



Institución Universitaria

Optimización de un intercambiador de placas para calentamiento de crudo pesado en emulsión con agua

Diego Luis Cardona Ortiz

Instituto Tecnológico Metropolitano

Facultad de ingenierías

Medellín, Colombia

2016

Optimización de un intercambiador de placas para calentamiento de crudo pesado en emulsión con agua

Diego Luis Cardona Ortiz

Tesis o trabajo de investigación presentada(o) como requisito parcial para optar al título
de:

Magister en Gestión Energética Industrial

Director (a):

Msc. Bernardo Argemiro Herrera Munera

Línea de Investigación:

Tecnologías de Aprovechamiento Energético

Grupo de Investigación:

Materiales Avanzados y Energía (MATyER)

Instituto Tecnológico Metropolitano

Facultad de ingenierías

Medellín, Colombia

2016

A mi familia.

“Y de todas las ideas, que cada uno tiene, hacemos un todo o, lo que es lo mismo, un ente de razón, al que llamamos entendimiento.”

-Baruch Spinoza

Agradecimientos

A lo largo de este extenso camino en búsqueda del conocimiento, han surgido de diferentes instituciones, personas fundamentales para guiar el paso y eliminar la confusión que suele aparecer siempre que se está construyendo algo importante.

Quiero comenzar agradeciendo al Instituto Tecnológico Metropolitano y principalmente al profesor Bernardo Argemiro Herrera Múnera, que en todo momento demostró ser no solo un gran guía académico sino una gran persona, a él todo mi respeto y aprecio.

A David Steeven Villa Salazar, por su apoyo en el área de simulación y modelado CAD.

A CEPESA Colombia por permitir usar muestras de uno de sus pozos para su posterior estudio en este trabajo

También a la Facultad de Minas de la Universidad Nacional de Colombia, al Laboratorio de Crudos y Derivados y al profesor Marcos Ruiz Por su gran aporte en la caracterización y modelado del crudo.

Y en general a todo aquel que con su voluntad y acción ayudaron a alcanzar esta meta.

Resumen

En los pozos de extracción de crudos se presentan emulsiones de crudo-agua. Para el transporte de estas, es necesario romper la emulsión. Existen variadas formas de lograr este fin, una de ellas es el calentamiento del fluido. Normalmente son usados intercambiadores de calor de coraza y tubos, que son difíciles de transportar por sus grandes dimensiones, tópico que aumenta el costo de operación en perforaciones nuevas. En este trabajo se propone como opción de calentamiento el uso de intercambiadores de placas, los cuales tienen unas dimensiones considerablemente menores logrando resultados satisfactorios y haciendo posible la portabilidad de los mismos. Se hizo una optimización mediante superficies de respuesta para hallar una geometría de PHE (Plate Heat Exchanger) ideal para operar con crudos pesados. Los resultados muestran como con una misma superficie de transferencia, el PHE logra una temperatura de salida mayor al STHE (Shell and Tube Heat Exchanger), mientras que en caída de presión este último tiene un rendimiento muy superior.

Palabras clave: Crudo Pesado, Intercambiador de calor de placas, Superficie de respuesta, Dinámica de Fluidos Computacional,

Abstract

Crude-water emulsions are present in oil extraction wells. To transport these, it is necessary to break the emulsion. There are several ways to achieve this; one of them is the heating of the fluid. Shell and tube heat exchangers are often used, which are difficult to transport due to their large dimensions, which increases the cost of operation in new drilling. In this work, it has proposed as heating option the use of plate heat exchangers, which have considerably smaller dimensions making them portability possible and so achieving satisfactory results. An optimization was made by response surfaces to find an ideal PHE (Plate Heat Exchanger) geometry to operate with heavy crudes. The results show that with the same transfer surface, the PHE achieves a higher outlet temperature than the STHE (Shell and Tube Heat Exchanger), while in pressure drop the latter has a higher efficiency.

Keywords: Heavy oil, Plate heat exchanger, response surface method, Computational Fluid Dynamics.

Contenido

Lista de figuras.....	IV
Lista de tablas	V
Lista de Símbolos.....	VI
Introducción	1
1. Fundamentos.....	5
1.1. Intercambiadores de calor	5
1.2. Estudio comparativo PHE vs STHE.....	6
1.3. Petróleos.....	10
1.3.1. Clasificación de petróleos	11
1.4. Emulsiones.....	11
1.4.1. Definición de una emulsión.....	12
1.4.2. Prevención de la emulsificación.....	12
1.4.3. Estabilidad de emulsiones	12
1.5. Modelos computacionales.....	13
1.5.1. Modelo de turbulencia SST.....	13
1.6. Superficies de respuesta	14
1.6.1. Superficies polinómicas	16
1.6.2. Variables codificadas.....	17
1.6.3. Diseño box-behnken (BBD)	17
2. Metodología	21
2.1. Geometría	21
2.2. Mallado	24
2.3. Condiciones de frontera	26
2.4. Condiciones ajustadas a STHE	29
3. Resultados y Análisis	31
3.1. Optimización box-behnken	31
3.2. Simulación con valores optimizados.....	37
3.3. Comparación entre PHE y STHE	40
4. Conclusiones y recomendaciones.....	43
4.1. Conclusiones.....	43
4.2. Recomendaciones.....	44
A. Anexo: Reporte de resultados, Análisis de crudo pesado pozo cubarro – Laboratorio de crudos y derivados	47
B. Anexo: Assay Pozo Cubarro.	51
C. Anexo: Cotización INDISA.	53
Bibliografía	55

Lista de figuras

Figura 1. Patrones de fluido.	8
Figura 2. Superficies de respuesta A) Superficie 2D. B) Superficie 3D. C) Grafica de contornos. [65]	16
Figura 3. Representación gráfica del diseño box-behnken. [68]	18
Figura 4. Geometría PHE [70].....	22
Figura 5. Construcción Modelo CAD. a) Perfil xy b) Perfil zx c) Perfil zx con geometría construida.	23
Figura 6 Relaciones de aspecto obtenidas.....	23
Figura 7. Análisis de malla.	26
Figura 8. A) Limites definidos en la placa. B) Vista lateral de la placa con detalle.....	27
Figura 9 Configuración de placas propuesta: Fluido frio a paso simple, Fluido caliente a paso distribuido.....	28
Figura 10. Configuración de intercambiador de coraza y tubos.....	29
Figura 11. Condiciones de frontera en STHE.....	30
Figura 12. Relación entre delta de temperatura en cada una de las placas y superficie de transferencia total.	34
Figura 13. Respuesta b [mm] vs λ [mm] y β fijo en 50 grados	35
Figura 14. Respuesta b [mm] vs β y fijo λ [mm] en 6.4 mm.....	36
Figura 15. Respuesta β vs λ y b fijo en 0.8 mm	36
Figura 16. A) Geometría optimizada (Área efectiva de transferencia). B) Temperatura del fluido a través de la placa.	38
Figura 17. Curva de viscosidad y Comportamiento a través de la placa	39
Figura 18. Distribución de temperatura y viscosidad a través de un tubo de un STHE....	41

Lista de tablas

	Pág.
Tabla 1-1. Comparación del análisis de depósito de PHE y STHE [9].	7
Tabla 1-2. Comparativa STHE vs PHE [9]	7
Tabla 1-3 Niveles de Factores codificados para un diseño Box- Behnken de un sistema de tres variables	18
Tabla 1-4 Comparacion Diseño central compuesto (CCD) Diseño Box-behnken (BBD) y Diseño Doehlert (DM)	19
Tabla 2-1 Combinaciones geométricas.	24
Tabla 2-2 Métricas de mallado	25
Tabla 2-3 Propiedades crudo Cubarro.....	26
Tabla 2-4 Datos geométricos STHE	29
Tabla 3-1 Métricas Mallado Totales.....	32
Tabla 3-2 Temperaturas a la salida de las placas.....	33
Tabla 3-3. Valores Optimizados:	36
Tabla 3-4. Métricas de malla para geometría optimizada.	37
Tabla 3-5. Temperaturas de salida, Simulación optimizada.....	37
Tabla 3-6. Resultados de simulación para STHE.	40
Tabla 3-7. Caída de presión en STHE y PHE.....	41

Lista de Símbolos

Símbolo	Término
A	Área
A_s	Área de la superficie de transferencia de calor
b	Altura del canal en la placa
β	Angulo chevron
$^{\circ}API$	Gravedad API
C_p	Calor específico
E	Número de elementos
K	Conductividad Térmica
k	Turbulencia de energía cinética
p	Presión
ρ	Densidad
q	Flujo de calor a través de la superficie
\dot{q}	Tasa de transferencia de calor por unidad de área
s_{ij}	Tensor de velocidad de deformación
T	Temperatura
t	Tiempo
t_{ji}	Tensor de esfuerzos viscosos
U_0	Coefficiente global de transferencia de calor
U_s	Coefficiente de transferencia de calor a través de la superficie
ν_T	Viscosidad Turbulenta
Sg	Gravedad Específica
SSG	Segundos Saybolt Universales

Símbolo	Término
ε	Disipación Turbulenta
τ	Constante de tiempo
φ	Factor de Área
μ	Viscosidad Dinámica
μ_m	Viscosidad Molecular
ω	Disipación por unidad de turbulencia de la energía cinética
$\tilde{\omega}$	Viscosidad Cinemática
γ	Relación de aspecto geometría
λ	Distancia entre corrugaciones

Introducción

Actualmente la industria petrolera emplea intercambiadores de coraza y tubo para el calentamiento de crudo; los cuales, presentan eficiencias térmicas desde 45 hasta 65 % para el calentamiento de crudos pesados y semipesados. Los intercambiadores de placas (PHE, por sus siglas en inglés), en la industria petrolera han sido utilizados en el tratamiento de crudos emulsionados específicamente en el calentamiento de emulsiones con viscosidad °API mayor de 31.1 y agua, en plataformas off-shore (Mar abierto). Mientras que la aplicación en crudos con un °API entre 10 y 31.1 no es frecuente por lo cual no se ha encontrado reporte técnico y científico a la fecha. Es importante aclarar que las diferentes configuraciones y geometrías constituyen el *Know How* propio de los diferentes fabricantes (ALFA LAVAL [1], APV [2], TRANTER [3], SWEP INTERNATIONAL [4] y FUNKE [5]) para estas aplicaciones y por ello su inexistente divulgación. Otra gran ventaja de estos intercambiadores de placas es que son físicamente más pequeños ya que manejan mayores coeficientes de transferencia de calor, por lo que su peso es un 20 a 30 % el de los intercambiadores de coraza y tubo. [6]

Desde la primera perforación de petróleo en 1859 por Edwin L. Drake, ha aumentado el consumo de combustibles fósiles debido al desarrollo de la industria junto al crecimiento del parque automotor mundial. Esto ha generado un nuevo mercado y un nuevo ámbito de investigación alrededor del petróleo crudo. Durante mucho tiempo se han aprovechado los beneficios que brindan los petróleos livianos WTI, los cuales son de fácil extracción y tienen un poder calorífico alto; por tanto, la industria ha girado alrededor de los yacimientos que contienen este tipo de crudo. Sin embargo, el posible agotamiento de estos recursos pone en un punto crítico grandes sectores industriales, lo que ha llevado a la extracción de crudos pesados a tomar un papel protagónico. Esta tendencia ha aumentado en las últimas décadas, haciendo necesario optimizar los métodos que se tienen para aprovechar al máximo los yacimientos disponibles. Existen diversas metodologías para mejorar la extracción de este tipo de crudos. Es posible clasificarlas en tres grandes categorías; inyección térmica, inyección química e inyección de gas [7]. El precalentamiento de este crudo es fundamental para lograr su adecuado tratamiento y transporte, esto se ha logrado mediante intercambiadores de calor de coraza y tubo, los cuales son bastante populares en el mercado, pero por sus dimensiones y rendimiento; están perdiendo terreno frente a otros diseños de intercambiadores como los de tubos concéntricos en espiral.

Una opción que presenta grandes ventajas en cuanto a diseño por razones de portabilidad y rendimiento por coeficiente de transferencia de calor son los intercambiadores PHE. Quizás la primera patente para un PHE fue concedida en 1878 a un alemán Albrecht Dracke

quien propuso el enfriamiento de un fluido por otro, en el cual cada uno fluía en capas opuestas de los lados de una serie de placas [8]. Sin embargo los PHEs no fueron explotados hasta los 1920s cuando el Dr. Richard Seligman, el fundador de APV International en Inglaterra inventó el primer PHE operacional en 1923, que fue llamado placa pasteurizadora, la cual se destinó a revolucionar el curado térmico en los lácteos. Una década más tarde alrededor de 1930 Bergedorfer Einsenwerk de Alfa Laval in Suecia (AB Separator en esa época) desarrollo un PHE comercial el cual fue el primer producto de la compañía. Pero es en los años 70 y 80 donde se dan los mayores avances con relación a los intercambiadores de placas y sus diferentes aplicaciones, en las cuales están incluidas las aplicaciones en la industria alimenticia, los aceites lubricantes y la industria del gas natural [8]. Sin embargo, su implementación en la industria petroquímica no es frecuente, no pudiéndose encontrar a la fecha reportes técnicos al respecto.

El petróleo crudo se ha calentado históricamente mediante intercambiadores de coraza y tubo, ya que este método ha sido uno de los más antiguos para intercambiar calor entre dos fluidos [9]. Recientemente se ha llegado a introducir el uso de energía solar para elevar la temperatura del fluido que posteriormente estará en contacto con el petróleo crudo [10]. Los intercambiadores de calor de doble tubo en espiral han sido también usados para calentar crudo; ya en 1995 se habían realizado estudios específicos acerca del comportamiento de estos intercambiadores teniendo como criterio principal la caída de presión y el coeficiente de transferencia de calor para el caso específico de la emulsión petróleo/agua [11], demostrando mejores características de estos sobre los intercambiadores de carcaza y tubos.

De otro lado, los altos precios del petróleo en el mundo han suscitado en Colombia y otros países como Venezuela, Arabia Saudita, Canadá, Irán, entre otros [12], un especial interés económico y técnico en el desarrollo de nuevas tecnologías de extracción de crudo pesado y semipesado en emulsión con agua, lo cual plantea como reto tecnológico la optimización de los equipos de operación térmica. Para su extracción y tratamiento, es imprescindible mejorar los métodos de calentamiento del crudo para alcanzar un mayor beneficio económico, reducir los tiempos de ejecución y mantener la estabilidad del proceso. De ahí, la necesidad en reemplazar las tecnologías como los intercambiadores de coraza y tubo, por otras más eficaces como la de intercambiadores concéntricos en espiral y los intercambiadores de placas.

La extracción de crudo pesado representa un reto para la ingeniería, debido a las condiciones que presenta por su complejo comportamiento reológico, haciendo difícil el transporte, tratamiento de sus emulsiones y deshidratación. Para calentar las emulsiones de petróleo y agua es necesario usar intercambiadores de calor, siendo los intercambiadores de coraza y tubos, STHE (por sus siglas en inglés, Shell and Tubes Heat Exchangers) los más populares en la actualidad. El uso de STHE para nuevas y cada vez más lejanas exploraciones representa el transporte no solo de un equipo de grandes dimensiones, sino también el traslado de una caldera de dimensiones proporcionales al

intercambiador, lo que aumenta los costos en las nuevas exploraciones. Por tanto, la implementación de intercambiadores PHE es una oportunidad de mejora y solución a los problemas de desempeño, tamaño y costo de operación, frecuentes en la industria petrolera colombiana, en particular, cuando se trata de crudos pesados.

Bajo el anterior panorama, en este trabajo de investigación se plantea como innovación tecnológica el desarrollo de una optimización integral de un intercambiador PHE, implementado en el tratamiento de las emulsiones crudo y agua. Es necesario calentar la emulsión para ayudar a su separación, más aún cuando el crudo que se va a tratar es un crudo pesado. La optimización del diseño de intercambiadores de placas en este caso es importante porque permite determinar una configuración y geometría óptima para obtener una eficiencia térmica y energética mayor, a un menor costo y que a su vez cumpla con los más exigentes parámetros de operación de la industria petrolera.

El aumento de eficiencia térmica es la variable que se busca optimizar haciendo uso de técnicas matemáticas y estadísticas para determinar parámetros de diseño que entreguen los resultados solicitados. La optimización será realizada usando la metodología de superficies de respuesta (SRM) teniendo como respuesta de interés el coeficiente de transferencia de calor. Este coeficiente está influenciado por el diseño de la geometría en aspectos tales como: separación entre placas, ángulo de la corrugación presente en el estampado, distancia entre una corrugación y otra, entre otros parámetros geométricos a definir.

Para lograr esto se plantea establecer un estudio comparativo que exponga las principales ventajas o desventajas que pueda presentar la aplicación de un intercambiador de calor de placas en condiciones de calentamiento de crudo pesado frente a un intercambiador de coraza y tubo que es el predeterminado para esta función. También se hace necesario estimar los parámetros de operación en intercambiadores de calor de placas tales como espaciado entre placas, geometría, cantidad de placas y tipo de estampado aplicado para el calentamiento de crudos pesados. Finalmente se busca especificar y evaluar mediante simulación numérica tres diferentes tipos de configuraciones de intercambiadores de placas para el calentamiento de crudos pesados en emulsión con agua.

En el primer capítulo se exponen los principales fundamentos de funcionamiento y consideraciones necesarias para comprender correctamente el fenómeno que se modela en este trabajo. En el segundo capítulo se presenta la metodología propuesta para desarrollar las simulaciones necesarias para satisfacer el diseño de experimentos. En el tercer capítulo son presentados y analizados los resultados obtenidos a través de todas las simulaciones desarrolladas. Y finalmente, en el último capítulo se muestran las conclusiones y recomendaciones del trabajo.

1. Fundamentos

La comprensión correcta de este documento depende de una serie de conceptos termodinámicos, computacionales, estadísticos y energéticos básicos en el ámbito ingenieril. A continuación se definen aquellos conceptos más relevantes para el desarrollo de la investigación y que a su vez, no son tan frecuentes en el desarrollo académico de la temática.

