la carcasa

Paso 9. Determinar el Área de flujo de la carcasa

El área de flujo de la carcasa se determina a partir de la ecuación 2.13, obteniéndose que A_{fc} =0,03ft².

Paso 10. Calcular la velocidad másica en la carcasa

La velocidad másica en la carcasase determina a partir de la ecuación 2.14, obteniéndose $queG_c = 6142923,61lb/h \cdot ft^2$.

Paso 11. Calcular el diámetro equivalente, para arreglos de tubos cuadrados El diámetro equivalente es calculado a partir de la ecuación 2.15, obteniéndose que $D_e=0,30$ ft

Paso 12. Determinar el número de Reynolds para la carcasa

El número de Reynolds para la carcasa se determina a partir de la ecuación 2.16, obteniéndose que $Re_c = 60626,01$.

Paso 13. Determinar el número de Prandtl para el lado de la carcasa

El número de Prandtl para el lado la carcasa se determina a partir de la ecuación 2.17, obteniéndose que $Pr_c = 236,85$.

Paso 14. Calcular el número de Nusselt en la carcasa

El número de Nusselt en la carcasa se determina a partir de la ecuación 2.18, obteniéndose que $Nu_c = 951,17$.

Paso 15.Calcular el coeficiente individual de convección externa

El coeficiente individual de convección externa se determina a partir de la ecuación 2.19, obteniéndose que $h_0 = 0.52 \text{ BTU/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°R}$.

Cálculos para el lado de los tubos:

Paso 16. Calcular el área de flujo por los tubos

El área de flujo por los tubos es determinada por medio de la ecuación 2.20, obteniéndose que $a_{ft}=0,003$ ft².

Paso 17. Calcular el área de flujo total en el lado de los tubos El área de flujo total en el lado de los tubos es determinada por medio de la ecuación 2.21, obteniéndose que $A_{Ft}=1,98ft^2$.

Paso 18. Calcular la velocidad másica en los tubos La velocidad másica en los tubos es determinada por medio de la ecuación 2.22, obteniéndose que $G_t = 107689,481b/h \cdot ft^2$.

Paso 19. Determinar el número de Reynolds para el lado de los tubos El número de Reynolds para el lado de los tubos se determina a partir de la ecuación 2.23, obteniéndose que $Re_t = 2775,98$.

Paso 20. Determinar el número de Prandtl para el lado de los tubos El número de Prandtl para el lado de los tubos se determina a partir de la ecuación 2.24, obteniéndose que $Pr_t = 24$.

Paso 21. Calcular el número de Nusselt del fluido en el lado de los tubos El número de Nusselt en el lado de los tubos se determina a partir de la ecuación 2.25, obteniéndose que $Nu_t = 44,28$.

Paso 22. Calcular el coeficiente individual de convección interna El coeficiente individual de convección interna se determina a partir de la ecuación 2.26, obteniéndose que $h_i = 0,10BTU/h \cdot ft^2 \cdot R$.

Paso 23. Corregir el coeficiente individual de convección interna

El coeficiente individual corregido de convección interna a través del tubo se determina a partir de la ecuación 2.27, obteniéndose que $h_{io} = 0,09BTU/h \cdot ft^2 \cdot R$.

Paso 24. Calcular la temperatura de pared interna

La temperatura de pared interna del tubo se determina a partir de la ecuación 2.28, obteniéndose que T_{pi} = 881,69 °R.

Paso 25. Calcular la temperatura de pared externa

La temperatura de pared externa del tubo se determina a partir de la ecuación 2.29, obteniéndose que $T_{po}=761,04^{\circ}R$.

Paso 26. Evaluar las viscosidades de los fluidos a las temperaturas de pared interna y externa, (μ_{pi}) y (μ_{po}) respectivamente

Las viscosidades de los fluidos evaluados a las temperaturas de pared interna y pared externa son: μ_{pi} = 2,96lb/h·ft y μ_{po} = 29,54 lb/h·ftrespectivamente.

Paso 27. Corregir el coeficiente individual corregido de convección interna

El coeficiente individual corregido de convección interna se determina a partir de la ecuación 2.30, obteniéndose que $h_{ioc} = 0,09BTU/h \cdot ft^2 \cdot R$.

