

Adaptación de la instalación experimental en área de la caldera de la Universidad de Moa para el estudio del crudo cubano

Experimental installing facility in the boiler area of Moa University to study Cuban crude oil

Jesús Manuel Viera Callar jviera@ecg.moa.minem.cu ⁽¹⁾

David Guilarte Rodríguez davidguilarterodriguez@gmail.com ⁽²⁾

Daliana María Arjona Mendoza damendoza@ismm.edu.cu ⁽³⁾

Uberlandi Torrell Quinta utorrel@ismm.edu.cu ⁽³⁾

Jorge Luis Reyes de la Cruz jluis@ismm.edu.cu ⁽³⁾

⁽¹⁾ Empresa Niquelífera Ernesto Che Guevara, Moa, Cuba ⁽²⁾ Empresa Constructora Cemento Moncada, Santiago de Cuba, Cuba ⁽³⁾ Universidad de Moa, Moa, Cuba

Resumen: Se describió la adaptación de la instalación experimental en el área de la caldera de la Universidad de Moa, destinada al estudio del crudo cubano CM 650. La incorporación de un intercambiador de calor es fundamental para elevar la temperatura del crudo y reducir su viscosidad, lo que permite un análisis más detallado de su comportamiento a diferentes temperaturas. El diseño del intercambiador de calor se basa en el método de la diferencia de temperatura media logarítmica, revelando un coeficiente de transferencia de calor por convección de $1524 \text{ W/m}^2\text{°C}$ y una transferencia de calor de -215 W , la tasa negativa indica que el calor fluye del fluido frío al fluido caliente, lo que es típico en los intercambiadores de calor. Los métodos de Elementos Finitos se utilizan para determinar las condiciones del fluido, incluyendo análisis del flujo térmico, densidad y velocidad. Los resultados muestran valores máximos notables: un flujo térmico de $1023,57 \text{ °C}$, una densidad de $825,81 \text{ kg/m}^3$ y una velocidad de $2260,20 \text{ m/s}$.

Palabras claves: intercambio de calor, petróleo cubano, transporte de combustible

Abstract: This study describes the adaptation of an experimental installing in the boiler area of Moa University, intended to study of Cuban crude CM 650. Incorporation a heat exchanger is fundamental to raise the crude temperature and reduce its viscosity, which allows a more detailed analysis of its behavior at different temperature. The design of

heat exchanger is based on the LMTD, showing a convective heat transfer coefficient of 1524 W/m²°C and a heat transfer of -215 W, the negative rate indicates that heat flows from cold fluid to hot fluid, which is typical in heat exchangers. Finite Element methods are used to determine fluid conditions, including heat flow, density and velocity analysis. The results show remarkable maximum values: a heat flux of 1023.57 °C, a density of 825.81 kg/m³ and a velocity of 2260.20 m/s.

Keywords: heat exchange, Cuban oil, fuel transport

Introducción

La transportación de combustibles es un aspecto crucial para el funcionamiento de las industrias (García Muñoz & Vargas-Galvis, 2017; Gilbert *et al.*, 2016; Laurencio *et al.*, 2022; Rodríguez & Rosabal, 2023). El uso de sistemas de tuberías es ampliamente reconocido por su eficacia económica y ambiental (García & Haoulo, 2009; Quintero, Villamizar & Fonseca, 2014; Meléndez-Pertuz *et al.*, 2017), pero el crudo cubano presenta desafíos únicos debido a su elevada viscosidad y comportamiento no newtoniano. El combustible cubano CM-650, formulado a partir de mezclas de petróleo crudo de alta viscosidad, presenta baja fluidez y características únicas, como el bajo grado API y el alto contenido de hidrocarburos aromáticos, asfáltenos, azufre y nitrógeno, que requieren técnicas especiales para su transporte y manejo efectivo.

La Universidad de Moa, ha centrado su atención en la adaptación de una instalación experimental en el laboratorio de Mecánica de los Fluidos (Romero Gé *et al.*, 2024). El objetivo es estudiar el comportamiento del crudo cubano durante su transporte y encontrar soluciones prácticas a los desafíos que presenta. Aunque la instalación actual no fue diseñada específicamente para este propósito, se buscan alternativas con la finalidad de realizar algunas modificaciones, que pueda ser una herramienta valiosa para comprender mejor las propiedades del crudo cubano.