1.1. Intercambiadores de calor

Un intercambiador de calor es un dispositivo usado para transferir energía entre dos o más fluidos, entre una superficie sólida y un fluido, o entre partículas sólidas y un fluido, a diferentes temperaturas y en contacto térmico [13]. Actualmente en la industria se encuentran varios tipos de intercambiadores de calor, entre ellos los intercambiadores de coraza y tubo (STHE) y los intercambiadores de placas (PHE). Los STHE se pueden encontrar en gran variedad de aplicaciones tales como la química, alimenticia, industria de procesos y principalmente el refinamiento de petróleo [14]. Los PHE por su parte son aplicados de forma similar en la industria química, papelera y con mayor fuerza en la industria de los lácteos, siendo escasa o inexistente su aplicación en la industria petroquímica cuando se trata de crudos pesados [6].

La amplia utilización de los intercambiadores de coraza y tubo en la industria (más del 35-40 % según [15]) ha traído consigo una gran cantidad de estudios que contribuyeron a la evolución de su forma tradicional, hasta nuevos tipos de diseños que demuestran una notable mejora en cuanto a caída de presión y eficiencia térmica [15] [16]. Han sido publicados una importante cantidad de trabajos que se enfocan en el diseño de los STHE, especialmente en el estudio del efecto que tiene la geometría de los deflectores en el fluido del lado de la carcasa [15] [17]. En la mayoría de los trabajos publicados acerca del diseño de intercambiadores de coraza y tubo, los coeficientes de transferencia son obtenidos de tablas tomando un valor constante independiente de los parámetros o condiciones de operación. Estos valores inevitablemente tienen un alto grado de incertidumbre ya que son función de la temperatura, presión e hidrodinámica del proceso. Unos valores más realistas pueden ser obtenidos si estos coeficientes no son estimados, sino calculados durante la tarea de diseño. Ravagnani et al [18] publicó en 2011 un capítulo de libro en el cual expuso los principales trabajos acerca de diseño de STHE. En tal trabajo se hace una mención especial a los estudios realizados con valores calculados y no estimados. Algunas de las

publicaciones más relevantes acerca del diseño de STHE son: Polley, Panjeh y Picón [19], Polley y Jegede [20], Ravagnani y Caballero [21], Ravagnani et al [22] [18], estos estudios se caracterizan por realizar los cálculos de coeficientes de transferencia de calor eliminando el uso de tablas, aspecto que conlleva a resultados más precisos y eficaces.

Es importante destacar que a pesar de no ser tan comunes como los estudios acerca del diseño de deflectores en los STHE, también se presentaron avances en el estudio, diseño y evaluación de la geometría de los tubos interiores del intercambiador para lograr una mayor turbulencia. Esto se logró en su mayor parte con tubos corrugados o con geometrías irregulares [23], [24]. Entretanto la mayor parte de la investigación alrededor de los STHE está encaminada en el estudio de deflectores, cabezales y distribución de los tubos sin tener como prioridad su geometría. El desarrollo de los STHE en términos de simulación se ha enfrentado con diversas técnicas, entre ellas la resolución numérica de ecuaciones de punto estacionario [20], [25], algoritmos genéticos [26], programación mixta no-lineal y procedimientos algorítmicos combinatorios a gran escala [27].

1.2. Estudio comparativo PHE vs STHE

La literatura presenta una importante cantidad de artículos enfocados al estudio de la mala distribución del flujo tanto en PHE [28] como STHE [29]. El estudio hecho para el caso de los STHE estuvo influenciado por trabajos previo ([30] [31]) y apoyado por la simulación con dinámica de fluidos computacional (CFD). Para los PHE Rao et al estudiaron el efecto de una mala distribución de flujo, en el puerto de entrada al canal, en el rendimiento térmico y la caída de presión para intercambiadores de placas de paso simple y multi-paso. Los resultados experimentales mostraron que el efecto era mayor en los intercambiadores en arreglo tipo Z que en arreglo tipo U. También investigaron experimentalmente la mala distribución de flujo en pequeños y grandes paquetes de placas de los intercambiadores con Número de Reynolds de 300 a 17800 con un ángulo de corrugación de $20^\circ - 80^\circ$ y agua como fluido de trabajo, mostrando que el incremento en la mala distribución del flujo en el PHE incrementaba su caída de presión.

Un problema fundamental en ambos tipos de intercambiadores es el ensuciamiento presentado al interior. Se han expuesto varios trabajos que analizan el efecto de este fenómeno en el rendimiento de los intercambiadores; por parte de los STHE, se ha estudiado el ensuciamiento en la industria de los lácteos [32][33]. Para la industria petrolera destacan los trabajos de Takemoto et al. [34] y el de Deshannavar et al. [35]. Polley y colegas por su parte realizaron un estudio sobre el diseño de STHE teniendo como criterio el factor de ensuciamiento [36], De otro lado, el efecto del ensuciamiento también ha sido estudiado en los PHE por Lalande et al. [37] y Maccietto y Georgiadis [32] entre otros. La Tabla 1-1 muestra una comparación entre los STHE y los PHE en cuanto al ensuciamiento respecto a algunos materiales.

Tabla 1-1. Comparación del análisis de depósito de PHE y STHE [9].

Análisis de ensuciamiento almacenado (porcentaje)		
	PHE	STHE
Perdida por ignición	17	24
Fosforo	12	9
Aluminio	6	7
Silicio	16	33
Calcio	15	7
Cromo	15	9
Acero	5	4
Zinc	13	8

Los coeficientes de transferencia de calor vistos desde una posición comparativa demuestran ser mayores en los intercambiadores de placas para caídas de presión similares, debido a que los STHE básicamente tienen un diseño pobre desde un punto de vista “térmico” [9]. Acá se afirma que hay una considerable caída de presión sin una ganancia considerable en su transferencia de calor, también se menciona que se generan áreas de baja transferencia dado que en algunos lugares no son alcanzados por el líquido (incluso en Intercambiadores bien diseñados). Para la mayoría de aplicaciones los fluidos tienen que pasar menos veces a través de las placas del PHE que a través de los coraza y tubo del STHE, esto se ve reflejado en una menor caída de presión como se muestra en la Tabla 1-2.

Tabla 1-2. Comparativa STHE vs PHE [9]

	STHE	PHE
Tamaño	3 carcasas en serie: 20' tubos, 1 paso por carcasa, 4 pasos de tubo, 2238 tubos, 12,100 ft ² área	(PHE) con 313 placas dispuestas para 3 pases de proceso y 3 pases de servicio, 3630 ft ² área
Coefficiente global	$270 \frac{Btu}{hr \cdot Ft^2 \cdot ^\circ F}$	$700 \frac{Btu}{hr \cdot Ft^2 \cdot ^\circ F}$
Diferencia de Temperatura Media	7.72°F	9.0°F
Caída de presión	10 PSI / 19 PSI	10.8 PSI / 8.8 PSI

El principio básico y operación de los intercambiadores de calor de placas ha cambiado muy poco desde su aparición [8], Su progreso significativo en diseño y construcción ha permitido alcanzar un rendimiento más alto, mayores temperaturas de salida y presiones

de trabajo más grandes, aparte de otros factores. Estos cambios han expandido la aplicación de los PHEs a un amplio rango de necesidades industriales de intercambio de calor. Es a partir de los años 1970s con la crisis energética donde más se desarrollan los PHEs, ya que fue una época en la que varios nuevos diseños de figuras en relieve sobre las placas y sus técnicas de fabricación fueron desarrolladas [6].

Por otra parte la literatura presenta muchos desarrollos al respecto de los intercambiadores de placas, tanto de diseño, como de construcción, tales como los intercambiadores en arreglo simple y multi-paso [38], y dependiendo de sus patrones se hace el diseño más óptimo. Los arreglos básicos de flujo, son utilizados para la industria de alimentos y bebidas, y en algunos casos para la industria química y petroquímica, poco se ha reportado para la industria petrolera. En el diseño de los PHE hay dos aspectos importantes:

- El diseño mecánico y la caracterización termo hidráulica de las placas.
- El dimensionamiento del equipo para satisfacer una carga térmica bajo las limitaciones de caída de presión.

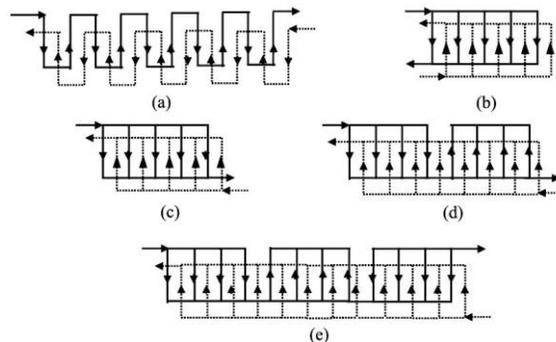


Figura 1. Patrones de fluido.

(a) Arreglo en serie, (b) Arreglo en circuito, U, (c) Arreglo en circuito, Z, (d) Arreglo complejo 2 pasos-1 paso, (e) Arreglo complejo 3 pasos-1 paso [38].

El desempeño térmico ha sido estudiado haciendo uso de placas con geometría de ángulo tipo chevron y calculando su caída de presión, lo cual ha sido obtenido de manera experimental [39]. Los trabajos más relevantes reportados sobre el dimensionamiento de los PHE son los de Kandlikar y Shah [40], Picón, López y Miranda [38] y Martin [41]. Al igual que en los STHE, algunos de estos métodos se caracterizan por la aplicación de factores de corrección o el uso de tablas para facilitar la selección de la caída de presión y la geometría adecuada de las placas. En los PHE gran parte del trabajo realizado por los investigadores se ha centrado en el análisis del desempeño o *rating*, y los métodos usados son El método de efectividad-NTU (Número de unidades de transferencia de calor) y los

métodos diferenciales de análisis, donde cada uno de los canales que conforman un intercambiador de placas es analizado de manera independiente para dar la temperatura final de la corriente una vez que se realiza la mezcla del fluido a la salida del intercambiador ([13], [40], [42]). En 2010 Yu. B. Danilov [43] examinó la posibilidad de incrementar la eficiencia térmica de los PHE, mediante el diseño de una superficie corrugada con diferentes ángulos de relieve.

Se ha demostrado que en un PHE no es posible lograr satisfacer la caída de presión de ambas corrientes simultáneamente para una carga térmica específica ya que se tienen tres grados de libertad en el diseño [8], estos son: Diseño de la superficie, Numero y Tamaño del plato. Una vez especificado el diseño y el tamaño, solo se puede determinar el número de platos o de canales que maximizaran la caída de presión de una corriente, mientras que la otra corriente exhibirá una caída de presión que es función de las dimensiones resultantes [8]. El handbook de diseño de intercambiadores de calor cuenta con diferentes tipos de geometría de placas corrugadas, este handbook es de gran importancia ya que en su capítulo 4 [45] se describe todos los conceptos técnicos, geometrías y las correlaciones necesarias para la selección del diseño final de la placa a utilizar en la simulación con volúmenes finitos. Todos estos trabajos constituirán el punto de partida para el diseño y simulación de un intercambiador de placas para crudos pesados en emulsión con agua, ya que en [6] se afirma que un fluido con características similares al crudo, puede ser tratado con PHE. Esta simulación podrá ser una herramienta novedosa para la industria petrolera a la hora de elegir un sistema de calentamiento y tratamiento para crudos pesados en emulsión con agua. Se cuenta con el desarrollo y modelamiento matemático de diferentes tipos de geometría de placas corrugadas para el diseño ([13], [45] y [46]).

Haslesgo y polley [47] introducen en su artículo unas cartas que facilitan el dimensionamiento preliminar del intercambiador de placas cuyas corrientes son agua caliente y aceites lubricantes a 60 ° F con viscosidades para agua de 0 – 100 cP y para aceites lubricantes de 1 a 500 cP a 60 ° F y diferentes rangos de NTU ($0.25 < NTU < 5.0$). Los crudos pesados tienen viscosidades entre 1000 y 25000 cP a 60 ° F [48]. Por su parte Arsenyeva et al. [46], Desarrollaron un diseño óptimo para un intercambiador de placas con varios pasos considerando un mezcla de diferentes placas con diferentes patrones de corrugación en cada paso, con esto establecen un sistema de ecuaciones y forman una matriz que solucionan haciendo uso de un software para obtener así a partir del modelo (Coeficiente de transferencia y factor de fricción) un diseño de un intercambiador de placas. En este mismo orden de ideas, Pinto and Gut [49], definen la configuración de un intercambiador de placas seis parámetros: El número de pasos en cada lado, el número de canales, la distribución del fluido, posiciones de entrada y salida de los fluidos al intercambiador, tipo de fluido y flujo en los canales para desarrollar un método que permita la mejor configuración del intercambiador de placas con empaque

Otros investigadores han estudiado la altura del canal en los PHE, para mejorar las características de la transferencia en los canales corrugados [50], realizando experimentos

con aire como fluido de trabajo para determinar el coeficiente de transferencia de calor con convección y fricción. En ese estudio las medidas fueron obtenidas para altura de canales de 5 a 10 mm, con números de Reynolds de un rango de $400 \leq Re \leq 1200$. Se observó que con el incremento de la altura del canal se da un sustancial incremento en el completo desarrollo de los números de Nusselt y el factor de fricción. Así mismo, Muley and Manglik [39] estudiaron experimentalmente la transferencia de calor para una serie de datos de caída de presión isotérmica, para un flujo simple de agua en arreglos de ángulo chevron de 30 a 60° para PHEs en arreglo tipo U y contraflujo, con paso simple y número de Reynolds en Rango de 600 a 104 y con ello los datos de número de Nusselt y factor de fricción fueron hallados. Se encontró que la constante de potencia de bombeo dependía del número de Reynolds, del ángulo chevron y del área efectiva proyectada de la corrugación de las placas, y que la transferencia de calor se incrementaba hasta en 2 – 8 veces con respecto a uno de placas lisas [39]. La información disponible en la literatura acerca de intercambiadores PHE es escasa en lo que se refiere a la industria petroquímica, y hasta el momento los únicos informes relacionados a la industria petrolera hacen parte del conocimiento desarrollado por los principales fabricantes de intercambiadores de calor. Esta situación es evidenciada por la escasez de artículos publicados al respecto en las principales bases de datos consultadas (IEEE, ScienceDirect, Springer).

1.3. Petróleos

Etimológicamente el significado de petróleo está dado por “aceite de piedra” o “aceite mineral” ya que se compuesto de las palabras latinas *petra* y *óleum*, más el petróleo como sustancia está compuesto principalmente por carbono e hidrogeno, lo que lo ubica como una mezcla de hidrocarburos [51] y no como un mineral como lo describe el origen de su nombre. En esta mezcla coexisten tres fases: solida, liquida y gaseosa; y se ubica en depósitos de roca sedimentada.

Los hidrocarburos están formados por carbono, hidrógeno, oxígeno, nitrógenos y azufre. Generalmente la composición del petróleo es Carbono (85%), Hidrógeno (12%) y Oxígeno-Nitrógeno-Azufre (3%) y algunos elementos metálicos. La composición del petróleo depende de su lugar de origen, entre unos y otros se hallan diferencias en cuanto a las proporciones de las diferentes fracciones de hidrocarburos y la variación de azufre, nitrógeno y metales [52].

Son muchos los compuestos químicos que constituyen el crudo, y entre otras propiedades, estos se diferencian por su volatilidad (dependiendo de su temperatura de ebullición). Al calentarse el petróleo se evaporan los compuestos de estructura química sencilla y bajo peso molecular, de manera que a medida que aumenta la temperatura, los componentes pesados van incorporándose al vapor [53]

1.3.1. Clasificación de petróleos

Mundialmente el petróleo es clasificado de acuerdo a su gravedad API, Parámetro internacional del Instituto americano del petróleo (En inglés *American Petroleum Institute*, API), que diferencia las calidades del crudo. El *American Petroleum Institute* es la principal asociación comercial de los EEUU, esta institución representa cerca de 400 corporaciones implicadas integralmente en el procesamiento del petróleo desde la producción hasta la distribución. También es llamada a veces AOI, siglas de *American Oil Industry*. Los grados API están definidos como:

Ecuación 1 Definición de grados API

$$^{\circ}API = \frac{141.5}{Sg} - 131.5$$

Donde Sg Representa la gravedad específica a $60^{\circ}F$ [54]. Con base en la Ecuación 1 se dice que un crudo extra-pesado se ubica en $10^{\circ}API$ mientras que un crudo pesado esta entre $10^{\circ}API$ y $26^{\circ}API$ por su parte un crudo mediano comprende el rango de $26^{\circ}API$ a $35^{\circ}API$, un crudo ligero se tiene una gravedad mayor a $35^{\circ}API$ [55]. Sin embargo es necesario tener en cuenta los contaminantes para definirlo adecuadamente como crudo medio o pesado.

El costo de un barril de crudo depende de los grados API y del contenido de contaminantes; un crudo ligero con $35^{\circ}API$ es más costoso que otro tipo de crudos, esto debido a que presentan un alto contenido de ligeros (como gasolina) y baja cantidad de contaminantes. Un petróleo con estas características es relativamente más fácil de procesar, mientras por otra parte un crudo pesado tiene un valor comercial menor debido al bajo contenido de ligeros y alto contenido de contaminantes como sales metálicas y azufre, de estos crudos se obtiene un alto volumen de combustóleos que comercialmente tienen un valor inferior a las gasolinas.

1.4. Emulsiones

Cerca de 80% de los crudos explotados en el mundo se hallan emulsionados [56]. La formación de la emulsión se puede dar durante la recuperación, el tratamiento y transporte, o la refinación de petróleo. Las emulsiones son el resultado del contacto petróleo-agua dado de forma natural o artificial (por inyección) [56][57]. Una emulsión es la mezcla de dos líquidos que, en condiciones normales no se mezclarían, esta está compuesta por una fase continua y una fase dispersa. La emulsión más común es probablemente el petróleo con agua (W/O) por sus siglas en ingles.