Paso 28. Corregir el coeficiente individual de convección externa

El coeficiente individual corregido de convección externa se determina a partir de la ecuación 2.31, obteniéndose que $h_{oc} = 0.52 \text{ BTU/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°R}$.

Paso 29. Calcular el coeficiente total limpio

El coeficiente total limpio puede obtenerse a partir de la ecuación 2.32, obteniéndose que $U_c = 0,07 \text{ BTU/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{R}.$

Paso 30. Determinar el factor de ensuciamiento

El factor de ensuciamiento se determina a partir de la ecuación 2.33, obteniéndose que $R_d = 0.06h \cdot ft^2 \cdot {}^{\circ}R/BTU$.

Paso 31. Determinarla eficiencia del intercambiador.

La eficiencia del intercambiador se determina a partir de la ecuación 2.34, obteniéndose que e = 70,24 %

Paso 32. Determinar el porcentaje de sobrediseño.

El porcentaje de sobrediseño se determina a partir de la ecuación 2.35, obteniéndose que el %S = -67,96 %.

3.4. Determinación de los parámetros operacionales óptimos

Paso 3.1. Calcular la temperatura de salida de los tubos

La temperatura de salida de los tubos se determina a partir de la ecuación 2.35, obteniéndose que $T_2 = 758,87$ °R.

Paso 3.2. Evalúan las propiedades a la nueva temperatura promedio (930,17 °R) obteniéndose que:

$$\begin{split} \rho & (T_{prom}) = 49,911b/ft^3\\ Cp & (T_{prom}) = 0,002BTU/lb\cdot^{\circ}R\\ k & (T_{prom}) = 0,0002BTU/h\cdot ft\cdot^{\circ}R\\ \mu & (T_{prom}) = 1,471b/h\cdot ft \end{split}$$

A partir de este paso se repitió el procedimiento ya descrito anteriormente. En la Tabla 3.6 se muestran los resultados obtenidos:

Parámetros	Resultados	U/M (Sistema Inglés)
ΔTm_{Ln}	173,01	°R
R	0,877	Adimensional
F	0,772	Adimensional
U _{req}	0,3	$BTU/h \cdot ft^2 \cdot {}^{\circ}R$
\triangleright	Cálculos para el la	do de los tubos
Ret	4846,15	Adimensional
Prt	15,04	Adimensional
Nut	59,17	Adimensional
h _i	0,14	BTU/h·ft ² ·°R

Tabla 3.6. Resultados de los cálculos realizados las nuevas condiciones

h _{io}	0,11	BTU/h·ft ² ·°R
T _{pi}	896,71	°R
T _{po}	761,64	°R
$\mu_{ m pi}$	1,96	lb/h•ft
$\mu_{ m po}$	29,45	lb/h•ft
h _{ioc}	0,11	BTU/h·ft ² ·°R
h _{oc}	0,52	BTU/h·ft ² · °R
U _c	0,09	BTU/h·ft ² ·°R
R _d	0,07	h∙ft²·°R/BTU
E	63,36	%
%S	-57,30	%

Fuente. Elaboración propia

3.5.Interpretación de los resultados

Las principales variables sometidas a observación luego de la evaluación fueron: el factor de ensuciamiento, el coeficiente global de calor requerido por el proceso, la eficiencia y el porcentaje de sobrediseño, como se observa a continuación en la Tabla 3.7.

Pará- metros	Resultados a condiciones actuales	Resultados a condiciones óptimas	U/M (Sistema Inglés)	Resultados a condiciones actuales	Resultados a condiciones óptimas	U/M (SIU)
ΔTm_{Ln}	155,46	173,01	°R	-186,97	-177,22	°C
U_{req}	0,4	0,3	BTU/ h∙ft².⁰R	842,72	757,25	kcal/ h∙m².℃
U _c	0,07	0,09	BTU/ h∙ft ² .°R	168,41	210,43	kcal/ h∙m².℃
R _d	0,06	0,07	BTU/ h∙ft ² .°R	140,36	164,67	kcal/ h∙m².℃
E	70,24	63,36	%			
%S	-67,96	-57,33	%			

Tabla 3.7. Comparación de los resultados a condiciones actuales y a condiciones óptimas

Fuente. Elaboración propia

Teniendo en cuenta que el R_{req} para este proceso es de 0,003 BTU/ $h \cdot ft^2 \cdot R$ y que cuando R_d (depositado) $>R_{req}$ (permitido) el equipodebe ser limpiado, pues por el aparato no pasa una cantidad de calor igual a los requerimientos del proceso. Por consiguiente, es necesario realizar al equipo el mantenimiento para eliminar las incrustaciones que afectan su correcto funcionamiento.