En esta investigación se expone la adaptación de la instalación experimental en el área de la caldera de la Universidad de Moa, para el estudio del crudo cubano CM 650.

Materiales y métodos

Características del crudo CM 650

Se estudiaron las muestras de petróleo crudo pesado de 11° API. Se tomaron nueve niveles del gradiente de velocidad y cinco niveles de temperatura, para tres réplicas de cada experimento, desde la temperatura bajo las condiciones ambientales, hasta la temperatura máxima recomendada para operaciones de bombeo. Las especificaciones del crudo en estudio se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1. Especificaciones del crudo en estudio (Laurencio Alfonso *et al.*, 2017)

Nº	Parámetros	U/M	Valor
1	Viscosidad a 50 °C	mm ² /s	650
2	Azufre total (m/m)	%	7,5
3	Temperatura de inflamación	°C	34
4	Temperatura de fluidez	°C	15
5	Carbón conradson (m/m)	%	14
6	Densidad a 15 °C	g/cm ³	0,9924
7	Gravedad a 15 °C	°API	11
8	Valor calórico neto	kcal/kg	9100
9	Agua por destilación (v/v)	%	2,0
10	Sedimentos por extracción (m/m)	%	0,15
11	Cenizas (m/m)	%	0,1
12	Asfaltenos (m/m)	%	18
13	Vanadio	ppm	150
14	Sodio	ppm	150
15	Aluminio + silicio	ppm	80

Laurencio Alfonso *et al.* (2017) ratifican que se trata de un petróleo crudo con alto contenido de azufre y asfáltenos, incidiendo este último de forma significativa en el comportamiento de flujo ante las variaciones de la temperatura, debido al cambio estructural y la granulometría controlada.

Metodología para el diseño de un intercambiador de calor

De acuerdo con Incropera & DeWitt (1999) y Cengel (2007) los intercambiadores de calor facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan que se mezclen entre sí. En el análisis de los intercambiadores de calor resulta conveniente trabajar con un coeficiente de transferencia de calor total U que toma en cuenta la contribución de todos estos efectos sobre la transferencia (Imbert-González, 2011; Satué *et al.*, 2024).

Se selecciona el método LMTD (diferencia de temperatura media logarítmica) para el diseño de un intercambiador de calor ya que con el conocimiento de las temperaturas de entrada y salida y el flujo másico de los fluidos es posible determinar el área de transferencia de calor (Kumar, Vijayaraghavan & Thakur, 2022; Bhattad *et al.*, 2024).

La temperatura media se puede determinar mediante la aplicación de un balance de energía para elementos diferenciales de fluidos calientes y fríos. La diferencia media logarítmica de temperatura para el caso del intercambiador a contraflujo, con las mismas temperaturas de entrada y de salida, se determina según Cengel (2007):

$$\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,sal}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,ent}$$

Dónde:

ΔT_1 y ΔT_2 : diferencias de temperaturas; (°C)

$T_{h,ent}$: temperatura de entrada del fluido caliente, (°C)

$T_{h,sal}$: temperatura de salida del fluido caliente; (°C)

$T_{c,ent}$: temperatura de entrada del fluido frío; (°C)

$T_{c,sal}$: temperatura de salida del fluido frío, (°C)

Se concluye que la diferencia de temperatura media apropiada es la diferencia de temperatura media logarítmica donde:

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

El factor de corrección depende de la configuración geométrica del intercambiador y de las temperaturas de entrada y de salida de las corrientes de los fluidos caliente y frío. Para un intercambiador de flujo cruzado y uno de casco y tubos de pasos múltiples, el factor de corrección es menor que la unidad. El valor límite con el factor de corrección igual a uno corresponde al intercambiador a contraflujo. Por tanto, el factor de corrección F para un intercambiador de calor es una medida de la desviación de la temperatura media logarítmica con respecto a los valores correspondientes para el caso de contraflujo. Para las configuraciones comunes de los intercambiadores de flujo cruzado y de casco y tubos en función de las razones P y R entre dos temperaturas, se calcula:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad R = \frac{T_1 - T_2}{t_1 - t_2}$$