1.4.1. Definición de una emulsión

Estrictamente hablando, una emulsión es un líquido heterogéneo que se compone de dos fases que no pueden fusionarse, de tal forma que una se encuentre dispersa en la otra. La estabilidad de la emulsión es controlada por los tipos y cantidades de “agentes de superficie” y/o sólidos divididos finamente, los cuales comúnmente actúan como agentes emulsificantes o emulsificadores. Estos agentes emulsifican las “gotas” de la fase dispersa y crean una capa que ralentiza o evita la fusión entre las gotas de esta fase. En la mayoría de las emulsiones crudo-agua, el agua es finamente dispersa en el crudo, la cual es vista como una emulsión normal. El crudo puede también ser disperso en el agua para formar una emulsión crudo-en-agua, la cual es conocida con emulsión “inversa”. Las emulsiones algunas veces están interrelacionadas en formas más complejas. La emulsión podría comenzar siendo agua-en-crudo o crudo-en-agua, pero luego tornarse multietapa con una agitación adicional. Si la emulsión originalmente es agua en crudo, está envuelta en una capa de agua. Una emulsión multietapa aumenta notablemente el problema de la separación de crudo y agua. Mientras más fuerte sea la agitación, mas multietapa será la emulsión [58].

1.4.2. Prevención de la emulsificación

Para evitar la emulsificación se hace necesario evitar el contacto del agua con el crudo mientras este es procesado y previniendo toda agitación de los fluidos en este proceso. De esta forma entonces, se puede decir que es imposible que suceda, o por lo menos, se encuentra cerca de serlo. La producción de emulsiones debe ser esperada en cualquier caso, algunas veces entonces, prácticas descuidadas de operación incrementan la emulsificación del crudo. En todo caso, se deben supervisar las condiciones de operación para evitar la formación de emulsiones difíciles de separar en un futuro [58].

1.4.3. Estabilidad de emulsiones

Generalmente, los crudos pesados (baja gravedad API) forman emulsiones más estables que los crudos livianos (alta gravedad API). Los asfáltenos tienden a emulsificarse mas rápido que los Parafínicos. De igual forma los crudos de alta viscosidad son más estables

que los de baja viscosidad. Las emulsiones de crudo de alta viscosidad son mucho más estables y difíciles de tratar ya que la viscosidad del crudo limita el movimiento de la fase dispersa de agua y esto demora su fusión [58].

1.5. Modelos computacionales

El método de optimización propuesto en este trabajo se apoya fuertemente en modelos matemáticos computacionales bastante popularizados ya en el estudio de intercambiadores de calor en general. Cuando el número de Reynolds no es muy alto, las ecuaciones de movimiento para fluidos viscosos tienen un buen comportamiento. Por otra parte cuando el número de Reynolds es alto, la inercia del fluido supera los esfuerzos viscosos, entonces el movimiento laminar se torna inestable. Cuando esto ocurre, se dice que el movimiento es turbulento. Con el crecimiento de la capacidad computacional, los modelos de turbulencia basados en la ecuación de turbulencia de energía cinética se han convertido en parte fundamental de la investigación moderna en modelado de turbulencia. Para el desarrollo de este trabajo se usó un *modelo de dos ecuaciones*. El trabajo publicado por F. R. Menter [59] profundiza más respecto estos modelos. Este modelo incluye la aproximación de Boussinesq [60].

1.5.1. Modelo de turbulencia SST

Existe un problema de precisión al predecir la separación del flujo, es notorio que el modelo $k-\epsilon$ estándar predice la separación muy tarde y la distancia de separación no es predicha correctamente. Por esta razón, la región cercana a la pared termina siendo muy importante en estas situaciones. El modelo $k-\omega$ SST (Menter [59]) es un modelo de dos ecuaciones, es conocido porque usa los dos modelos presentados anteriormente $k-\omega$ de Wilcox [61] y $k-\epsilon$ propuesto por Jones y Launder [62]. En un modelo convencional $k-\omega$ la disipación de energía específica es modelada a través de la energía cinética turbulenta.

La ecuación modelada para k es la presentada en la a continuación.

Ecuación 2 Ecuacion para k , modelo SST

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(T_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k$$

Mientras que la ecuación modelada para ω es:

Ecuación 3 Ecuacion para ω , Modelo SST

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\omega u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(T_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega$$

En estas ecuaciones el término G_k representa la producción de energía cinética de turbulencia, definido de la misma forma que el modelo $k-\omega$ estándar. G_ω Representa la generación de ω . T_k y T_ω representan la difusión efectiva de k y ω respectivamente. Y_k y Y_ω representan la disipación de k y ω . D_ω Es el término de difusión cruzada. Finalmente S_k y S_ω son Términos de entrada definidos por el usuario (más información en *Ansys: Theory Guide* [63]).

La ecuación de energía térmica del modelo está dada por:

Ecuación 4 :

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} h) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \mathbf{U} \cdot \nabla p + \tau : \nabla \mathbf{U} + \mathbf{S}_E$$

Los términos de esta ecuación para la parte derecha de la ecuación representan la variación de energía interna y energía cinética, la parte izquierda representa la variación de la energía total relacionada con los cambios en energía por conducción, el término \mathbf{S}_E representa el calor de reacciones químicas y otras fuentes de calor volumétricas que puedan ser definidas.

1.6. Superficies de respuesta

La metodología de superficies de respuesta encierra un conjunto de técnicas estadísticas y matemáticas implementadas al análisis y modelado de problemas en los que una variable de interés es influenciada por otras. Mediante la determinación de las condiciones óptimas del sistema se alcanza un mejor resultado en la variable de interés. En general la relación entre las entradas y la salida es desconocida pero puede ser aproximada mediante un modelo polinómico de la forma:

Ecuación 5 Relación entre entradas y salidas.

$$\mathbf{y} = \mathbf{f}'(\mathbf{x})\boldsymbol{\beta} + \boldsymbol{\epsilon}$$

Donde $x = (x_1, x_2, \dots, x_k)$. $f(x)$ es un vector función con p elementos que consiste en potencias y productos cruz de potencias de x_1, x_2, \dots, x_k hasta un grado $d (>1)$, β es un vector de p coeficientes y ϵ es un error experimental aleatorio asumido para tener una media de cero. [64]

Para comprender correctamente el método planteado en este capítulo, se presenta a continuación la terminología que será usada:

- Factores: Son aquellas condiciones o parámetros del proceso que influyen la variable analizada, se pueden presentar de forma cuantitativa o cualitativa.
- Respuesta: Es la variable de salida, la cual debe ser medible y cuantitativa. Su valor se ve afectado por los factores y es además lo que se pretende optimizar.
- Función de respuesta: Cuando se plantea que el valor de respuesta Y depende de los parámetros de entrada x_1, x_2, \dots, x_k se deduce que hay una función matemática que relaciona esta salida partiendo de los parámetros $Y = f(x_1, x_2, \dots, x_k)$.
- Función de respuesta predicha: Es posible representar la función de respuesta con una ecuación polinomio. El objetivo en este método es ajustar la respuesta a un polinomio de primer o segundo grado. Suponiendo que la función de respuesta para los niveles de dos factores puede ser expresada usando un polinomio de primer grado :

Ecuación 6 Respuesta con Polinomio de primer grado

$$Y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2$$

Donde $\beta_0, \beta_1, \beta_2$ son coeficientes de regresión a estimar, x_1, x_2 representan niveles de $\epsilon_1, \epsilon_2 \dots \epsilon_k$ respectivamente. Si se supone que se obtienen $N > 3$ valores de respuesta (Y), con los estimadores b_0, b_1, b_2 se obtienen $\beta_0, \beta_1, \beta_2$ respectivamente. Al reemplazar los coeficientes de regresión por sus estimadores se obtiene:

Ecuación 7 Respuesta con coeficientes estimados

$$\hat{Y} = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2$$

Donde \hat{Y} es el valor predicho de Y dado por x_1, x_2 .

- Superficie de respuesta: la superficie está representada por la relación $Y = f(x_1, x_2, \dots, x_k)$. Entre Y y los niveles de los k factores $\epsilon_1, \epsilon_2 \dots \epsilon_k$. La superficie de respuesta es en $+1$ dimensiones. Así entonces, teniendo $= f(x_1)$ la superficie

correspondiente está en dos dimensiones como se muestra en la Figura 2a. Y para $= f(x_1, x_2)$. Se tiene una superficie en tres dimensiones. Ver Figura 2b.

- Grafica de contornos: Es la gráfica de un plano de altura específico de $f(x_1, x_2)$ de forma que se evidencian los niveles de los factores, esto se muestra en la Figura 2c
- Región experimental: Es la región de valores para los niveles de valores. Esto se hace empleando los niveles de operación actuales para cada factor.

Polinomio experimental: es el modelo que relaciona la salida Y con las variables independientes. De este modelo se toman las bases para el nuevo experimento para generar un nuevo modelo. [65]

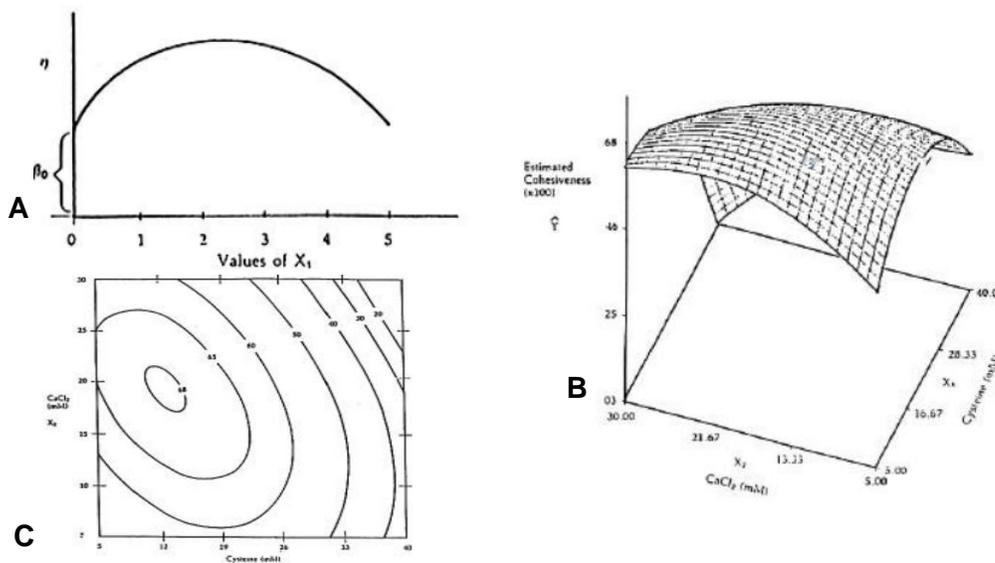


Figura 2. Superficies de respuesta A) Superficie 2D. B) Superficie 3D. C) Grafica de contornos. [65]

1.6.1. Superficies polinómicas

La función f que determina la relación entre los factores y la variable de respuesta, es generalmente desconocida, por lo cual el primer objetivo de la metodología es establecer una aproximación de la función f . esto se logra con un modelo de ecuación, generalmente polinómico, en los k factores x_1, x_2, \dots, x_k y se selecciona un grupo de tratamientos a los cuales realizar observaciones experimentales, que se usara para estimar los coeficientes en el modelo propuesto como para obtener una estimación del cambio en el error experimental. Luego se analizan las estimaciones de los parámetros y el ajuste del modelo. Si después de esto se considera adecuado puede usarse como función de aproximación. Con esta función se trabaja para la optimización pues es la representación

de la función real. Los modelos usados comúnmente son polinómicos de primer y segundo orden:

Ecuación 8 Primer orden

$$Y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \varepsilon$$

Ecuación 9 Segundo orden

$$Y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} x_i^2 + \sum_{\substack{i,j \\ i < j}} \beta_{ij} x_i x_j + \varepsilon$$

1.6.2. Variables codificadas

Es una práctica común hacer uso de variables codificadas en la metodología de superficies de respuesta, esto facilita considerablemente los cálculos que deben realizarse para obtener el modelo de aproximación e incrementa el ajuste en la estimación de coeficientes.

Para codificar los valores Melcon y Barcia (2004)[66], proponen la siguiente ecuación :

Ecuación 10 Ecuación para codificar valores.

$$X_i = \frac{X_i - \left(\frac{X_{iNInf} + X_{iNSup}}{2} \right)}{X_{iNSup} - X_{iNInf}} = \frac{X_i - (\tilde{X}_i)}{X_{iNSup} - X_{iNInf}} \quad i = 1, 2, \dots, k$$

Donde X_{iNInf} representa el nivel más bajo del factor i y X_{iNSup} representa el nivel mas alto de factor i y \tilde{X}_i (Ecuación 10) es el promedio entre los valores más bajo y más alto del nivel i .

1.6.3. Diseño box-behnken (BBD)

El diseño Box – Behnken (BBD) [67] es un diseño de segundo orden, rotativo o casi rotativo, está basado en diseños factoriales de tres niveles o tres factores, los cuales se pueden representar de dos formas graficas:

- Cubo que consiste en un punto central y puntos medios en los bordes
- Tres planos entrelazando 2^2 diseños factoriales y un punto medio

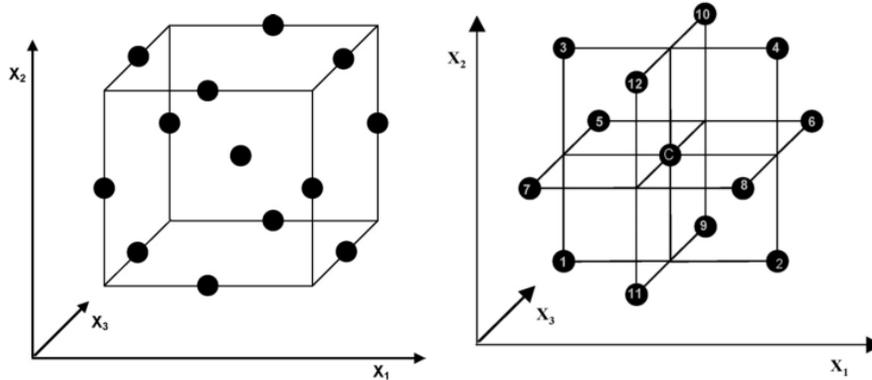


Figura 3. Representación gráfica del diseño box-behnken. [68]

Tabla 1-3 Niveles de Factores codificados para un diseño Box- Behnken de un sistema de tres variables

Experimento	x_1	x_2	x_3
1	-1	-1	0
2	1	-1	0
3	-1	1	0
4	1	1	0
5	-1	0	-1
6	1	0	-1
7	-1	0	1
8	1	0	1
9	0	-1	-1
10	0	1	-1
11	0	-1	1
12	0	1	1
C	0	0	0
C	0	0	0
C	0	0	0

El número de experimentos (N) requerido para desarrollar un BBD está definido por:

Ecuación 11 Expresión de número de experimentos

$$N = 2k(k - 1) + Co$$

Donde K es el número de factores y Co es el número de puntos centrales. Una comparación entre el BBD y otros diseños de superficies de respuestas (composición central, Matriz de Doehlert y del diseño factorial completo de tres niveles) ha demostrado que el BBD y la matriz de Doehlert, son ligeramente más eficientes que el diseño de composición central, pero mucho más eficiente que el diseño factorial completo de tres niveles, donde la eficiencia del diseño de un experimento está definida como el número de coeficientes en el modelo estimado, dividido por el número de experimentos.

La Tabla 1-4 establece una comparación medible de la eficiencia del BBD y otros diseños de superficie de respuesta para el modelo cuadrático, esta tabla demuestra también que los diseños factoriales completos de tres niveles son costosos cuando el número de factores es mayor que 2.

Tabla 1-4 Comparacion Diseño central compuesto (CCD) Diseño Box-behnken (BBD) y Diseño Doehlert (DM)

Factores (k)	Numero de coeficientes (p)	Numero de experimentos (f)			Eficiencia (p/f)		
		CCD	DM	BBD	CCD	DM	BBD
2	6	9	7	-	0.67	0.86	-
3	10	15	13	13	0.67	0.77	0.77
4	15	25	21	25	0.60	0.71	0.60
5	21	43	31	41	0.49	0.68	0.61
6	28	77	43	61	0.36	0.65	0.46
7	36	143	57	85	0.25	0.63	0.42
8	45	273	73	113	0.16	0.62	0.40

Otra ventaja del BBD es que contiene combinaciones por lo que sus factores están simultáneamente en sus mayores o menores niveles, por lo que estos diseños son útiles para evitar experimentos realizados en condiciones extremas en los cuales resultados no

satisfactorios pueden ocurrir. Por el contrario son indicados para situaciones en las que nos gustaría saber las respuestas en los extremos, es decir en los vértices del cubo.

En conclusión el BBD es una buena metodología de diseño de superficie de respuestas que permite:

- La estimación de los parámetros del modelo cuadrático.
- Construcción de un diseño secuencial.
- Detección de la inconveniencia o conveniencia del modelo.
- Uso por bloques.

2. Metodología

La metodología de análisis de dinámica de fluidos computacional generalmente está dividida en tres tópicos fundamentales: El primero es la construcción de la geometría a estudiar. Esta por cuestiones de costo computacional, se simplifica siempre y cuando sea posible. En segundo lugar se encuentra la conversión del modelo geométrico continuo (total) a un modelo discreto (seccionado), a esto se le nombra generalmente mallado y consiste en dividir la geometría total en figuras primitivas más fáciles de analizar, en la literatura se puede encontrar una amplia cantidad de publicaciones que tratan en profundidad este aspecto. Finalmente esta la definición del modelo para unas condiciones de frontera específicas, donde se eligen los modelos de turbulencia, los dominios que se estudiarán, las propiedades de los materiales usados, entre otras. Un desarrollo cuidadoso y óptimo de cada una de estas etapas es fundamental para encontrar una solución mediante los algoritmos disponibles comercial y académicamente. De esta forma entonces, se termina construyendo todo el modelo en función de los algoritmos de resolución de estas ecuaciones, siempre buscando el modelo más simple y descriptivo posible. La cantidad de simulaciones realizadas está dada por el diseño de experimentos propuesto por George Box y Donald Behnken [67], para los tres factores geométricos que serán mostrados más adelante, se requiere un total de 13 corridas. Las combinaciones se presentan en el siguiente tópico.