El coeficiente global requerido por el proceso (Ureq), calculado a partir del área de transferencia de calor actual y del calor (q), determinado a partir de las condiciones del

proceso y las propiedades de los fluidos (ver ecuación 2.12), disminuye ante las nuevas condiciones de flujo. Por otra parte, se observa que el porcentaje de sobrediseño es negativo, es decir, el Ureq es mayor queU = 0,12 BTU/h·ft²·°R, lo que significa que el área de transferencia de calor actual del equipo no es suficiente para llevar a los fluidos a las condiciones térmicas deseadas.

Ante esta situación se podría considerar diseñar un nuevo equipo de mayor área capaz de cumplir con los requerimientos del proceso. Otra alternativa es realizar modificaciones estructurales a los equipos, ya sea variar el espaciado de deflectores, el número de pasos por los tubos o colocar otro intercambiador para operar en serie o en paralelo.

Conclusiones parciales

- Con la aplicación del método de la diferencia de temperatura media logarítmica(Kern D., 1999) se pudo definir la influencia de diversas variables de operación en la transferencia de calor, como el factor de ensuciamiento y el porcentaje de sobre diseño.
- 2. A partir de los resultados obtenidos se pudo establecer la necesidad de realizar el mantenimiento al equipo para eliminar las incrustaciones presentes.

CONCLUCIONES GENERALES

- Existe suficiente información teórica y científica acerca de los intercambiadores de calor y los métodos de evaluación de estos equipos que permitieron realizar esta investigación.
- La aplicación de la metodología propuesta por Kern, (1999), para la evaluación energética del intercambiador de calor define los parámetros operacionales óptimos del proceso estudiado.
- 3. En las condiciones actuales del proceso el intercambiador de calor E-01-301 no tiene suficiente área de transferencia y el factor de ensuciamiento está por encima de los valores establecidos para este tipo de proceso.
- **4.** A partir de los resultados obtenidos se define la necesidad de realizar el mantenimiento del equipo y se proponen alternativas para aumentar el área de transferencia y así mejorar la eficiencia del proceso.

RECOMENDACIONES

- Realizar un estudio económico sobre las propuestas planteadas en la evaluación del proceso de hidrofinación de diésel estudiado.
- Realizar la limpieza del equipo con la regularidad requerida para garantizar, controlar y mejorar su funcionamiento.

BIBLIOGRAFÍA

- Abdalah Baschour, M. (2009). *Programa para el diseño y evaluación de intercambiadores de calor de doble tubo, tubo y coraza y flujo cruzado*. Tesis para optar al Título de Magister Scientiarum en Ingeniería Química Universidad Central de Venezuela , Caracas Venezuela.
- Akkerman, M. (2014). The effect of heating processes on milk whey protein denaturation and rennet coagulation properties. Tesis de Maestría.
- Ansari, I., Sharma, M., & Datta, A. (2003). Milk fouling simulation in a double tube heat exchanger. *International communications heat and mass transfer*, 707-716.
- Barreto Inca, W. (2015). Diseño, construcción y pruebas de un intercambiador de serpentin y coraza para un banco de trampas de vapor. Tesis en opción al título de Ingeniero Mecánico. Universiad Nacional de San Agustín, Facultad de Ingeniería de Producción y Servicios, Arequipa - Perú.
- Cabanzón Labat, J. (2018). *Diseño y cálculo de un intercambiador de calor*. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación. Tesis en opción al título de Ingniero en Tecnologías Industriales. Universidad de Cantabria.
- Capote Suárez del Villar, A. (2009). Integración energética en el área de destilación atmosférica Sección-100 de la refinería "Camilo Cienfuegos". Tesis en opción al título de Ingeniero Químico. Universidad Central "Martha Abreu" de Las Villas, Facultad de Química y Farmacia, Santa Clara, Cuba.
- Cárdenas Quintana, J. L. (2017). *Mejoras para reducir las pérdidas de calor e incrementar la eficiencia del proceso de acondicionamiento del electrolito en una planta de lixiviación de cobre*. Tesis en opción al título de Ingeniera Química. Universidad Nacional Mayor de San Marcos, Facultad de Química e Ingeniería Química, Lima -Perú.
- Cengel, Y., & Boles, M. (2009). Termodinamica. Distrito Federal Mexico: McGraw-Hill.
- Chen, H. (2011). Surface Fouling during Heating. En *Encyclopedia of Agricultural, Food, and Biological*. New York: Taylor & Francis.
- Cuadrado Mazón, K. (2010). Diseño, construcción y pruebas de un intercambiador de calor de carcasa y tubos para laboratorio de técnicas de la facultad de mecánica.
 Tesis en opción al título de Ingeniero Mecánico. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Facultad de Mecánica, Riobamba– Ecuador.
- Ebieto, C., & Eke, G. (2012). Parformance Analysis of Shell and Tube Heat Exchangers: A Case Study. *Journal Emerging Trends in Engineering and Applied Sciences*, 899-903.