Dónde:

t_1 y t_2 : Temperaturas a la entrada y salida del tubo respectivamente; (°C)

T_1 y T_2 : temperaturas a la entrada y salida de la coraza respectivamente, (°C)

Según Cengel (2007) el valor de P va desde 0 hasta 1. El valor de R que va desde 0 hasta infinito, corresponde al cambio de fase (condensación o ebullición) del lado del casco y al cambio de fase del lado del tubo. En la figura 1 se representa la obtención del valor del factor de corrección de acuerdo a los valores que se obtienen de P y R. Para este caso se tomó teniendo en cuenta que es una coraza y sus varios pasos por los tubos.

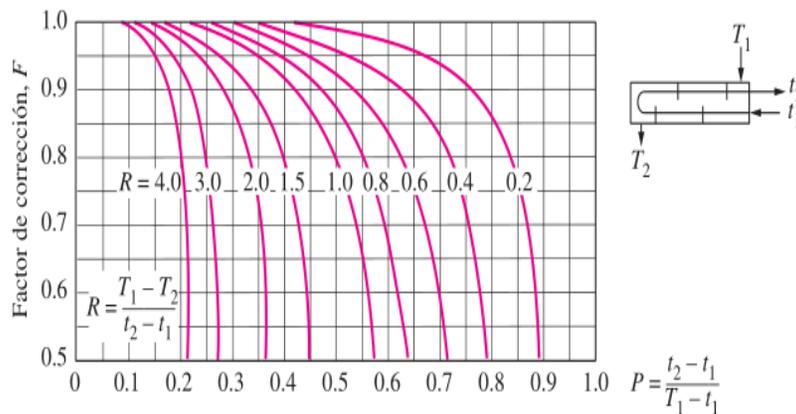


Figura 1. Factor de corrección (Cengel, 2007).

Para intercambiadores de calor de pasos múltiples y de flujo cruzado resulta conveniente relacionar la diferencia equivalente de temperatura con la relación de la diferencia media logarítmica para el caso de contraflujo, que quedaría como:

$$\Delta T_{ml} = F \Delta_{ml,CF}$$

Dónde:

F: factor de fricción, (adimensional)

$\Delta_{ml,CF}$: temperatura media logarítmica para el caso de contraflujo; (°C)

Coefficientes de transferencia de calor por convección

El coeficiente de transferencia de calor por convección representa la cantidad de calor que se transfiere por unidad de área y por unidad de diferencia de temperatura entre el fluido y la superficie (Incropera & DeWitt, 1999). Depende de factores como viscosidad, conductividad térmica, área de la superficie, flujo másico, velocidad y superficie.

$$A_c = \frac{\pi}{4} D^2.$$

$$m = \rho \cdot A_c \cdot V$$

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho A_c}$$

Dónde:

ρ : densidad del fluido; (kg/m³)

A_c : Área de la sección transversal; (m²)

D : diámetro exterior; (m)

V : Velocidad del fluido; (m/s)

El número de Reynolds ayuda a determinar el comportamiento del fluido en movimiento ya sea en laminar con $Re \leq 2300$ o turbulento con $Re \geq 4000$ (Fox, Pritchard & McDonald, 2003).

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

Dónde:

Re : Número de Reynolds; (adimensional)

v : Velocidades alcanzadas por el fluido en las tuberías; (m/s),

d : Diámetro normalizado de las tuberías de succión y descarga; (m)

ρ : Densidad del agua; (kg/m³)

μ : Viscosidad dinámica; (Pa·s)

Los valores del Prandt y del coeficiente de conductividad térmica del CM 650 según Laurencio (2012) se determinan por las ecuaciones:

$$Pr = \frac{0.856 \cdot T_i + 1483}{k_p} \cdot \frac{59.86}{e^{-0.0556 \cdot T_i}} \cdot \left[\frac{8.16 \cdot v}{D_i} \right]^{-0.075}$$

$$k_p = (-0.13 \cdot T_i + 149.1) \cdot 10^{-3}$$

Dónde:

Pr : Número de Prandt; (adimensional)

k_p : coeficiente de conductividad térmica del petróleo y del aire; (W/m·°C)

D_i : diámetro interior de la tubería, (m)

T_i : temperatura del interior; (°C)

El número de Nusselt es una cantidad adimensional que se utiliza para caracterizar la eficiencia de la transferencia de calor convectiva en un objeto o sistema (Jouglard & Pérez, 2004). Se relaciona con el número de Reynolds (Re) y el número de Prandtl (Pr) a través de correlaciones empíricas, como la ecuación de Dittus-Boelter, que se utiliza para flujos de calor en tubos o canales.

$$Nu = 0.3 + \frac{0.62 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282\,000}\right)^{5/8}\right]^{4/5}$$

Dónde:

Nu : Nusselt (adimensional)

$$h = \frac{k}{D} Nu$$

Dónde:

h : Coeficiente de transferencia de calor; (W/m²·°C)

k : Coeficiente de conductividad térmica del petróleo y del aire; (W/m·°C)

Razón de transferencia de calor

De acuerdo con Holman (1992) la tasa de transferencia de calor describe la velocidad a la que transfiere de un objeto o sistema a otro, esta ve influenciada varios factores, incluyendo la diferencia de temperatura entre los objetos o sistemas involucrados. A mayor diferencia de temperatura, mayor será la tasa de transferencia de calor. Esta puede ocurrir en diferentes mecanismos, incluyendo la conducción, la convección y la radiación. La ecuación para determinar la razón de transferencia de calor es:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}}$$

$$A_s = \pi DL$$

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{ml}$$

Dónde:

\dot{Q} : razón de transferencia de calor

U : coeficiente de transferencia de calor total; (W/m²·°C)

A_s : área de la superficie

h_i y h_o : Coeficiente de transferencia de calor por convección en el interior y exterior respectivamente; ($W/m^2 \cdot ^\circ C$).

Determinación de la temperatura de la pared del tubo

La temperatura de la pared del tubo se calcula:

$$t_w = t_a + \frac{h_i}{h_i + h_o} (T_a - t_a)$$

Dónde:

t_w : temperatura de la pared del tubo; ($^\circ C$)

t_a : Temperatura promedio del fluido frío (crudo); ($^\circ C$)

T_a : temperatura promedio del fluido caliente (vapor); ($^\circ C$)

Resultados y discusión

Resultado del cálculo de la variación de temperatura

La temperatura de entrada del fluido caliente es de $150^\circ C$, mientras que la temperatura de salida del fluido frío es de $85^\circ C$. La diferencia de temperatura resultante es de $65^\circ C$, lo que indica que el fluido caliente entra a una temperatura significativamente más alta que la salida del fluido frío. En este caso, la temperatura de salida del fluido caliente es de $100^\circ C$, mientras que la temperatura de entrada del fluido frío es de $27^\circ C$. La diferencia de temperatura resultante es de $73^\circ C$, lo que muestra una diferencia significativa entre las temperaturas de los dos fluidos en el intercambiador de calor.

Resultado del cálculo de la temperatura media logarítmica para contraflujo

El valor negativo de $-0,95^\circ C$ para el caso de contraflujo revela que la temperatura media logarítmica es menor que la diferencia de temperatura promedio aritmética (media simple de ΔT_1 y ΔT_2). Esto sugiere que la tasa de transferencia de calor es un poco más baja de lo que sugeriría la diferencia de temperatura promedio simple.

Resultado de la selección del factor de corrección

Según Sánchez & Góngora (2018) el factor de corrección F tiene en cuenta la configuración geométrica del intercambiador de calor y las temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos. Un valor de F menor que 1 indica que la temperatura media

logarítmica del intercambiador de casco y tubos es ligeramente inferior a la del intercambiador de contraflujo ideal. Esto es típico para intercambiadores de calor de flujo cruzado y de casco y tubos, donde la transferencia de calor puede ser menos eficiente debido a la configuración del flujo.