2.1. Geometría

Los factores geométricos en los intercambiadores de calor de placas son fundamentales para obtener un buen rendimiento, algunos autores enfocan sus trabajos a determinar qué características específicamente tienen un impacto relevante sobre las variables que rodean el fenómeno termodinámico [69]. Dentro de los parámetros más importantes a la hora de analizar una placa de un PHE se encuentra el ángulo chevron, generalmente denotado con β (Figura 4, el cual afecta la estructura básica del flujo, esto proporciona cambios en la caída de presión y transferencia de calor. Por otra parte la altura de la corrugación y la distancia entre estas también es un aspecto de suma importancia, ya que definen la relación de aspecto (γ) de la corrugación. L. Wang [6], la define de la siguiente forma $\gamma = 4b/\lambda$. Mientras que el factor de área está dado por la Ecuación 12. El diseño de esta geometría en un modelo CAD se realiza modelando una ecuación sinusoidal que

defina el perfil mostrado en la Figura 4 Esta dada por la Ecuación 13, donde λ es la mitad de la separación entre canales y b es la altura del canal.

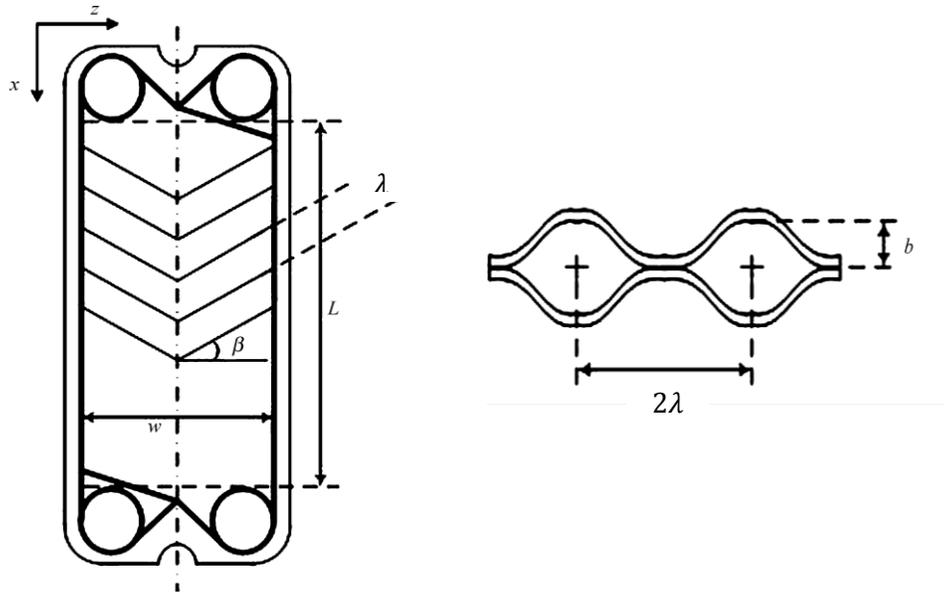


Figura 4. Geometría PHE [70]

Ecuación 12 Factor de área

$$\varphi = \frac{1}{6} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{\pi}{2 \cos(\beta)} \right)^2 r^2 \right]^{1/2} + 4 \left[1 + \left(\frac{\pi}{2\sqrt{2} \cos(\beta)} \right)^2 \gamma^2 \right]^{1/2} \right\}$$

Ecuación 13 Modelo de corrugación aproximado

$$y(x) = \frac{b}{2} \text{Sen} \left(\frac{2\pi}{\lambda} \left(x - \frac{\lambda}{4} \right) \right) + \frac{b}{2}$$

El modelado paramétrico de este perfil es fundamental a lo largo de este trabajo para tener control sobre las variables geométricas a optimizar, las cuales son las anteriormente mostradas β , λ y b . El perfil es generado en Matlab® para facilidad de construcción y luego importado al módulo *Design Modeler* del software comercial Ansys®. En la Figura 5a se muestra la forma en que la Ecuación 13 se ve reflejada en el entorno de dibujo. Es necesario resaltar que el ángulo chevron en este punto no ha sido definido, este se da mediante el trazo de una línea normal al plano de trabajo con una inclinación que terminara representando el ángulo β . Con un barrido a través de la línea trazada (Figura 5b) se logra la construcción primitiva de la placa del PHE. En este punto se destaca que con el método

mostrado la geometría termina siendo un solo cuerpo, sin bordes en cada una de las corrugaciones como sucede en las publicaciones consultadas con relación a la geometría de las placas [71], [72], [73]. Esto tiene un fuerte impacto en el proceso de mallado ya que reduce irregularidades en la geometría. En la Figura 4c se muestra la superficie generada con la metodología propuesta.

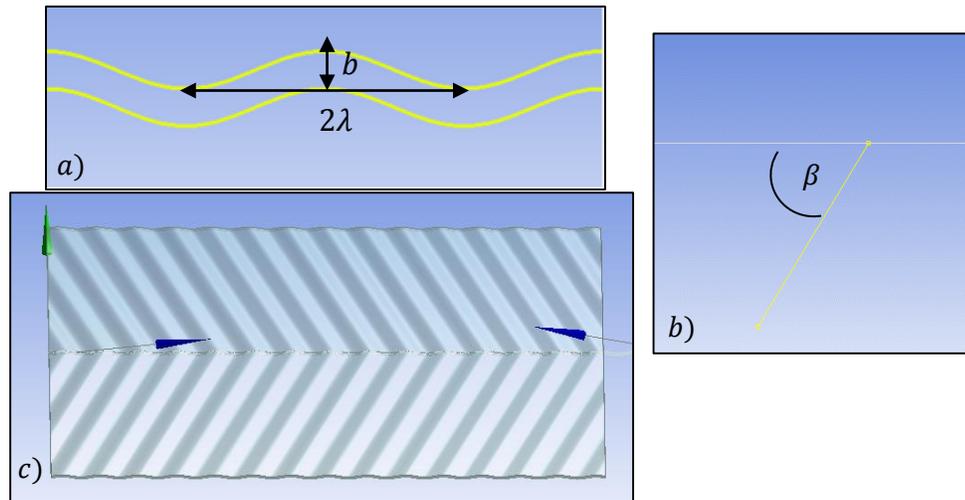


Figura 5. Construcción Modelo CAD. a) Perfil xy b) Perfil zx c) Perfil zx con geometría construida.

Se puede destacar que las curvas mostradas en la Figura 5a no necesariamente deben coincidir en fase, para el presente estudio se tomarán en esta posición ya que es común encontrar esta configuración en aplicaciones industriales. Esta variable geométrica toma valores entre 0 y 2π . Algunos autores postulan sus análisis con este ángulo desfase en π inclusive. En este trabajo se estudiarán los valores de β de 30° , 50° y 70° , para b de 0.4mm, 0.8mm y 1.2mm y para λ de 3.2mm, 6.4mm y 9.6mm, con lo cual se obtienen 7 relaciones de aspecto (Figura 6) diferentes de acuerdo a la ecuación propuesta por L. Wang [6].

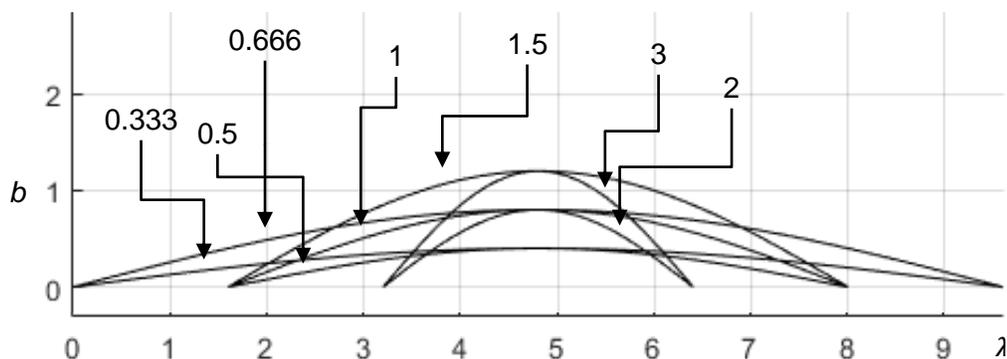


Figura 6 Relaciones de aspecto obtenidas.

En total se obtienen 13 combinaciones de factores geométricos de acuerdo al diseño de experimentos, en la tabla se relacionan las combinaciones geométricas y su relación de aspecto correspondiente.

Tabla 2-1 Combinaciones geométricas.

Placa	β (°)	b (mm)	λ (mm)	γ
1	30	0.4	6.4	0.500
2	70	0.4	6.4	0.500
3	30	1.2	6.4	1.500
4	70	1.2	6.4	1.500
5	30	0.8	3.2	2.000
6	70	0.8	3.2	2.000
7	30	0.8	9.6	0.667
8	70	0.8	9.6	0.667
9	50	0.4	3.2	1.000
10	50	1.2	3.2	3.000
11	50	0.4	9.6	0.333
12	50	1.2	9.6	1.000
13	50	0.8	6.4	1.000

2.2. Mallado

Dada la naturaleza del modelo del Modelo de turbulencia SST (sección 1.5.1) se hace necesario refinar la malla en las paredes. Dada la relación de aspecto de la geometría en general (elemento alto, ancho pero delgado), lo ideal es refinar la malla en su totalidad hasta alcanzar unas métricas adecuadas. La más grande limitante son el número de elementos, ya que, a mayor cantidad, más pesado será el modelo. Los elementos constitutivos de la malla son tetraedros; algunos autores usan combinaciones en elementos para garantizar una independencia del modelo respecto a la malla, es decir, que los resultados no se vean sesgados por un mallado pobre. El software usado para el mallado es el módulo *meshing* de Ansys®. Dada la construcción de la geometría, y tal como se dijo en la sección de Geometría (2.1), la ausencia de bordes e irregularidades innecesarias terminan impactando directamente en en las etapas de mallado y solución. La complejidad en la discretización de este volumen se da cuando la relación entre la longitud total de la placa es muy superior al grosor de la misma; el efecto de λ es mayor a medida que las ondulaciones son más frecuentes, es decir a medida que su valor disminuye. En la Tabla 2-2 se presentan las métricas de cada mallado. La totalidad de las mallas fueron construidas con elementos tetraédricos.

Tabla 2-2 Métricas de mallado

Placa	Elementos malla	Oblicuidad (max-prom)		γ (elementos)
1	4,736,432	0.6665	0.2508	1.9156
2	4,688,326	0.6529	0.2525	1.9181
3	1,875,448	0.6345	0.2158	1.8496
4	1,364,568	0.6232	0.1772	1.7705
5	8,536,540	0.6482	0.1886	1.7945
6	8,624,263	0.5990	0.1417	1.6995
7	1,410,680	0.6578	0.2002	1.8199
8	2,172,476	0.6247	0.2926	1.9716
9	4,823,872	0.6665	0.2438	1.8975
10	17,393,382	0.8497	0.2341	1.8578
11	4,653,261	0.7022	0.2573	1.9352
12	1,310,539	0.6175	0.2175	1.8550
13	1,392,781	0.5911	0.1979	1.8120

En términos generales las métricas de calidad describen una malla con características óptimas para ser simulada. Según el espectro de métricas presentados en el trabajo de J. G. Marín et al (2016) [74], Los valores de oblicuidad máximos obtenidos en estas mallas pueden calificarse como mínimo, de “Buenos” (con excepción en la malla 10, que es “Aceptable”). Mientras que los valores promedio de oblicuidad estarían dentro de una calificación mínima de “Muy buenos”. Pero en mayor parte son menores a 0.25 por lo cual tienen una calificación de “Excelentes”. Adicionalmente fue hecho un estudio de malla. Este se construyó con 20 mallas diferentes. Partiendo desde E (cantidad del elementos) $\approx 1 \cdot 10^5$ haciendo la malla más densa hasta llegar a $E \approx 2 \cdot 10^6$. La evaluación fue hecha para la temperatura de salida como variable principal en este trabajo. En la Figura 7 se muestra la variación de temperatura respecto a la cantidad de elementos presentes en la malla. Esta es inestable en valores menores a elementos. Mallas que se encuentren en esta región no tienen garantía de independencia. Mientras que por encima de esta el comportamiento se torna estable. La diferencia de temperatura en las últimas mallas estuvo alrededor de 0.01%. Mientras que en la región de $1 \cdot 10^6$ elementos (comienzo de estabilidad, la diferencia entre valores alcanzo un 0.16%. Valor que a pesar de ser mayor a la zona estable ($E > 1 \cdot 10^6$), sigue siendo óptimo. No obstante la mayor parte de las mallas se ubican en una región muy por encima de este valor. Ya algunos autores han presentado evaluaciones de malla similares (Temperatura como valor de salida [75]), (Diferencia relativa entre valores de salida [76]).

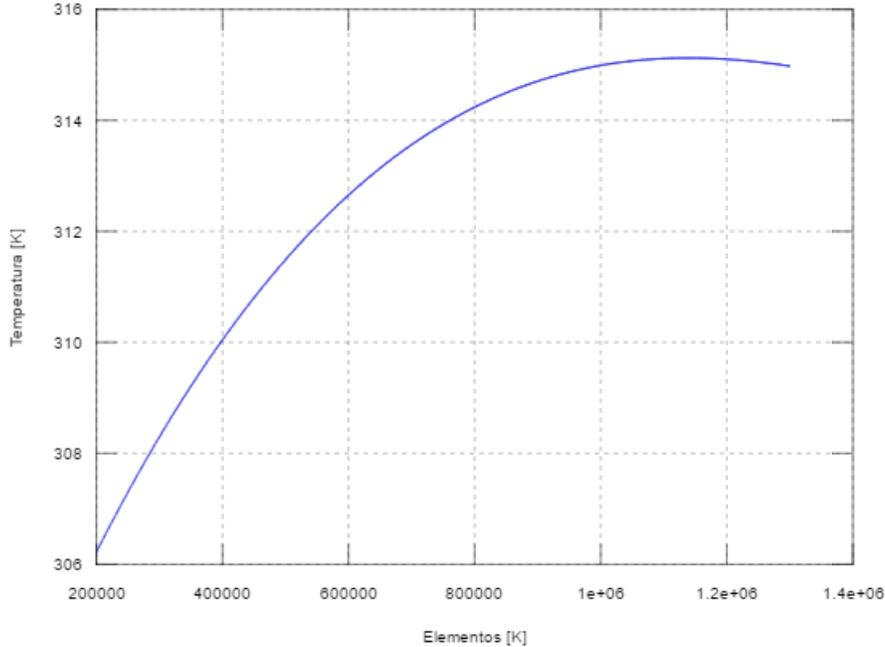


Figura 7. Análisis de malla.

2.3. Condiciones de frontera

Dado que el eje central de este trabajo está en la optimización enfocada a crudos pesados, es sumamente importante modelar el fluido usando la mayor cantidad de datos posibles. Con este fin se utilizaron los datos incluidos en los anexos A y B, ambos provenientes del pozo de extracción Cubarro ubicado en el departamento de Casanare, propiedad de la empresa Cepsa®. En términos generales, el crudo fue tratado como una sustancia pura (dentro del paquete CFD) con los datos de los anexos anteriormente mencionados y con cálculos realizados a partir de estos (ver Tabla 2-3).

Tabla 2-3 Propiedades crudo Cubarro.

Densidad [kg/m ³]	935.20
Peso Molecular [kg/Kmol]	994.95
Capacidad Calorífica [J/kgK]	76.08
Conductividad Térmica [W/m-K]	0.14
Gravedad API	19.50

En cuanto a la viscosidad dinámica, se obtuvo relacionando la viscosidad cinemática (Anexo B) con la densidad del crudo. Con los 5 puntos de medición de viscosidad a diferentes temperaturas, se hizo una aproximación de tipo sigmoide, para evitar la aparición de discontinuidades en el rango de operación del problema ($0 < T < \infty$). La ecuación relaciona la viscosidad dinámica con la temperatura, en grados Celsius.

Ecuación 14 Expresión de viscosidad dinámica en función de temperatura

$$\mu = \left(1 - e^{-1258.87 \cdot \left(\frac{T}{1 [C^{\circ}]}\right)^{-2.41663}} \right) \cdot 1 \left[\frac{kg}{m \cdot s} \right]$$

Nótese que el término de temperatura se encuentra dividido por 1 grado Celsius, esto con el objetivo de hacerlo coherente con el resto de la expresión (haciéndola adimensional) y finalmente llevado a unidades de viscosidad dinámica.

Después de esto, se modelan los límites que definen las condiciones a las cuales estará sometido el fluido, constando básicamente de tres secciones fundamentales (Figura 8); 1. Entrada del fluido, 2. Salida del fluido, 3. Región de transferencia de calor. 4. Paredes laterales.