- Gómez Orozco, L., & Capera Urrego, A. (2016). Modelos de ensuciamiento en intercambiadores de calor tubulares en sistemas indirectos en Procesos UHT. *Revista Especializada en Ingeniería, 10*, 95-114.
- González, D. (2002). *Guía de Intercambiadores de Calor: tipos generales y aplicaciones.* Universidad Simón Bolivar.
- González, M. (2012). *Intercambiadores de calor*. Universidad Nacional Experimental Francisco de Miranda.
- Holman, J. (1999). Transferencia de Calor. Mexico D.F.: McGraw-Hill.
- Huang, K., & Goddard, J. (2015). Influence of fluid milk product composition on fouling and cleaning of Ni-PTFE modified staniless steel heat exchanger surfaces. *Journal* of Food Engineering, pp. 22-29.
- Huiza Andrade, P. (2004). Simulación y Evaluación de los Intercambiadores de Calor de Carcaza y Tubo del Tren de Precalentamiento de Crudo de la Unidad de Destilación Atmosférica del Complejo Mejorador de Crudo Extrapesado de Sincor. Escuela de Ingeniería Química, Tesis en opción al título de Ingeniero Químico, pp. 1-84. Caracas, Venezuela.
- Intriago Briones, A. (2014). *Optimización del sistema de intrecambiadores de calor del tren de precalentamiento de crudo de la unidad no catalíticas en la refinería estatal.* (Tesis en opción al título de Ingeniero Químico) Escuela de Ingeniería Química, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba Ecuador.
- Jaramillo, O. A. (2007). *Intercambiadores de Calor*. México: Centro de Investigación en Energía. Universidad Nacional Atónoma de México.
- Kakaç, S., & et.al. (2002). *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Desing*. China: CRC Press.
- Kern, D. (1999). *Procesos de Transferencia de Calor*. México D.F.: Compañía Editorial Continental, S.A.
- Kern, D. (1999). *Procesos de Transferencia de Calor*. México D.F.: Compañía Editorial Continental, S.A.
- Kutz, M. (2006). Mechanical Engineer's Handbook. New Jersey, U.S.A.
- Llamas Gutiérrez, A. (2017). *Estudio de Técnicas para el Control del Ensuciamiento en Equipos de Intercambio*. Escuela Técnica Superior de Ingeniería. , Ingeniería Energética. Sevilla. Tesis en opción al título de Ingeniero Industrial. Universidad de Sevilla.
- Lluch Urpí, J. (2000). Tecnología y Margen de Refino. Instituto Superior de la Energía.