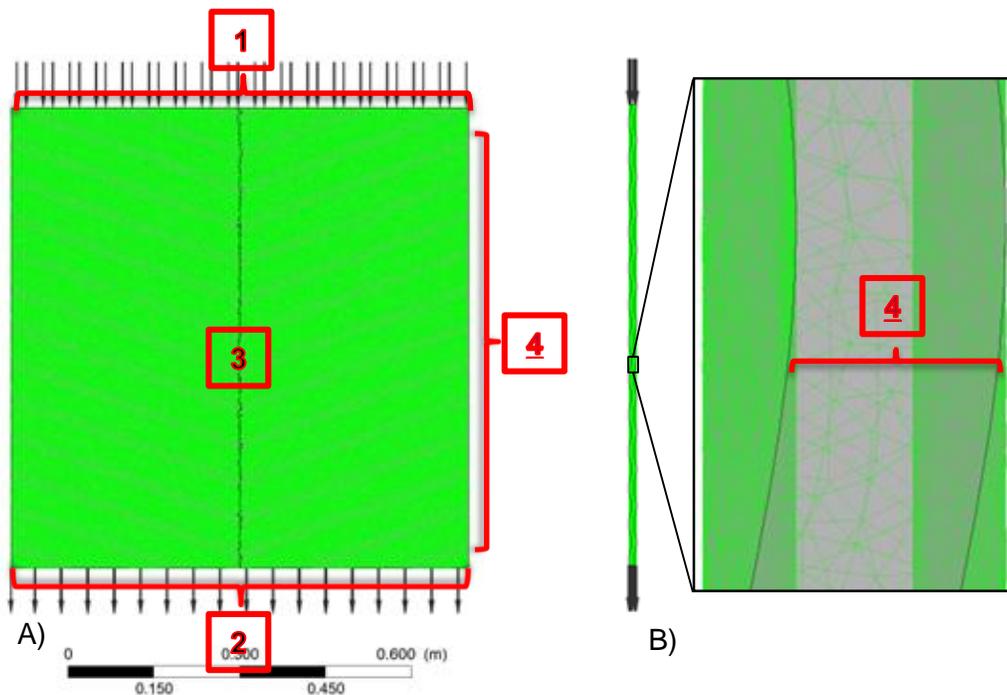


Figura 8. A) Límites definidos en la placa. B) Vista lateral de la placa con detalle

A través de la región superior (1), Se tiene un flujo másico de 8.60478 kg/s, Que equivalen a 5000 barriles de crudo/día (para la densidad mostrada en la Tabla 2-3). Este crudo se mueve entre las placas, a través de la geometría, saliendo finalmente por la región inferior (2). Dado que en este trabajo se omitieron factores de ensuciamiento fouling, el flujo

másico de entrada es igual al de salida. Las placas son denominadas como región 3. En esta región se ubican las placas, La Figura 7a muestra una de las placas, si se girara el modelo, en la parte trasera habría otra similar. El volumen que se encuentra entre ambas placas es el dominio en el cual se simula el fenómeno, a través del cual se mueve el crudo. La figura 7b muestra la región lateral (4) entre las placas. En esta zona usualmente se ubica un caucho aislante (para intercambiadores no soldados) que evita las fugas entre las placas ensambladas. Esta región fue configurada como una pared adiabática ya que no tiene ningún aporte a la variación de temperatura importante en el proceso de calentamiento.

La Figura 9 muestra los patrones de fluido propuestos; La línea azul representa el crudo, que atraviesa las placas en serie. Todo el flujo másico pasa a través de cada una de las placas dispuesta para el fluido frío. La temperatura de entrada del crudo se configuro a 20° Celsius. Por otra parte el fluido caliente se distribuye de forma paralela a través de las placas, tal como lo indica la línea roja.

Estas consideraciones acerca de la distribución de los fluidos a través del intercambiador tienen una gran importancia dado que los valores de temperatura en la región 3 (Placas) se configuraron asumiendo un vapor saturado (118°C, 1.8748 bar) que entrega la suficiente energía térmica para, finalmente mantener una temperatura constante de 118 ° Celsius en las paredes.

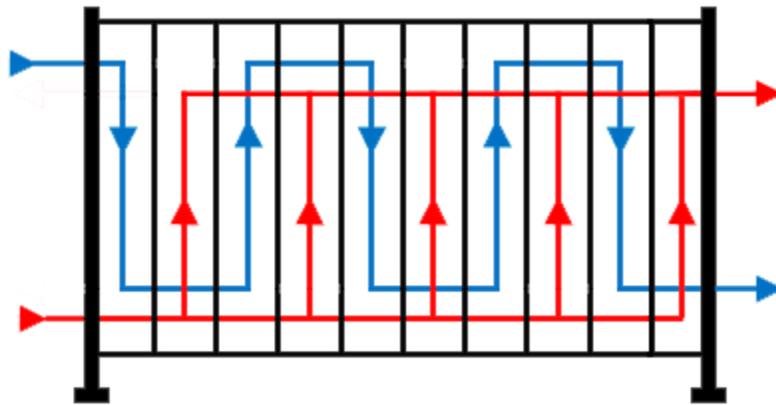


Figura 9 Configuración de placas propuesta: Fluido frío a paso simple, Fluido caliente a paso distribuido

Como el fluido tiene una baja velocidad (0.7519 m/s) el cual es un valor obtenido desde la simulación, el modelo de transferencia de calor ideal para este caso es el de energía térmica, mientras que el modelo de turbulencia elegido es el SST (1.5.1 Modelo de turbulencia SST) tratado anteriormente ya que ha sido validado por varios autores [73] [77] [78] para la aplicación en intercambiadores de placas.

2.4. Condiciones ajustadas a STHE

Un aspecto fundamental del presente estudio es la comparación del comportamiento en el PHE con la referencia más común que es el STHE. Este análisis se debe dar en unas condiciones lo suficientemente similares para no ceder ventajas a ningún modelo de intercambiador. En esta sección se describe el proceso realizado.

La configuración de este último, para efectos de simulación, se da según el esquema presentado en la Figura 10. Donde se muestra un intercambiador de paso simple, con el fluido crudo al interior de los tubos y el fluido caliente en el lado de la coraza.

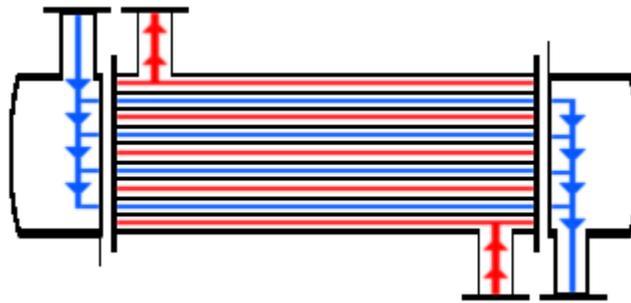


Figura 10. Configuración de intercambiador de coraza y tubos

Para generar el intercambiador de coraza y tubos, se parte de un parámetro objetivo como es el área de transferencia. Se realizó la comparación bajo la misma área obtenida con la mejor combinación de parámetros de PHE. El origen del valor de este parámetro se discutirá a profundidad más adelante (Resultados y Análisis). La Tabla 2-4 muestra el valor de área de transferencia y las combinaciones con las cuales se construyeron simulaciones garantizando esta área. En el diseño CAD del intercambiador se hizo una importante simplificación en el modelo en comparación a uno real, como lo es simular únicamente un elemento tubular del intercambiador. Esto es posible si se asumen las mismas condiciones de vapor que para el intercambiador de placas (ver sección: Condiciones de frontera), Dado que la temperatura en la superficie de transferencia es constante e igual para cada uno de los elementos tubulares. Luego, es posible conocer el comportamiento de los demás elemento solo con la simulación de uno. A través de este se centra el estudio en el STHE. Esto con el objetivo de minimizar costos computacionales. De forma equivalente las condiciones de frontera son escaladas a un solo componente tubular.

Tabla 2-4 Datos geométricos STHE

Área de trasferencia	9.6126 m ²
STHE 1	<ul style="list-style-type: none"> • Tubos: 30 • Diámetro: 5.1 cm

	<ul style="list-style-type: none"> • Longitud: 2 m
STHE 2	<ul style="list-style-type: none"> • Tubos: 48 • Diámetro: 3.2 cm • Longitud: 2 m
STHE 3	<ul style="list-style-type: none"> • Tubos: 48 • Diámetro: 2.1 cm • Longitud: 3 m

De forma análoga al intercambiador de placas se generaron mallas tetraédricas, con refinamientos, mientras que las condiciones de frontera son análogas a las presentadas en la sección 2.3 (Condiciones de frontera) en cuanto a las propiedades del fluido. De igual forma se tienen tres secciones fundamentales: 1. La entrada del fluido, 2. La salida del fluido, 3. La región de transferencia de calor.

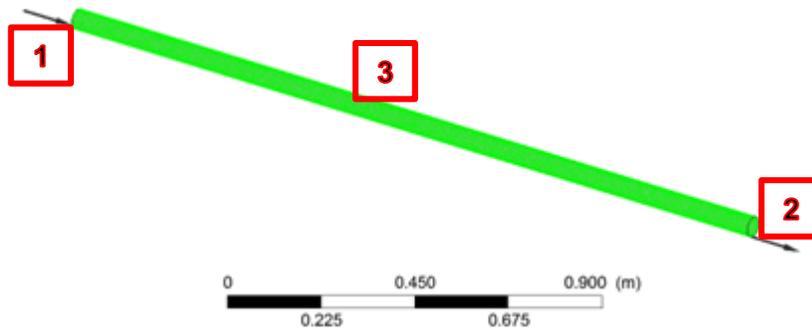


Figura 11. Condiciones de frontera en STHE.

En la entrada y salida del dominio se estableció un flujo másico correspondiente a una 48° o 30° parte del flujo másico total de acuerdo a la cantidad de tubos en el modelo. Es decir, solo se tiene en cuenta un tubo del intercambiador, dado que el comportamiento en todos los tubos es similar.

3. Resultados y Análisis

En esta sección se expondrán los principales resultados obtenidos a lo largo de la investigación. Se presentan los resultados del procedimiento de optimización mediante behnken box, se continúa con el análisis de la placa optimizada y finalmente se muestra la comparación con modelos de intercambiador de coraza y tubos en términos de transferencia de calor y caída de presión, usando modelos similares en ambos casos.

Se desarrolló una comparación integral entre intercambiadores de calor de placas e intercambiadores de calor de coraza y tubos, reflejando las principales ventajas y desventajas que se tienen a priori haciendo uso de uno u otro (1.1. Intercambiadores de calor), además de establecer las condiciones de operación para su aplicación en crudos pesados, que es el contexto de esta investigación (Secciones: 1.3. Petróleos-1.4. Emulsiones). En estas secciones se establecen el rango de operación de los intercambiadores evaluados en este trabajo, en cuanto a gravedad API; se tiene un rango de 10 a 22 grados. Esto es, todo crudo pesado, para la parte de simulación se tomó una muestra de crudo cubarro (Anexo: Assay Pozo Cubarro.) el cual se ubica dentro de este rango.

En relación a la construcción física de las placas se halló que el impacto sobre el calentamiento del fluido esta dado principalmente por tres factores: β que representa el ángulo chevron que tendrá la corrugación de la placa y generalmente oscila entre 30° y 70° , b que es la altura de la corrugación y que se llega a dar desde 0.4mm hasta 1.2mm y finalmente λ que es la mitad de la distancia entre valles de una corrugación y otra. Este factor es dependiente de una relación de aspecto [6] y para este caso, se presenta entre 3.2mm y 9.6mm los cuales se detallan mejor en la Figura 4. [39],[69],[71],[77].

3.1. Optimización box-behnken

Se realizaron 13 simulaciones en primera instancia de acuerdo al modelo de experimentos propuesto por George Box y Donald Behnken [67]. Spham [79] profundiza más en la metodología de aplicación de este diseño, además allí se argumenta la cantidad de experimentos propuesto para la cantidad de factores usados en este trabajo (β, b, λ).

A pesar de que, en términos generales las geometrías conllevan un alto grado de similitud, la variación de cada uno de estos parámetros afecta directamente la complejidad de discretización (mallado) de la geometría, haciendo unas combinaciones más complejas

computacionalmente que otras, significando esto que requiere un mallado más fino (en el sentido que requiere elementos más pequeños para la construcción del volumen total). En la Tabla 3-1 se relacionan las geometrías, su relación de aspecto y cantidad de elementos necesarias para lograr unas métricas adecuadas de mallado.

Tabla 3-1 Métricas Mallado Totales

Placa	Relación Aspecto (geométrica)	Elementos malla	Oblicuidad (max-prom) (Elementos)		Relación Aspecto (Elementos)
1	0.500	4,736,432	0.6665	0.2508	1.9156
2	0.500	4,688,326	0.6529	0.2525	1.9181
3	1.500	1,875,448	0.6345	0.2158	1.8496
4	1.500	1,364,568	0.6232	0.1772	1.7705
5	2.000	8,536,540	0.6482	0.1886	1.7945
6	2.000	8,624,263	0.5990	0.1417	1.6995
7	0.667	1,410,680	0.6578	0.2002	1.8199
8	0.667	2,172,476	0.6247	0.2926	1.9716
9	1.000	4,823,872	0.6665	0.2438	1.8975
10	3.000	17,393,382	0.8497	0.2341	1.8578
11	0.333	4,653,261	0.7022	0.2573	1.9352
12	1.000	1,310,539	0.6175	0.2175	1.8550
13	1.000	1,392,781	0.5911	0.1979	1.8120

Las relaciones de aspecto más altas a su vez requieren la mayor cantidad de elementos entre las 13 combinaciones propuestas. Otro factor relevante al momento de juzgar el mallado es la altura b la cual, estando ubicada en su nivel mínimo (Placas 1, 2, 9, 11), siempre requiere de más de 4 millones de elementos en la malla para este caso, al igual que también presentan relaciones de aspecto mayores al promedio de las placas en términos de sus elementos.

Por otra parte la Tabla 3-2 presenta los resultados de simulación y el área de transferencia obtenida como resultado a la configuración de variables geométricas. Se recomienda revisar la Tabla 2-1 (Combinaciones geométricas.) Como guía para saber que parámetros rigen cada placa.

En estos resultados visiblemente se presenta una gran influencia del factor λ , el cuál es el mismo en las placas que mayor temperatura alcanzaron a la salida (5, 6, 9, 10), todas las anteriores con una relación de aspecto igual o superior a 1. Esto desde el análisis de área de transferencia a mayor λ menor área de transferencia de calor menor caída de presión y menor velocidad y menor transferencia de calor. A mayor b menos caída de presión y por lo tanto menor velocidad y por lo tanto habrá menos transferencia de calor por

convección, o caso contrario entre menos λ mas área y más transferencia de calor por conducción, y menos b habrá más caída de presión por la menor distancia entre corrugación, y por lo tanto mayor velocidad y mayor transferencia de calor por convección

Tabla 3-2 Temperaturas a la salida de las placas.

Placa	Superficie de transferencia (m^2)	Temperatura (in) (K)	Temperatura (out) (K)	Delta
1	1.3384	293.2560	326.2550	32.9990
2	1.3053	293.2560	325.1600	31.9040
3	1.6523	293.3080	320.3880	27.0800
4	1.4088	293.2510	314.7480	21.4970
5	1.8685	293.3460	336.6830	43.3370
6	1.4918	293.2800	328.2290	34.9490
7	1.3746	293.2490	316.1340	22.8850
8	1.3160	293.2270	315.2920	22.0650
9	1.3693	293.2590	327.5850	34.3260
10	1.8678	293.3260	337.5130	44.1870
11	1.3008	293.2570	324.8580	31.6010
12	1.3716	293.2690	315.5240	22.2550
13	1.3712	293.2390	315.4420	22.2030

En todo caso, es notable que la superficie de transferencia de la placa tiene un impacto directo sobre la temperatura de salida. Las placas 5 y 10 presentan una mayor temperatura de salida y a su vez son las placas con mayor superficie de transferencia. Sin embargo, las geometrías con temperaturas más bajas, no necesariamente son aquellas que tienen una menor superficie de transferencia, lo que desconecta este parámetro como único responsable de la temperatura de salida, y entran a determinar este comportamiento el hecho de que las variables λ y b estuvieron en sus valores medio y alto en todas las placas que mantuvieron una temperatura de salida baja, (4, 7, 8, 12, 13). Estas cinco placas en términos generales fueron las de menor rendimiento ya que tuvieron una temperatura de salida menor pero mayor superficie de transferencia de calor, cuando se comparan con las placas 2 y 11. Estas dos últimas placas mencionadas tienen la superficie de transferencia más baja entre todas las placas y presentaron una temperatura de salida mayor, aun contando con un λ ubicado en valores medio alto. Sin embargo, cabe resaltar que estas dos últimas tenían un b mínimo. Esto último demuestra la influencia que el factor b tiene en el delta de temperatura a la salida de la placa. La Figura 12 presenta este análisis de forma gráfica, de forma que expone la relación entre la diferencia de temperatura entre la entrada-salida de la placa y el área de transferencia formada por esta.

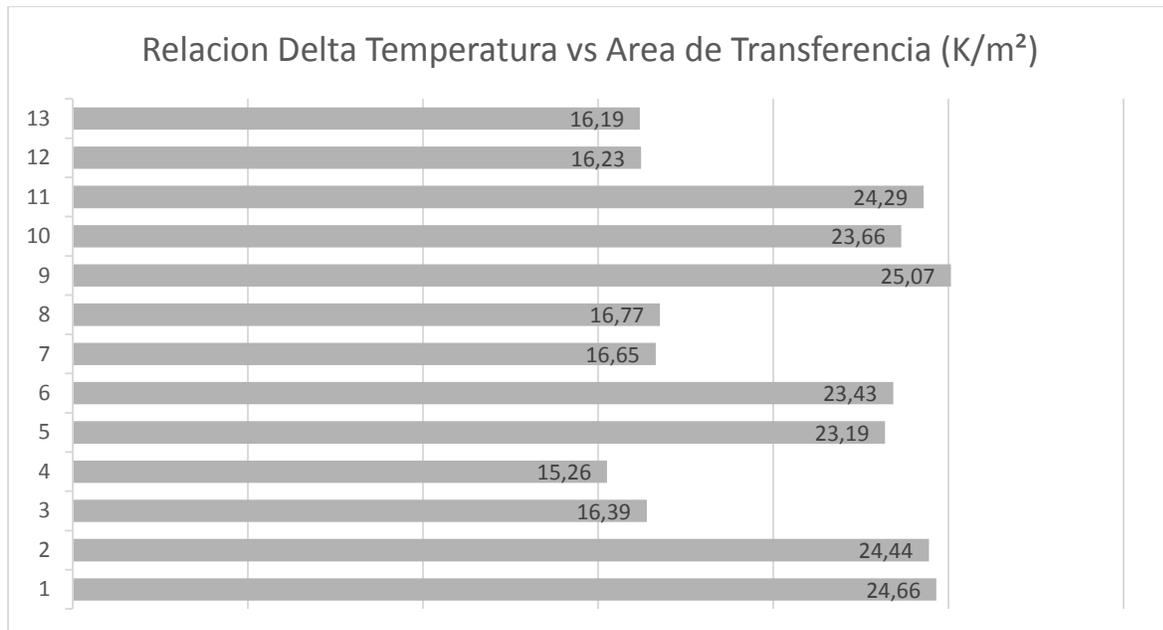


Figura 12. Relación entre delta de temperatura en cada una de las placas y superficie de transferencia total.

La interpretación de los anteriores resultados como superficies de respuesta da como resultados la **Figura 13**, Figura 14 y Figura 15 que analizan individualmente las tres combinaciones de factores posibles. La expresión general para el presente caso se muestra a continuación:

Ecuación 15. Expresión de superficie de respuesta.

$$T^{\circ} = 86.0 - 0.662\beta - 16.2b - 9.07\lambda + 0.00485\beta^2 + 26.41b^2 + 0.651 * \lambda^2 - 0.140\beta b + 0.0296\beta\lambda - 3.75b\lambda$$

Por su parte la Figura 13 muestra la comparación entre altura y amplitud de la corrugación en la placa. En esta figura se puede ver más claramente la influencia que tiene un valor de λ pequeño, como ya se había hecho notar en los resultados presentados en la Tabla 3-2. A su vez la altura b se tiene una mayor influencia en valores altos siempre y cuando λ tenga un valor bajo, ya que si este factor presentase un valor mayor, el punto óptimo de b sería por el contrario, útil en un valor bajo. Según L. Wang Et al [6] Este factor de amplitud (en combinación como se ha estudiado ampliamente en el trabajo) tiene impacto en la transferencia de calor dado que aumenta el área de transferencia, no obstante en esta sección se demuestra que no tiene un comportamiento lineal. Es decir, A mayor área conseguida, mayor temperatura alcanzada. En específico este mismo autor define que esta altura del canal tiene relación directa con el diámetro equivalente donde $De = 8b$, todo

esto desde la dinámica de flujo a mayor b menos caída de presión o sea menor velocidad y mayor transferencia de calor y por definición de número de Reynolds entre mayor sea b mayor es el diámetro equivalente y mayor va a ser el número de Reynolds lo que nos aproxima más al flujo turbulento.

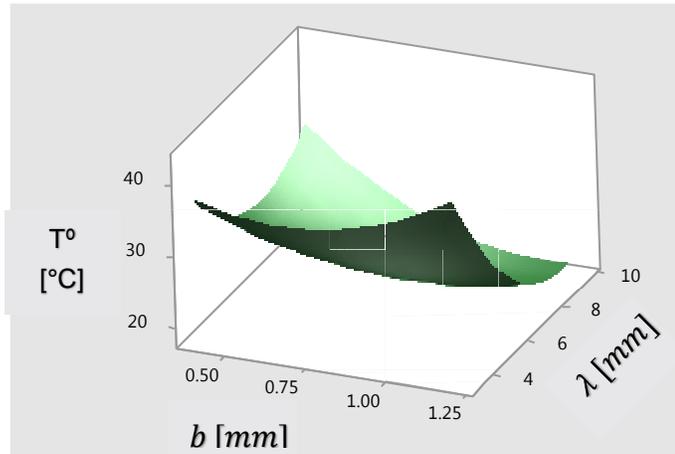


Figura 13. Respuesta b [mm] vs λ [mm] y β fijo en 50 grados

En todo caso se nota la necesidad de evitar la combinación λ y b altos ya que de esta forma la temperatura de salida sería menor. Ya que con un λ y un b mayor, el tamaño del canal sería más grande, y el efecto de la corrugación en la placa se disminuiría haciendo más laminar el flujo desfavoreciendo la transferencia de calor. La altura de corrugación versus ángulo chevron se muestra en la Figura 14. Se puede ver que la mayor incidencia sobre el resultado está dada por b , teniendo su peor comportamiento en sus puntos intermedios, pero siendo mejor en sus valores inferiores. Por su parte el comportamiento de β es simple: a un ángulo menor; la temperatura de salida aumenta.

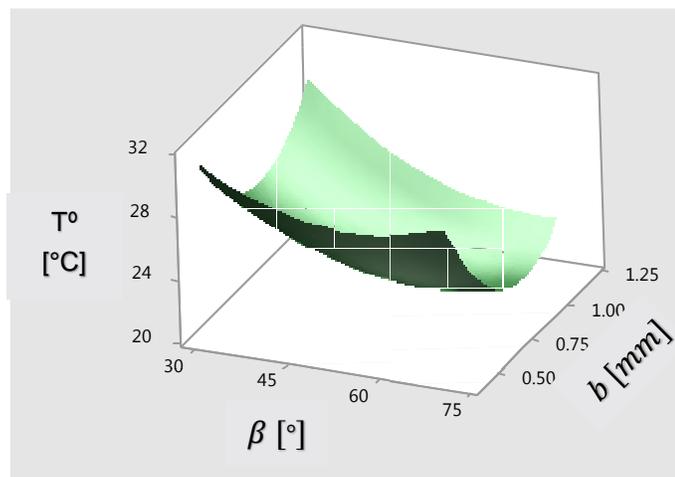
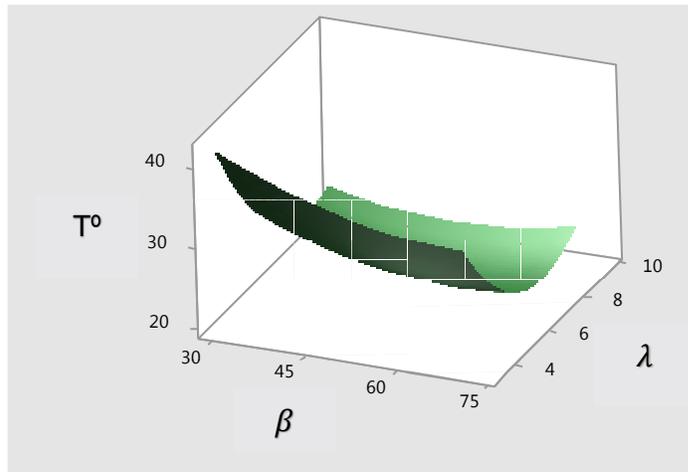


Figura 14. Respuesta b [mm] vs β y fijo λ [mm] en 6.4 mm

Finalmente la respuesta del ángulo chevron en contraste con la amplitud de la corrugación se presenta en la Figura 15. En esta se muestra que β tiene una influencia bastante baja en comparación con λ .

Finalmente la respuesta del Angulo chevron en contraste con la amplitud de la corrugación muestra que β tiene una influencia bastante baja en comparación con λ y teniendo en cuenta la Figura 14 también con b . al igual que en la figura anterior, un ángulo chevron inferior presenta mejor comportamiento a la salida, mientras que λ tiene un comportamiento similar al de la Figura 13, donde a valores inferiores se obtienen temperaturas más altas.

**Figura 15.** Respuesta β vs λ y b fijo en 0.8 mm

La información presentada en las anteriores graficas refleja una mayor variación en la salida se da entre los factores λ y b . Que el mejor comportamiento se da en el mínimo de λ y el máximo de b . Y que finalmente en un Angulo chevron menor la temperatura de salida ha de ser más alta. La optimización de la ecuación Ecuación 15 para hallar un máximo, confirman los parámetros óptimos que se acaban de describir. Esta predice una temperatura de salida de aproximadamente 50.1 grados (delta de temperatura a la salida), siendo entonces los valores optimizados los mostrados en la Tabla 3-3.

Tabla 3-3. Valores Optimizados:

Parámetro	Valor
β	30°
b	1.2 mm
λ	3.2 mm
Delta de temperatura predicho	50.1 K

3.2. Simulación con valores optimizados

En esta etapa del estudio se repite el proceso de simulación, esta vez con valores optimizados con base al diseño de experimentos previamente propuesto. La construcción de esta geometría basándose en los parámetros mostrados en la Tabla 3-3 conlleva una relación de aspecto de 3, valor que es el más alto, y que a su vez requirió la mayor cantidad de elementos de malla en el punto anterior (Véase Tabla 3-1). Esta geometría necesitó la mayor cantidad de elementos de todas las geometrías construidas, requiriendo un total de 26.5 millones de elementos, 9 millones más que la geometría más compleja del diseño de experimentos original. Los valores de malla se resumen en la Tabla 3-4.

Tabla 3-4. Métricas de malla para geometría optimizada.

Placa	Relación Aspecto (geométrica)	Elementos malla	Oblicuidad (max-prom) (Elementos)		Relación Aspecto (Elementos)
Optimizada	3	26,459,779	0.84991	0.23173	1.8535

Los resultados térmicos obtenidos con esta nueva geometría son bastante satisfactorios (ver Tabla 3-5) ya que se obtienen 52.69 (°K) de diferencia a la salida de la placa (2.59 °K grados más que lo predicho en el tópico anterior. Ver Tabla 3-3) validando así la coherencia del modelo box-behnken. Para llegar a la temperatura necesaria en un pozo de extracción, se necesitó en total 9.6 (m^2) de superficie de transferencia.

Tabla 3-5. Temperaturas de salida, Simulación optimizada.

Superficie de transferencia (Por Paso) (m^2)	T° (in) (K)	T° (out) (paso 1) (K)	T° (out) (paso 2) (K)	T° (out) (paso 3) (K)	T° (out) (paso 4) (K)
2.4032	293.3600	346.0550	364.2160	370.2340	372.2020
Superficie de transferencia (Total) (m^2)	ΔT° TOTAL	ΔT° 1	ΔT° 2	ΔT° 3	ΔT° 4
9.6126	78.8420	52.6950	18.1610	6.0180	1.9680

Una de las razones por las cuales la temperatura de salida llega a tal punto es, innegablemente; la gran superficie de transferencia alcanzada en cada paso de fluido frío (2.4032 m^2), la cual está muy por encima de cualquier superficie de transferencia

alcanzada en cualquier otra geometría simulada ($0.535 m^2$ más que la placa con más superficie de transferencia, de las geometrías iniciales simuladas en la etapa Optimización Box-Behnken). Con el objetivo de contrastar estos resultados con el modelo de intercambiador usado comúnmente para estos fines (calentamiento de emulsiones crudo-agua), más adelante se hace una comparación cuantitativa y cualitativa (Comparación entre PHE y STHE).

A través de la placa se generan unos patrones de fluido que dan una noción de la influencia que tienen las corrugaciones en el fluido y en su calentamiento. La Figura 16 muestra la geometría y su estructura de corrugaciones, además de la distribución de temperatura al interior de ella (Figura 16b). La figura muestra la forma en que los canales de corrugación tienden a mover el fluido a la parte central de la placa, donde se concentra una mayor temperatura.

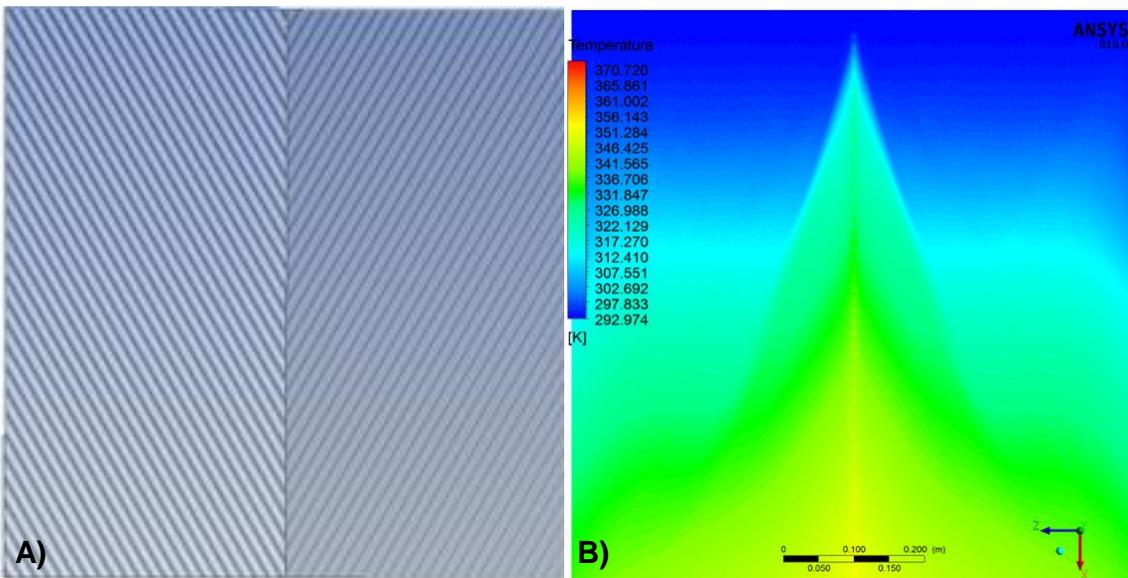


Figura 16. A) Geometría optimizada (Área efectiva de transferencia). B) Temperatura del fluido a través de la placa.

En concordancia con este comportamiento y la Ecuación 14, La viscosidad en las zonas centrales e inferiores de la placa debe ser mucho menor que el resto de la placa. La curva de viscosidad a partir de esta ecuación se muestra en la Figura 17 al igual que el comportamiento viscoso del fluido a través de la placa. Se aprecia una caída considerable en la viscosidad del fluido en el primer tercio de la placa, mientras que en el resto de la placa el comportamiento es más estable, esto por la naturaleza exponencial de la expresión de viscosidad deducida desde la caracterización del crudo (Explicado mejor en

la sección Condiciones de frontera). A medida que el fluido aumenta su temperatura y es introducido a través de más placas, la variación en este comportamiento es mucho menor, siendo entonces las primeras placas las que más aportan en la reducción de la viscosidad del fluido.

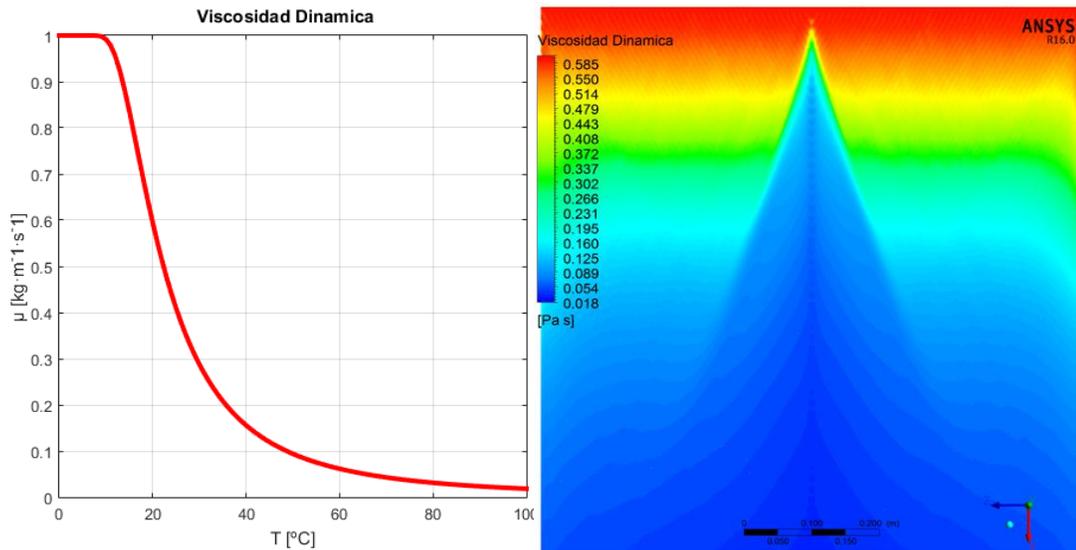


Figura 17. Curva de viscosidad y Comportamiento a través de la placa

El número de Reynolds es calculado por medio de la siguiente expresión:

Ecuación 16:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot de}{\mu}$$

Donde:

μ : viscosidad dinámica. (Kg/ms)

ρ : densidad del fluido. (Kg/m³)

de : diámetro equivalente (m), que según L Wang [6] es $8a$

v : Velocidad del fluido. (m/s)

Con los anteriores datos tomados de la simulación para el intercambiador de cuatro placas optimizado se tiene los Reynolds en cada placa:

Tabla 3-6 Numero de Reynolds

Placa	ρ (Kg/m ³)	v (m/s)	de (m)	μ (Kg/ms)	Re (adimensional)
1	935.201	0.72429	0.0012	0.1345	48.34
2	935.201	0.75571	0.0012	0.0277	244.52

3	935.201	0.76269	0.0012	0.0208	329.84
4	935.201	0.76490	0.0012	0.0191	360.36

3.3. Comparación entre PHE y STHE

Con el fin de evaluar el rendimiento en condiciones similares, se realizaron simulaciones con igual superficie total de transferencia (tomando los valores de la Tabla 3-5) en un intercambiador de coraza y tubos, siguiendo la metodología mostrada en la sección “Condiciones ajustadas a STHE” presentada anteriormente. Los intercambiadores se construyeron con 48 y con 30 tubos (Configuración común en el medio, ver tabla Tabla 2-4 Datos geométricos STHE).

Los primeros dos diseños se hicieron con base a dimensiones de equipos comerciales, los cuales se pueden encontrar normalmente en pozos para el calentamiento de las emulsiones. El tercero por otra parte se dimensionó de tal forma que alcanzara una temperatura final correcta para el calentamiento de la emulsión (con la restricción de la superficie de transferencia establecida por el PHE).

Las temperaturas de salida en los primeros dos casos estuvieron muy por debajo de las logradas con el intercambiador de placas optimizado, con una diferencia de aproximadamente 10 K con el STHE comercial con mejor rendimiento (ver Tabla 3-7). Por otra parte las dimensiones totales del STHE se encuentran por encima de las del PHE debido a que la naturaleza compacta de este permite lograr una superficie de transferencia igual, con un volumen total menor.

Tabla 3-7. Resultados de simulación para STHE.

Intercambiador	Superficie de transferencia (Total) (m^2)	T ^o (in) (K)	T ^o (out) (K)	ΔT^o TOTAL
STHE 1 (Comercial)	9.6126	293.559	349.227	55.6680
- STHE 2 (Comercial)	9.6126	293.494	362.242	68.7480
STHE 3 (Ideal)	9.6126	293.48	373.071	79.5910

El tercer caso consigue una temperatura de salida mayor (Por menos de 1 °K) con la misma área de transferencia, pero las dimensiones de este intercambiador son exageradas en comparación a las obtenidas en el PHE optimizado, las cuales longitudinalmente serían de

mínimo 3 metros e internamente tendrían tubos delgados. La Figura 18 muestra el comportamiento del crudo a través de un tubo del STHE 2.