- Ludwing, E. (1999). Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants. Houston, U.S.A.: Gulf Professional Publishing.
- Marin, F. (2012). *Thermoequipos*. Recuperado el julio de 2020, de http://www.thermoequipos.com.ve/pdf/articulo_03.pdf
- Moncada Albitres, L. (2015). *Diseño de plantas de procesos químicos.Intercambiadores de calor*. Trujillo-Perú: Univercidad Nacional de Trujillo, pp. 1-132.
- Paakkonen, T., Ojaniemi, U., Pattikangas, T., Mannienen, M., Keiski, R., & Simonson, C. (2016). CFD modelling of calcium carbonate crystallization fouling in heat transfer surfaces. *International Joutnal of Heat and Mass Transfer*, 618-630.
- Perry, R. H., & Green, D. (2001). Manual del ingeniero químico. México: Mc Graw-Hill.
- Petit, J., Herbig, A., & Delaplace, G. (2011). Influence of calcium on B-Lactoglobulin denaturation kinetics: Implications in unfolding and aggregation mechanisms. *Journal Dairy Science*, pp. 5794-5810.
- Picón, M., Lopéz, J., & Álvarez, C. (2003). Diseño termohidráulico de intercambiadores de calorde plato y marco en arreglo simple y multipasos. *Revista Mexicana de Ingeniería Química, Vol. 2*.
- Quiminet. (2011). *La importancia de usar un intercambiador de calor*. Recuperado el julio de 2020, de http://www.quiminet.com/articulos/la-importancia-de-usar-unintercambiador-de-calor-2570415.htm
- Reyes Rodríguez, M. B., Moya Rodríguez, J. L., Mestizo Cerón, R., & Cruz Fonticiella, O. (2013). Optimización de intercambiadores de calor de tubo y coraza mediante la técnica de recocido simulado. *Revista Centro Azúcar*, 40(3), pp. 1-13.
- Rodríguez, S. (2014). Desarrollo de un simulador para analisis y control del ensuciamiento en intercambiadores de calor y tubos. España: Universidad de Sevilla.
- Sánchez Escalona, A. A. (2017). Evaluación de proceso de transferencia de calor en el sistema de enfriadores de Ácido Sulfhídrico. Istituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, Departamento de Ingeniería Mecánica, Moa. Tesis en opción al título de Máster en Electromecánica.
- Urpí, J. L. (2000). Tecnología y Margen de Refino.
- Watkinson, A. P. (2007). Heat Exchanger Fouling: Environmental Impacts.
- Westaway, C. R., & Loomis, A. W. (1984). *Cameron Hidraulic Data*. USA: Ingersoll Rand Company.

ANEXOS

Anexo 1. Diagrama de flujo de la sección 300-1



Fuente. Elaboración propia

Aceites (industriales) : Combustolio Aceite de recirculación lim - pi0 Aceites para maquinarias y transformadores Aceite para quenching Aceites vegetales Gases, vapores (industriales) : Gas de hornos de coque, gas manufacturado	0.005 0.001 0.001 0.004 0.003 0.01
Gases de escape de máqui- nas Diesel Vapores orgánicos Vapor (sin aceite) Vapores de alcohol Vapor, de escape (con acei-	0.01 0.0005 0.0 0.0
te) Vapores refrigerantes (con- densando de compreso- res reciprocantes) Aire	0.001 0.002 0.002
Vapores superiores en conden- sadores enfriados por agua: De la torre de burbujeo (condensador final) Del tanque flash Cortes intermedios :	0.001 0.04
Aceite Para agua Fondos residuales, menos	0.001 0.002
fondos residuales, más de 20" API Estabilizador de gasolina na-	0.005
Alimento Vapores superiores Enfriadores de producto e	0.0005 0.0005
intercambiadores Calderetas de producto Unidades de eliminación de HS:,	0.0005 0.001
Para vapores superiores Intercambiadores enfriado-	0.001
Caldereta	0.0016

	Líquidos (industriales) :	
	Orgánicos	0.001
	Líquidos refrigerantes, ca- lefacción, enfriadores, o	
	evaporantes	0.001
	Salmueras (enfriamiento).	0.001
	Unidades de destilación at-	
1	mosférica :	
	Fondos residuales, menos	
	de 25°API	0.005
	Fondos residuales, de 25"	
	API o más ,	0.002

Unidades de destilación at- mosférica : Vapores superiores sin tra-	0.0013
tar	0.0015
Vapores superiores tratados	0.003
Cortes intermedios	0.0013
Unidades de destilación al	
vacío :	
Vapores superiores a aceite :	
De la torre de burbujeo	
(condensador parcial)	0.001
Del tanque flash (sin	
reflujo apreciable)	0.003
Aceite delgado	0.002
Vapores superiores	0.001
Gasolina	0.0005
Debutanizador, Depropaniza-	
dor, Depentanizador y unida-	
des de Alkilación:	
Alimento	0.001
Vapores superiores	0.001
Enfriadores de producto .	0.001
Calderetas de producto	0.002
Alimento del reactor	0.002
Unidades de tratamiento de	
lubricantes :	0.000
Alimento de aceite solvente	0.002
A apores superiores	0.001
Intercombinderes colonte	0.001
dores de aceite refinado	
anfriados nor agua 1	0.003
Gomas v breas:	0.000
Generadores de vapor en-	
friados por aceite	0.005
Enfriados por agua	0.003
Per egen	