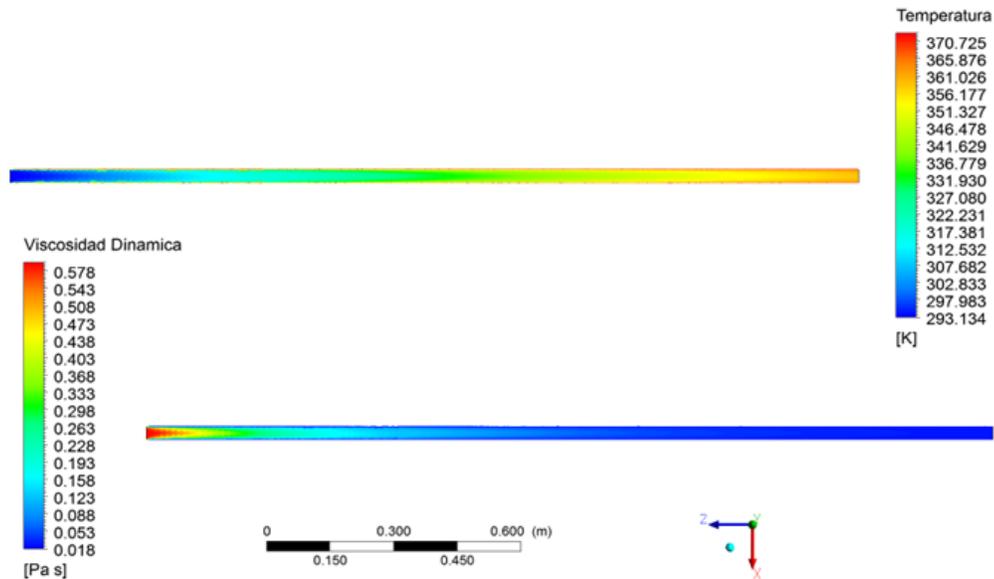


Figura 18. Distribución de temperatura y viscosidad a través de un tubo de un STHE.

Los patrones de fluido al interior de los tubos son mucho más simples ya que no se halla ningún obstáculo o corrugación afectando la dirección del fluido, gracias a esto la emulsión tiene un tiempo de residencia menor en el intercambiador y una menor agitación del fluido. Un punto en contra del intercambiador de placas claramente es la caída de presión, el comportamiento en este aspecto fue mucho mejor en el STHE (ver Tabla 3-8), en el cual la caída de presión fue solo el 3.15% de la caída en el PHE.

Tabla 3-8. Caída de presión en STHE y PHE.

Intercambiador	Caída de presión (Psi)
STHE	0.1969
PHE	6.2338

La elección entre un PHE y un STHE debe tener en cuenta una amplia suma de variables, entre ellas las que se evalúan en este trabajo, está claro que ante una caída de presión de esta magnitud, el rango de aplicación del PHE queda bastante limitada. Pero en el caso específico del calentamiento de crudo, esta caída es bastante aceptable.

La efectividad de los intercambiadores se calcula con la Ecuación 17, mostrada a continuación. Como la temperatura del fluido caliente es constante se tiene $C_{max} \rightarrow \infty$, teniendo entonces $C_c = C_{max} = C_{oil}$. Puede entonces deducirse la Ecuación 18.

Ecuación 17.

$$\eta = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{C_c(T_{c.out} - T_{c.in})}{C_{max}(T_{h.in} - T_{c.in})}$$

Ecuación 18

$$\eta = \frac{(T_{c.out} - T_{c.in})}{(T_{h.in} - T_{c.in})}$$

Donde T_c es la temperatura del fluido frío. En este caso el crudo. Y T_h es la temperatura del vapor. De estas expresiones se tiene que $\eta_{placas} = 79\%$ y para el caso del STHE se tomó el mejor resultado de temperatura entre los dos comerciales, teniendo como eficiencia: $\eta_{Coraza\ y\ tubos(comercial)} = 69.05\%$. Desde el punto de vista de eficiencia, El PHE configurado con el diseño de placas que se presenta en la sección “valores optimizados”, tiene un resultado bastante superior. Por otra parte si la comparación es hecha con el STHE ideal mostrado en la Tabla 3-7, el comportamiento va a ser mucho más equilibrado: $\eta_{Coraza\ y\ tubos(ideal)} = 79.92\%$ no siendo este valor muy lejano al obtenido por el PHE.

4. Conclusiones y recomendaciones

En el presente capítulo se interpretan y ponen en contexto los resultados mostrados en el capítulo Resultados y Análisis, se concluye y finalmente se presentan una serie de recomendaciones útiles para tener en cuenta acerca de este trabajo y trabajos futuros.

4.1. Conclusiones

Se simularon 13 diferentes combinaciones geométricas en placas tipo chevron para ajustar un modelo basado en superficies de respuesta. Mostrando así la influencia de cada uno de los tres factores geométricos estudiados (Altura de canal, ángulo chevron y separación entre canales)

El modelo de experimentos arrojó que la mejor combinación geométrica se da con una altura de canal de 1.2 mm, un ángulo chevron de 30° y separación de canal de 3.2 mm. Esto para el rango de valores estudiado. Generalizando estos valores se tiene que con los valores mínimos de separación de canal y ángulo chevron y con el máximo de altura de canal se obtuvieron mejores resultados.

En condiciones iguales de flujo másico de crudo pesado en emulsión con agua, superficie de transferencia y a iguales temperaturas de entrada, los PHEs son mejores que los STHes. Las dimensiones físicas de los PHEs son menores en un 70% con relación a los intercambiadores STHes. De otro lado su costo económico es menor hasta en un 60 % (En Colombia).

Bajo las condiciones presentadas en este trabajo; Un intercambiador de placas optimizado en sus configuraciones geométricas puede llegar a ser un 10% más eficiente que un intercambiador de coraza y tubos comercial.

Herramientas y métodos iterativos como los incluidos en paquetes comerciales como Ansys facilitan el análisis de intercambiadores de calor. Permitiendo predecir comportamientos que en algún momento solo podían ser observados mediante experimentación. Y abriendo la posibilidad de realizar optimizaciones enfocadas en parámetros de entrada y salida específicos.

El consumo de vapor es menor ya que se tiene un equipo más compacto por lo que se va a tener un ahorro energético considerable y a requerir una caldera de vapor más pequeña.

Para la industria petrolera es muy conveniente el uso de estos equipos para calentar el crudo. Tanto para facilidades de campos petroleros maduros como en desarrollo, pero más aún en pozos exploratorios donde se cuentan con pocas facilidades (pocos Tanques de almacenamiento, condiciones de transporte limitadas etc.) y contar con un sistema de calentamiento casi portátil como son los PHEs, ahorraría muchos costos y permitiría el tratamiento in-situ de los crudos emulsionados producidos en las pruebas iniciales en estos pozos. Para ampliar más esto es importante precisar que el petróleo para ser entregado a refinación debe cumplir con contenido de agua menor a 0.5 % en volumen, que es lo que conocemos como petróleo o crudo en especificaciones. Para ello se requiere de un tratamiento químico, a las emulsiones, que para el caso de los crudos pesados cuyo API esta entre 10 – 18 API se hace necesario el calentamiento para romper estas emulsiones, ya que no es posible con la sola aplicación de productos químicos para el caso del petróleo pesado.

Otro punto importante es que los Intercambiadores de placas pueden ser transportados más fácilmente y las compañías petroleras cuando perforan un pozo exploratorio la mayoría de las veces construyen vías pequeñas y en condiciones mínimas de tránsito, donde llevar grandes equipos resulta costoso y complicado. Y poseer una solución más portátil facilita la logística del proceso.

Desde el punto de vista del mantenimiento también hay una gran ventaja dada las dimensiones y características físicas de los intercambiadores de placas el mantenimiento de estos equipos resulta menos costoso y más fácil.

4.2. Recomendaciones

En el campo de las simulaciones computacionales en la mayoría de los casos se hace necesario asumir condiciones, o simplificar el problema trabajado con el objetivo de reducir costes computacionales. En este trabajo se omitieron la mayoría de los comportamientos que no son imprescindibles para modelar el caso de un intercambiador de placas. Con miras a realizar un trabajo futuro mucho más detallado, se sugiere realizar la simulación de los intercambiadores de placas y de Shell de tubos considerando el Factor de Fouling (ensuciamiento) el cual incrementa la velocidad de flujo y por ende la caída de presión y la capacidad de bombeo requerida. Todo esto se traduce en sobredimensionar el espacio de separación de placas en los PHEs, y en los SHEs es aumentar el diámetro de los tubos. Además de que existen diferentes técnicas para reducir el fouling (tratamiento químico, Back Flushing o Retro-lavado de placas y filtros y el antifouling eléctrico entre otras). Estos métodos no se tuvieron en cuenta ya que no era el objetivo de la presente investigación,

aunque en los PHEs no es tan representativo como en los SHEs [6], los valores de fouling del 20 – 25 % de los que se toman para los SHEs.

Un estudio con un rango de valores geométricos mayor podría arrojar valores de temperatura mayor. A pesar de que la construcción de una placa con parámetros geométricos fuera del rango presentado puede ser complejo y poco práctico, el comportamiento en estas regiones podría ayudar a entender mejor la incidencia de cada variable geométrica en el calentamiento del fluido.

Considerar una temperatura en la pared no-constante permitiría que el análisis termodinámico de las placas presentadas aquí, llegase a ser más profundo. No obstante para fines de comparación y simulación esta se dejó en un valor fijo. Profundizar en un estudio que tenga en cuenta esta variación e implícitamente considere un cambio de fase, refinaría considerablemente los resultados presentados.

Es necesario realizar un estudio comparando variaciones geométricas también en intercambiadores de coraza y tubos. Ya que las geometrías estudiadas aquí fueron las más básicas. Mientras que la literatura presenta varias mejoras en este aspecto, que podrían cambiar notablemente la temperatura de salida en este tipo de intercambiadores.

La validez de los resultados y conclusiones de este trabajo están fundamentados en validaciones hechas en las publicaciones aquí citadas, las cuales se realizan para problemas de la misma naturaleza y en situaciones similares. Para tener una mayor certeza, los resultados numéricos de este trabajo se pueden validar con la construcción e implementación de un intercambiador de placas en las condiciones planteadas en el presente estudio.

**A. Anexo: Reporte de resultados,
Análisis de crudo pesado pozo
cubarro – Laboratorio de crudos y
derivados**



ACREDITACIÓN ISO/IEC 17025:2005
14-LAB-035

 UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA SEDE MEDELLÍN	REPORTE DE RESULTADOS	Código: FAR-001
	LABORATORIO DE CRUDOS Y DERIVADOS	Versión: 03
		Solicitud: 163

REPORTE DE RESULTADOS N°: 4188

Fecha

2016

05

02

TEMPERATURA DE COMBUSTIÓN DE COMBUSTIBLES HIDROCARBUROS LÍQUIDOS POR BOMBA CALORIMÉTRICA	BTU / Lb (KJ/kg)	ASTM D 240 - 09	18590 (43240)	-	-
PUNTO DE INFLAMACIÓN POR PROBADOR DE COPA CERRADA PENSKY MARTENS	°C	ASTM D 93 - 13	40,0	-	-
PUNTO DE FLUIDEZ	°C	ASTM D 97 - 16	-21,0	-	-
RESIDUO CARBONOSO CONRADSON EN PRODUCTOS DEL PETRÓLEO	La fracción de masa es un %	ASTM D 189 - 06 (re aprobada 2010)e1	11,68		
VISCOSIDAD CINEMÁTICA DE LÍQUIDOS TRANSPARENTES Y OPACOS A 20°	cSt (mm ² /s)	ASTM D 445 - 12	635,80		
VISCOSIDAD CINEMÁTICA DE LÍQUIDOS TRANSPARENTES Y OPACOS A 40°	cSt (mm ² /s)	ASTM D 445 - 12	167,40		
VISCOSIDAD CINEMÁTICA DE LÍQUIDOS TRANSPARENTES Y OPACOS A 60°	cSt (mm ² /s)	ASTM D 445 - 12	65,82		
VISCOSIDAD CINEMÁTICA DE LÍQUIDOS TRANSPARENTES Y OPACOS A 80°	cSt (mm ² /s)	ASTM D 445 - 12	32,09		
VISCOSIDAD CINEMÁTICA DE LÍQUIDOS TRANSPARENTES Y OPACOS A 100°	cSt (mm ² /s)	ASTM D 445 - 12	17,88		

CONVENCIONES:

N/A = NO APLICA

cSt = centistokes

L - C - D = LIMPIO - CLARO - BRILLANTE

SUS = Segundo Saybolt Universal

7 de Julio

OBSERVACIONES:

*Los resultados presentados en este reporte solo aplican para la muestra analizada

*Se prohíbe la copia, reproducción o distribución de este reporte sin la autorización por escrito del Laboratorio.

*El informe no tiene validez sin la firma del coordinador técnico

*** Prueba acreditada por la ONAC**

Alirio Yobany Benavides Chaves
Coordinador Técnico



_____ firma



ACREDITACIÓN ISO/IEC 17025:2005
14-LAB-025

UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA SEDE MEDELLIN	REPORTE DE RESULTADOS	Código: FAR-001
	LABORATORIO DE CRUDOS Y DERIVADOS	Versión: 03
		Solicitud: 163

REPORTE DE RESULTADOS N°: 4188

Fecha

2016

05

02

INFORMACIÓN DEL CLIENTE

SOLICITUD DE SERVICIO N° : 4188

EMPRESA: UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA - SEDE MEDELLIN

SOLICITANTE: DIEGO CARDONA

DIRECCION: NO APLICA

CIUDAD: MEDELLIN - COLOMBIA

INFORMACIÓN DE LA MUESTRA

PRODUCTO: CRUDO PESADO

CÓDIGO: NO INFORMA

FECHA DE RECEPCIÓN: NO INFORMA

INFORMACIÓN DEL MUESTREO (Información suministrada por el cliente)

LUGAR: CUBARRO

FECHA: NO INFORMA

HORA: NO INFORMA

PUNTO: NO INFORMA

TENDER: NO INFORMA

VEHÍCULO: NO INFORMA

RESPONSABLE: NO INFORMA

REGISTRO

ANÁLISIS	UNIDADES	NORMA: VERSIÓN	RESULTADO	ESPECIFICACIÓN	
				MÍN	MÁX
*AGUA EN PRODUCTOS DEL PETRÓLEO Y MATERIALES BUTOMINOSOS POR DESTILACIÓN	La fracción de volumen es un %	ASTM D 95 - 13e1	4,0	-	-
AGUA Y SEDIMENTOS	La fracción de volumen es un %	ASTM D 96 - 88 (1998)	1,6	-	-
*CENIZAS EN PRODUCTOS DEL PETRÓLEO	La fracción de masa es un %	ASTM D 482 - 13	0,051	-	-
CONTENIDO DE AZUFRE FLUORENCIA RAYOS X	La fracción de masa es un %	ASTM D 7220 - 12	1,22	-	-
CORROSION LÁMINA DE COBRE, 2h a 100 °C	N/A	ASTM D 130 - 12	1A	-	-
*GRAVEDAD API DE PETRÓLEO CRUDO O PRODUCTOS DEL PETRÓLEO	N/A	ASTM D 287 - 12b	19,5	-	-

B. Anexo: Assay Pozo Cubarro.

Assay Analyses from Sample Chamber MPSR 0323**Saybolt
Colombia**

DESCRIPTION
SAMPLE DESIGNATED AS: CRUDO
IDENTIFYING MARKS: CUBARRO-2
Type Cylinder MPSR#0323
Registro No 1451
CEPCOLSA
SUBMITTED BY AND SAMPLING DATE: Corelab / May 16, 2013
CLIENT: CORELAB
LOCATION: Bogota, Colombia
DISCLAIMERS
Precision parameters apply in the evaluation of the test results specified above. Please also refer to ASTM D3244 (except for analysis of RFG), IP 367 with respect to the utilization of test data to determine conformance with specifications.
Issuer warrants that it has exercised due diligence and care with respect to the information and professional judgments embodied in this report. This report reflects only the findings at the time and place of the inspection and testing. Issuer expressly disclaims any further indemnity of any kind. This report is not a guarantee or policy of insurance with respect to the goods or the contractual performance of any party. Any person relying upon this report should be aware that issuer's activities are carried out under their general terms and conditions.

LABORATORY ANALYSIS REPORTCUSTOMER
REF. NO(S): —VESSEL: —
LABORATORY NO: 14767
INVOICE NO.: 15300-00003750-13

REPORT DATE : May 24, 2013

ANALYSIS		UNIT	RESULT
<i>Crude Hydrated</i>			
Water and Sediment	ASTM D-4007	vol%	2,0
<i>Crude Dehydrated</i>			
Gravity API @ 60°F (seco)	ASTM D-5002		15,6
Flash Point	ASTM D-93A	°C	15
Pour Point	ASTM D-97	°C	21
Sulfur X-ray	ASTM D-4294	mass%	1,19
Water and Sediment	ASTM D-4007	vol%	0,60
Vanadium	ASTM D-5863A	mg/Kg	214
Nickel	ASTM D-5863A	mg/Kg	54
Salt content	ASTM D-3230	PTB	81,3
Asphaltenes	IP-143	mass%	14,1
Paraffin content	UOP-46	mass%	2,1
Ash	ASTM D-482	mass%	0,088
Viscosity @ 100°F	ASTM D-445	cP	2.614,8
Viscosity @ 122°F	ASTM D-445	cP	739,4
Viscosity @ 210°F	ASTM D-445	cP	31,1
Total Acid Number	ASTM D-664	mg KOH/g	0,37
Distillation	ASTM D-86	°F	
IBP			468
5%			564
10%			634
20%			694

RONALD VARGAS BARRIOS

TYPED NAME OF APPROVER

Page 1 of 1

C. Anexo: Cotización INDISA.

Fw : Información Intercambiadores

1 mensaje

2 de septiembre de 2016, 9:11

----- Mensaje reenviado -----

De: "Andres Bernal O." <andres.bernal@Indisa.com>
Fecha: 30 ago. 2016 17:13
Asunto: RE: Información Intercambiadores
Para: "Diego Cardona Ortiz" <dcardona.ortiz@gmail.com>
Cc:

Diego buenas tardes;

De acuerdo a lo conversado, a continuación un resumen de los valores presupuestales por estos Intercambiadores:

- Intercambiador de calor de placas Alfa Laval T6 con bastidor en acero carbón, placas en acero Inoxidable SS316L y sellos Clip-On en EPDM: \$15'000.000 + IVA; tener en cuenta que la separación normal de estos equipos es de 0,5 mm entre placa y placa
- Intercambiador de calor de coraza y tubos con longitud total 2.000 mm, 60 tubos de 1.1/4" cada uno, todo en acero Inoxidable SS316L; valor aproximado \$ 60'000.000 + IVA
 - o Nota: si el cuerpo del Intercambiador se fabrica en acero carbón el valor se reduce a \$40'000.000 + IVA.