Unidades de Cracking:	
Alimento gas-oil :	
Menos de 500°F	0.002
500°F y más	0.003
Alimento de nafta:	
Menos de 500°F	0.002
Más de 500°F	0.004
Separador de vapores va-	
pores del separador, tan-	
que flash, y vaporizador)	0.006
Aceite refinado	0.001
Aceite refinado enfriado	
	0.002
por agua	0.005
vapores de la torre de bur-	
bujeo	0.002
Kesiduo	0.010
Unidades de absorción:	0.000
GdS	0.002
Aceite graso	0.002

Fuente.(Kern D., 1999)

Solvente	0.001
Unidades desasfaltizadoras :	
Aceite de alimento	0.002
Solvente	0.001
Asfalto y resina:	
Generadores de vapor	
enfriados por aceite.	0.005
Enfriados por agua	0.003
Vapores de solvente	0.001
Unidadas nara aliminar caras	-
Aceite hubricante	. 0.001
Aceite indificance	. 0.001
Solvente	0.001
Calentamiento de mezcla	а.
aceite-cera,	0.001
Enfriamiento de mezcla	a

aceite-cera : 0.003

Anexo 3. Densidad

La muestra usada como referencia corresponde a la, donde se obtuvo que para la temperatura del = 25 °C, la densidad resultó 0,8394 g/cm³.

A partir del valor de la densidad a 25 °C = 0,8394 g/cm³ = 839,4 kg/m³ y usando el gráfico de la página 4-14 del libro (Westaway & Loomis, 1984) (Ver gráfico 1) se puede obtener las densidades para otros valores de temperatura, procediendo como se indica a continuación:

• Se calcula la gravedad específica

$$GE(25^{\circ}C) = \frac{\rho_{di\acute{e}sela\ 25\ °C}}{\rho_{aguaa\ 25\ °C}} = \frac{839.4\ kg/m^3}{997\ kg/m^3} = 0.84$$

Se entra en el gráfico 1 con el valor de la temperatura 38,2°C (100,76 °F) en el eje de las ordenadas y se traza una línea horizontal hasta interceptar la curva de gravedad específica para (60°F/60°F) = 0,85. A partir de ese punto se traza una línea vertical hasta el eje de las abscisas donde obtenemos la gravedad específica para la temperatura del diésel a 38,2°C (100,76 °F) referido a la densidad del agua a 25 °C (77°F) = 0,83.

Con el valor de la temperatura 255,2°C (491,36 °F) en el eje de las ordenadas y se traza una línea horizontal hasta interceptar la curva de gravedad específica para (60°F/60°F) = 0,85. A partir de ese punto se traza una línea vertical hasta el eje de las abscisas donde obtenemos la gravedad específica para la temperatura del diésel a 255,2°C (491,36 °F) referido a la densidad del agua a 25 °C (77°F) = 0,68.

Con el valor de la temperatura 338,6 °C (641,48 °F) en el eje de las ordenadas y se traza una línea horizontalhasta interceptar la curva de gravedad específica para $(60^{\circ}\text{F}/60^{\circ}\text{F}) = 0,85$. A partir de ese punto se traza una línea vertical hasta el eje de las abscisas donde obtenemos la gravedad específica para la temperatura del diésel a 338,6 °C (641,48 °F) referido a la densidad del agua a 25 °C (77°F) = 0,61.

Con el valor de la temperatura 127,6 °C (261,68 °F) en el eje de las ordenadas y se traza una línea horizontal hasta interceptar la curva de gravedad específica para $(60^{\circ}F/60^{\circ}F) = 0,85$. A partir de ese punto se traza una línea vertical hasta el eje de las abscisas donde obtenemos la gravedad específica para la temperatura del diésel a 127,6 °C (261,68 °F) referido a la densidad del agua a 25 °C (77°F) = 0,78.

Se calcula la densidad del diésel a 38,2°C (100,76 °F); a 255,2°C (491,36 °F); a 338,6 °C (641,48 °F); a 127,6 °C (261,68 °F).

 $\rho_{di\acute{e}sel\ a\ 30,2°C} = GE(30,2°C) \cdot \rho_{aguaa\ 25°C} = 0,83 \cdot \frac{997kg}{m^3} = 827,51 \frac{kgf}{m^3}$ $\rho_{di\acute{e}sel\ a\ 255,2°C} = GE(255,2°C) \cdot \rho_{aguaa\ 25°C} = 0,68 \cdot \frac{997kg}{m^3} = 67,96 \frac{kgf}{m^3}$ $\rho_{di\acute{e}sel\ a\ 338,6°C} = GE(338,6°C) \cdot \rho_{aguaa\ 25°C} = 0,61 \cdot \frac{997kg}{m^3} = 608,17 \frac{kgf}{m^3}$ $\rho_{di\acute{e}sel\ a\ 127,6°C} = GE(127,6°C) \cdot \rho_{aguaa\ 25°C} = 0,78 \cdot \frac{997kg}{m^3} = 777,66 \frac{kgf}{m^3}$
Gráfico 1: Variaciones de la densidad de los hidrocarburos líquidos en función de la temperatura

INGERSOLL-RAND CAMERON HYDRAULIC DATA

Specific Gravity and Temperature Relations of Petroleum (Approximate)



Specific Gravity — Referred to water at 60°F. Example: oil with sp. gr. of 0.82 at 60°F will have sp. gr. of 0.64 at 500°F. Content of Rydrudic Institute.

4-14

Fuente.(Westaway & Loomis, 1984)

Anexo 4. Viscocidad

La muestra usada como referencia corresponde a la muestra tomada al, donde se obtuvo que para la temperatura del diésel =25 °C la viscosidad cinemática resultó 60cSt.

A partir del valor de la viscosidad cinemática a 25 °C = 60cSt y usando el gráfico del libro (Westaway & Loomis, 1984) (Ver gráfico 2) se puede obtener las viscosidades cinemáticas para otros valores de temperatura, procediendo como se indica a continuación:

- En el eje de las abscisas se marca el punto correspondiente al valor de la viscosidad cinemática para 25 °C = 60cSt. Por ese punto de traza una línea vertical hasta cortar la línea correspondiente al valor de la temperatura = 25 °C(77°F). Por ese punto se traza una línea paralela a las líneas oblicuas que se muestran.
- Se entra en el gráfico del Anexo 3 con el valor de la temperatura 38,2°C (100,76 °F) en el eje de las ordenadas y se traza unalínea horizontal hasta interceptar la línea oblicua que se dibujó anteriormente. Por ese punto se traza una línea vertical hasta interceptar el eje de las abscisas donde se lee el valor de la viscosidad cinemática en cSt, para la temperatura de 38,2°C (100,76 °F) aproximadamente igual a 30 cSt.

Se entra en el gráfico del Anexo 3 con el valor de la temperatura 127,6 °C (261,68 °F) en el eje de las ordenadas y se traza unalínea horizontal hasta interceptar la línea oblicua que se dibujó anteriormente. Por ese punto se traza una línea vertical hasta interceptar el eje de las abscisas donde se lee el valor de la viscosidad cinemática en cSt, para la temperatura de 127,6 °C (261,68 °F) aproximadamente igual a 2,5 cSt.

• Esta viscosidad cinemática se debe convertir a viscosidad dinámica para poder realizar los cálculos

 $\mu(38,2 \text{ °C}) = \nu(38,2 \text{ °C}) \cdot \rho(25 \text{ °C}) = 30 \cdot 10^{-6} \cdot 839,4 = 0,0252 \text{ }kg/m \cdot s = 25\text{ cP}$ $\mu(127,6 \text{ °C}) = \nu(127,6 \text{ °C}) \cdot \rho(25 \text{ °C}) = 2,5 \cdot 10^{-6} \cdot 839,4 = 0,0021 \text{ }kg/m \cdot s = 2,1 \text{ cP}$

Gráfico 2: Viscosidad cinemática de fue oil contra temperatura.