Ambos equipos para presión de trabajo de 60 Pslg.

Saludos,

Andrés Bernal Ortiz.

División Comercial de Fabricación y Montajes
INDISA S.A

Calle 33 No. 41-11 - Itagüí / Antioquia / Colombia
PBX: +57-4-4446166 Ext. 2003
CEL: +57-3128518539

E-mail: andres.bernal@Indisa.com
Skype: [Andrés Bernal Ortiz_INDISA S.A.](#)
Web: www.Indisa.co

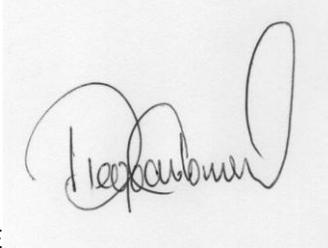
Bibliografía

- [1] “Alfa Laval Webpage.” [Online]. Available: <http://www.alfalaval.com/>. [Accessed: 24-Apr-2017].
- [2] “APV | SPX FLOW Webpage.” [Online]. Available: <http://www.spxflow.com/en/apv/>. [Accessed: 24-Apr-2017].
- [3] “Tranter, Compact Plate Heat Exchangers Webpage.” [Online]. Available: <http://www.tranter.com/>. [Accessed: 24-Apr-2017].
- [4] “SWEP Webpage.” [Online]. Available: <http://www.swep.net/>. [Accessed: 24-Apr-2017].
- [5] “FUNKE Heat Exchangers Webpage.” [Online]. Available: <http://www.funke.de/en-gb/>. [Accessed: 24-Apr-2017].
- [6] L. Wang, B. Sundén, and R. M. Manglik, *Plate Heat Exchangers: Design, Applications and Performance*. WIT Press, 2007.
- [7] K. Guo, H. Li, and Z. Yu, “In-situ heavy and extra-heavy oil recovery: A review,” *Fuel*, vol. 185, pp. 886–902, Dec. 2016.
- [8] B. Magnusson and N. Tryckery, *The Origins and Evolution of the Alfa-Laval Plate Heat Exchanger*. 1984.
- [9] APV, “APV Heat Transfer Handbook: A History Of Excellence.” SPX, 2011.
- [10] X. Wang, R. Wang, and J. Wu, “Experimental investigation of a new-style double-tube heat exchanger for heating crude oil using solar hot water,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 25, no. 11–12, pp. 1753–1763, Aug. 2005.
- [11] H. Inaba and S. Morita, “Flow and Cold Heat-Storage Characteristics of Phase-Change Emulsion in a Coiled Double-Tube Heat Exchanger,” *J. Heat Transf.*, vol. 117, no. 2, pp. 440–446, May 1995.
- [12] J. A. Meade Kuribreña, C. Petersen, and V. Bauer, “Prospectiva del Mercado de Petroleo Crudo 2010-2025.” SENER, 2011.
- [13] R. K. Shah and D. P. Sekulic, *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. John Wiley & Sons, 2003.
- [14] W. Liu, Z. Liu, Y. Wang, and S. Huang, “Flow mechanism and heat transfer enhancement in longitudinal-flow tube bundle of shell-and-tube heat exchanger,” *Sci. China Ser. E Technol. Sci.*, vol. 52, no. 10, pp. 2952–2959, Oct. 2009.
- [15] W. Du, H. Wang, and L. Cheng, “Effects of Shape and Quantity of Helical Baffle on the Shell-side Heat Transfer and Flow Performance of Heat Exchangers,” *Chin. J. Chem. Eng.*, vol. 22, no. 3, pp. 243–251, Mar. 2014.
- [16] B. Khalifeh Soltan, M. Saffar-Avval, and E. Damangir, “Minimizing capital and operating costs of shell and tube condensers using optimum baffle spacing,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 24, no. 17–18, pp. 2801–2810, 2004.
- [17] Y.-S. Son and J.-Y. Shin, “Performance of a shell-and-tube heat exchanger with spiral baffle plates,” *KSME Int. J.*, vol. 15, no. 11, pp. 1555–1562, Nov. 2001.
- [18] M. A. S. S. Ravagnani, A. P., and J. A., “Optimal Shell and Tube Heat Exchangers Design,” in *Heat Analysis and Thermodynamic Effects*, A. Ahsan, Ed. InTech, 2011.
- [19] P. G. T. M. Hassan Panjeshahi, “Rapid Design Algorithms for Shell-and-tube and Compact Heat Exchangers,” *Trans. IChemE*, 1991.
- [20] F. O. Jegede and G. T. Polley, “Optimum heat exchanger design: Process design,” *Chem. Eng. Res. Des.*, vol. 70, no. A2, pp. 133–141, 1992.

-
- [21] J. A. C. M. A.S.S. Ravagnani, "Optimal heat exchanger network synthesis with the detailed heat transfer equipment design," *Comput. Amp Chem. Eng.*, no. 11, pp. 1432–1448, 2007.
- [22] M. A. S. S. Ravagnani, A. P. Silva, E. C. Biscaia, and J. A. Caballero, "Optimal Design of Shell-and-Tube Heat Exchangers Using Particle Swarm Optimization," *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 48, no. 6, pp. 2927–2935, Mar. 2009.
- [23] S. Wang, J. Wen, and Y. Li, "An experimental investigation of heat transfer enhancement for a shell-and-tube heat exchanger," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 11–12, pp. 2433–2438, Aug. 2009.
- [24] J. Thome, "Heat Transfer Augmentation of Shell-and-Tube Heat Exchangers for the Chemical Processing Industry," *J. Enhanc. Heat Transf.*, vol. 4, no. 2, 1997.
- [25] M. Reppich and S. Zagermann, "A new design method for segmentally baffled heat exchangers," *Comput. Chem. Eng.*, vol. 19, Supplement 1, pp. 137–142, Jun. 1995.
- [26] P. D. Chaudhuri, U. M. Diwekar, and J. S. Logsdon, "An Automated Approach for the Optimal Design of Heat Exchangers," *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 36, no. 9, pp. 3685–3693, Sep. 1997.
- [27] F. T. Mizutani, F. L. P. Pessoa, E. M. Queiroz, S. Hauan, and I. E. Grossmann, "Mathematical Programming Model for Heat-Exchanger Network Synthesis Including Detailed Heat-Exchanger Designs. 1. Shell-and-Tube Heat-Exchanger Design," *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 42, no. 17, pp. 4009–4018, Aug. 2003.
- [28] B. Prabhakara Rao, P. Krishna Kumar, and S. K. Das, "Effect of flow distribution to the channels on the thermal performance of a plate heat exchanger," *Chem. Eng. Process. Process Intensif.*, vol. 41, no. 1, pp. 49–58, Jan. 2002.
- [29] K. S. Rao, "Analysis of flow maldistribution in tubular heat exchangers by fluent," MTEch, 2007.
- [30] W. Roetzel and C. Na Ranong, "Consideration of maldistribution in heat exchangers using the hyperbolic dispersion model," *Chem. Eng. Process. Process Intensif.*, vol. 38, no. 4–6, pp. 675–681, Sep. 1999.
- [31] R. Kumar Sahoo and W. Roetzel, "Hyperbolic axial dispersion model for heat exchangers," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 45, no. 6, pp. 1261–1270, Mar. 2002.
- [32] M. C. Georgiadis and S. Macchietto, "Dynamic modelling and simulation of plate heat exchangers under milk fouling," *Chem. Eng. Sci.*, vol. 55, no. 9, pp. 1605–1619, May 2000.
- [33] M. C. Georgiadis, G. E. Rotstein, and S. Macchietto, "Modeling and simulation of shell and tube heat exchangers under milk fouling," *AIChE J.*, vol. 44, no. 4, pp. 959–971, Apr. 1998.
- [34] T. Takemoto, B. D. Crittenden, and S. T. Kolaczowski, "Interpretation of Fouling Data in Industrial Shell and Tube Heat Exchangers," *Chem. Eng. Res. Des.*, vol. 77, no. 8, pp. 769–778, Nov. 1999.
- [35] U. B. Deshannavar, M. S. Rafeen, M. Ramasamy, and D. Subbarao, "Crude oil fouling: A review," *J. Appl. Sci.*, vol. 10, no. 24, pp. 3167–3174, 2010.
- [36] G. T. Polley, D. I. Wilson, B. L. Yeap, and S. J. Pugh, "Use of crude oil fouling threshold data in heat exchanger design," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 22, no. 7, pp. 763–776, May 2002.
- [37] M. Lalande, J.-P. Tissier, and G. Corrieu, "Fouling of a plate heat exchanger used in ultra-high-temperature sterilization of milk," *J. Dairy Res.*, vol. 51, no. 04, pp. 557–568, 1984.

- [38] M. Picón-Núñez, J. L. López-Robles, and C. Miranda-Alvarez, "Diseño termohidraulico de intercambiadores de calor de plato y marco en arreglo simple y multipaso," 2003, vol. 2, pp. 23–34, 2003.
- [39] A. Muley and R. M. Manglik, "Experimental Study of Turbulent Flow Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger With Chevron Plates," *J. Heat Transf.*, vol. 121, no. 1, pp. 110–117, Feb. 1999.
- [40] S. G. Kandlikar and R. K. Shah, "Multipass Plate Heat Exchangers—Effectiveness-NTU Results and Guidelines for Selecting Pass Arrangements," *J. Heat Transf.*, vol. 111, no. 2, pp. 300–313, May 1989.
- [41] H. Martin, *Heat Exchangers*. CRC Press, 1992.
- [42] M. K. Bassiouny and H. Martin, "Flow distribution and pressure drop in plate heat exchangers—I U-type arrangement," *Chem. Eng. Sci.*, vol. 39, no. 4, pp. 693–700, 1984.
- [43] Y. B. Danilov and V. V. Drozdov, "Increasing the efficiency of plate cross-flow heat exchangers," *Chem. Technol. Fuels Oils*, vol. 46, no. 4, pp. 268–270, Nov. 2010.
- [44] K. Thulukkanam, *Heat Exchanger Design Handbook*. CRC Press, 2000.
- [45] K. Thulukkanam, *Heat Exchanger Design Handbook, Second Edition*. CRC Press, 2013.
- [46] O. P. Arsenyeva, L. L. Tovazhnyansky, P. O. Kapustenko, and G. L. Khavin, "Optimal design of plate-and-frame heat exchangers for efficient heat recovery in process industries," *Energy*, vol. 36, no. 8, pp. 4588–4598, Aug. 2011.
- [47] C. Haslego and G. Polley, "Designing Plate-and-Frame Heat Exchangers," *Sept 2002*, pp. 32–37, 2002.
- [48] GPA, "Viscosidad y estructura en crudos pesados de la C.G.S.J," GPA Estudios y Servicios Petroleros S.R.L., Argentina, NOTA TÉCNICA 75, 2010.
- [49] J. M. Pinto and J. a. W. Gut, "A screening method for the optimal selection of plate heat exchanger configurations," *Braz. J. Chem. Eng.*, vol. 19, no. 4, pp. 433–439, Dec. 2002.
- [50] Y. Islamoglu and C. Parmaksizoglu, "The effect of channel height on the enhanced heat transfer characteristics in a corrugated heat exchanger channel," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 23, no. 8, pp. 979–987, Jun. 2003.
- [51] A. A. Cerutti, *La Refinación del petróleo, Tomo I, Ed. IAPG*, 2002.
- [52] R. M. Gray, *Upgrading petroleum residues and heavy oils*. CRC press, 1994.
- [53] S. Chow, "Petroquímica y sociedad," *Cienc. Desde México* 39 CONACYT Fondo Cult., 1989.
- [54] Jack N. Gerard, "American Petroleum Institute," *Energy API*. [Online]. Available: <http://www.api.org/>. [Accessed: 04-Apr-2015].
- [55] I. Sandrea and R. Sandrea, "Global Oil Reserves-1: Recovery factors leave vast target for EOR technologies," *Oil Gas J.*, vol. 105, no. 41, p. 44, 2007.
- [56] B. X. Wanli Kang, "Stability mechanism of W/O crude oil emulsion stabilized by polymer and surfactant," *Colloids Surf. Physicochem. Eng. Asp.*, vol. 384, no. 1–3, pp. 555–560, 2011.
- [57] A. Le Follotec, I. Pezron, C. Noik, C. Dalmazzone, and L. Metlas-Komunjer, "Triblock copolymers as destabilizers of water-in-crude oil emulsions," *Colloids Surf. Physicochem. Eng. Asp.*, vol. 365, no. 1–3, pp. 162–170, Aug. 2010.
- [58] L. W. Lake and J. R. Fanchi, *Petroleum Engineering Handbook: General Engineering*. Society of Petroleum Engineers, 2006.
- [59] F. R. Menter, "Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications," *AIAA J.*, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605, 1994.

-
- [60] R. K. Zeytounian, "Joseph Boussinesq and his approximation: a contemporary view," *Comptes Rendus Mec.*, vol. 331, no. 8, pp. 575–586, 2003.
- [61] D. C. Wilcox and others, *Turbulence modeling for CFD*, vol. 2. DCW industries La Canada, CA, 1998.
- [62] W. P. Jones and Be. Launder, "The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 15, no. 2, pp. 301–314, 1972.
- [63] Ansys Inc., "ANSYS Fluent Theory Guide," vol. 15, 2013.
- [64] A. I. Khuri and S. Mukhopadhyay, "Response surface methodology," *Wiley Interdiscip. Rev. Comput. Stat.*, vol. 2, no. 2, pp. 128–149, 2010.
- [65] J. A. Cornell, *How to apply response surface methodology*, vol. 8. ASQC Milwaukee, WI, 1990.
- [66] C. D. F. Melcón and M. P. Barcia, *Superficies de Respuesta Métodos y Diseños*. 2004.
- [67] G. E. Box and D. W. Behnken, "Some new three level designs for the study of quantitative variables," *Technometrics*, vol. 2, no. 4, pp. 455–475, 1960.
- [68] S. C. Ferreira *et al.*, "Box-Behnken design: An alternative for the optimization of analytical methods," *Anal. Chim. Acta*, vol. 597, no. 2, pp. 179–186, 2007.
- [69] W. W. Focke, J. Zachariades, and I. Olivier, "The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 28, no. 8, pp. 1469–1479, 1985.
- [70] C. S. Fernandes, R. P. Dias, J. M. Nóbrega, and J. M. Maia, "Laminar flow in chevron-type plate heat exchangers: CFD analysis of tortuosity, shape factor and friction factor," *Chem. Eng. Process. Process Intensif.*, vol. 46, no. 9, pp. 825–833, Sep. 2007.
- [71] O. Giurgiu, A. Plesa, and D. Opruta, "The effect of plate heat exchanger's geometry on heat transfer," *Leonardo Electron. J. Pract. Technol.*, no. 25, pp. 254–263, 2014.
- [72] Y. Ikegami, S. Mutair, and Y. Kawabata, "Experimental and Numerical Investigations on Plate-Type Heat Exchanger Performance," *Open J. Fluid Dyn.*, vol. 5, no. 01, p. 92, 2015.
- [73] A. G. Kanaris, A. A. Mouza, and S. V. Paras, "Optimal design of a plate heat exchanger with undulated surfaces," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 48, no. 6, pp. 1184–1195, 2009.
- [74] J. G. A. Marin, D. A. H. Zuluaga, and J. A. S. Del rio, "Independencia de malla en tubos torsionados para intercambio de calor: caso de estudio," *Rev. Fac. Cienc.*, vol. 5, no. 1, pp. 124–140, 2016.
- [75] "A case study on thermal performance assessment of a heat exchanger tube equipped with regularly-spaced twisted tapes as swirl generators - ScienceDirect." [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214157X14000136>. [Accessed: 12-Jun-2017].
- [76] S. Sripattanapipat, S. Tamna, N. Jayranaiwachira, and P. Promvonge, "Numerical Heat Transfer Investigation in a Heat Exchanger Tube with Hexagonal Conical-ring Inserts," *Energy Procedia*, vol. 100, pp. 522–525, Nov. 2016.
- [77] L. Bouvier, A. Moreau, G. Ronse, T. Six, J. Petit, and G. Delaplace, "A CFD model as a tool to simulate β -lactoglobulin heat-induced denaturation and aggregation in a plate heat exchanger," *J. Food Eng.*, vol. 136, pp. 56–63, Sep. 2014.
- [78] A. G. Kanaris, A. A. Mouza, and S. V. Paras, "Flow and heat transfer in narrow channels with corrugated walls: a CFD code application," *Chem. Eng. Res. Des.*, vol. 83, no. 5, pp. 460–468, 2005.
- [79] H. Pham, *Springer handbook of engineering statistics*. Springer Science & Business Media, 2006.

A handwritten signature in black ink, appearing to be 'Diego', written on a light-colored rectangular background.

FIRMA ESTUDIANTE

A handwritten signature in black ink, appearing to be 'Zemur', written in a cursive style.

FIRMA DIRECTOR

FECHA ENTREGA: Agosto 16 de 2017