INGERSOLL-RAND CAMERON HYDRAULIC DATA

Viscosity of Fuel Oils



Fuente.(Westaway & Loomis, 1984).

Usando el gráfico de la página 3-328 del libro(Perry & Green, 2001), se puede obtener las viscosidades cinemática, para otros valores elevados de temperatura, como se muestra en el gráfico 3, obteniéndose :

 $\mu(255,2 \text{ °C}) = 0,05 \text{ cP}$ $\mu(338,6 \text{ °C}) = 0,02 \text{ cP}$

Gráfico 3. Correlación de Lestou-Stiel, para viscosidades de líquidos a altas temperaturas



Fuente.(Perry & Green, 2001)

Anexo 5. Conductividad

Usando el gráfico de la página 908 del libro(Kern D., 1999), se puede obtener para otros valores de temperatura, procediendo como se indica a continuación:

Se entra en el gráfico4 con el valor de la temperatura 38,2°C (100,76 °F) en el eje de las abscisas y se traza una línea vertical hasta interceptar la curva de °API (40°) a la q le corresponde. A partir de ese punto se traza una línea horizontal hasta el eje de las ordenadas donde obtenemos la conductividad térmica (k = 0,8 BTU/h.ft²) para esa temperatura.

Se entra en el gráfico 4con el valor de la temperatura 255,2°C (491,36 °F) en el eje de las abscisas y se traza una línea vertical hasta interceptar la curva de °API (40°) a la q le corresponde. A partir de ese punto se traza una línea horizontal hasta el eje de las ordenadas donde obtenemos la conductividad térmica (k = 0,071 BTU/h.ft²) para esa temperatura.

Se entra en el gráfico 4con el valor de la temperatura 338,6 °C (641,48 °F) en el eje de las abscisas y se traza una línea vertical hasta interceptar la curva de °API (40°) a la q le corresponde. A partir de ese punto se traza una línea horizontal hasta el eje de las ordenadas donde obtenemos la conductividad térmica (k = 0,068 BTU/h.ft²) para esa temperatura.

Se entra en el gráfico 4con el valor de la temperatura 127,6 °C (261,68 °F) en el eje de las abscisas y se traza una línea vertical hasta interceptar la curva de °API (40°) a la q le corresponde. A partir de ese punto se traza una línea horizontalhasta el eje de las ordenadas donde obtenemos la conductividad térmica (k = 0,076 BTU/h.ft²) para esa temperatura.





Fuente.(Kern D., 1999)

Anexo 6. Calor específico

Usando el gráfico del apéndice E de la página 911 del libro (Kern D., 1999), se puede obtener para otros valores de temperatura, procediendo como se indica a continuación:

Se entra en el gráfico 5 con el valor de la temperatura 38,2°C (100,76 °F) en el eje de las abscisas y se traza una línea vertical hasta interceptar la curva de °API (40°) a la q le corresponde. A partir de ese punto se traza una línea horizontal hasta el eje de las ordenadas donde obtenemos la calor específico (cp = 0,48 BTU/h.ft²) para esa temperatura.

Se entra en el gráfico 5 con el valor de la temperatura 255,2°C (491,36 °F) en el eje de las abscisas y se traza una línea vertical hasta interceptar la curva de °API (40°) a la q le corresponde. A partir de ese punto se traza una línea horizontal hasta el eje de las ordenadas donde obtenemos la calor específico (cp = 0,7 BTU/h.ft²) para esa temperatura.

Se entra en el gráfico 5 con el valor de la temperatura 338,6 °C (641,48 °F) en el eje de las abscisas y se traza una línea vertical hasta interceptar la curva de °API (40°) a la q le corresponde. A partir de ese punto se traza una línea horizontal hasta el eje de las ordenadas donde obtenemos la calor específico (cp = 0,78 BTU/h.ft²) para esa temperatura.

Se entra en el gráfico 5 con el valor de la temperatura 127,6 °C (261,68 °F) en el eje de las abscisas y se traza una línea vertical hasta interceptar la curva de °API (40°) a la q le corresponde. A partir de ese punto se traza una línea horizontal hasta el eje de las ordenadas donde obtenemos la calor específico (cp = 0,57 BTU/h.ft²) para esa temperatura.





Fuente.(Kern D., 1999)