El valor de P para 0,67 indica que la temperatura de salida del fluido caliente está relativamente cerca de la temperatura de entrada del fluido frío, lo que indica una transferencia de calor efectiva. El valor de R para 1,67 indica que la diferencia de temperatura entre las entradas de la carcasa y el tubo es mayor que la diferencia de temperatura entre sus salidas, lo que también es consistente con una transferencia de calor efectiva. Para este intercambiador de calor de acuerdo a las condiciones dadas el factor de corrección tiene un valor de 0.75.

Resultados de la temperatura media logarítmica

El valor resultante de $-0,71$ °C indica que la temperatura media logarítmica es menor que cero, lo que sugiere una transferencia de calor efectiva en el intercambiador de calor. El factor de corrección F de 0,75 apunta que la eficiencia del intercambiador de calor es un poco menor que la de un intercambiador de contraflujo ideal. Esto podría deberse a la configuración de flujo cruzado o a otros factores específicos del diseño del intercambiador de calor de pasos múltiples.

Resultados del cálculo de los coeficientes de transferencia de calor por convección

El área de la superficie se calcula utilizando el diámetro de los tubos (0,0508 m), lo que resulta en un área de $0,0020$ m². El flujo másico se determina utilizando la densidad del fluido 900 kg/m³, el área de la superficie y la velocidad del fluido 2 m/s, lo que resulta en un flujo másico de $3,6$ kg/s. Estos valores indican una superficie razonable para la transferencia de calor y una tasa de flujo adecuada a través del intercambiador. En este caso el Número de Reynolds, para un valor de $100\ 000$, indica un flujo turbulento que puede mejorar la eficiencia de la transferencia de calor al promover la mezcla y aumentar la convección. Un valor de Re tan alto sugiere que el fluido experimentará un flujo caótico y agitado dentro de los tubos.

El coeficiente de conductividad térmica y número de Prandtl se calcula utilizando la temperatura interior de 300 °C. El valor resultante de $14,3$ indica que el fluido tiene una

conductividad térmica relativamente baja y una capacidad de calor específica relativamente alta. Se calcula en función de la temperatura interior y resulta en $0,097 \text{ W/m}\cdot\text{°C}$. Estos valores señalan que el petróleo crudo CM 650 no es un excelente conductor de calor, pero su capacidad de calor específica puede ayudar a moderar las fluctuaciones de temperatura.

El número de Nusselt es de 130. Este valor se calcula utilizando el número de Reynolds y el número de Prandtl, lo que revela que la configuración del flujo y las propiedades del fluido tienen un impacto significativo en la eficiencia de la transferencia de calor. Un valor de Nu de 130 indica una tasa de transferencia de calor razonablemente alta, lo que es positivo para el intercambio de calor efectivo. Para una conductividad térmica de $0,6 \text{ W/m}\cdot\text{°C}$ para el vapor de agua a 150 °C , el valor del coeficiente de transferencia de calor es de $1524 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$.

Resultados del cálculo de la razón de transferencia de calor

Al calcular el área de la superficie utilizando el diámetro exterior de los tubos $0,0635 \text{ m}$ y su longitud 10 m , resulta en un área de $2,01 \text{ m}^2$. Un área de superficie más grande proporciona más espacio para que ocurra la transferencia de calor, lo que generalmente resulta en una tasa de transferencia de calor más alta.

Para coeficientes de transferencia de calor por convección en el interior con un valor de $50 \text{ W/m}^2\cdot\text{°C}$ y el coeficiente de transferencia de calor por convección del exterior con $30 \text{ W/m}^2\cdot\text{°C}$, lo que resulta en un valor de $U = 15 \text{ W/m}^2\cdot\text{°C}$. Se obtuvo un valor de -215 W . La tasa negativa indica que el calor fluye del fluido frío al caliente, típico en los intercambiadores de calor.

Resultado del cálculo de la temperatura de la pared del tubo

La temperatura de la pared del tubo influye en la tasa de transferencia de calor entre los fluidos caliente y frío. Una temperatura de la pared más alta indica mayor transferencia de calor del fluido caliente al frío. En el caso dado, la temperatura de la pared del tubo es de 350 °C . Esta temperatura intermedia sugiere que la pared del tubo está absorbiendo calor del fluido caliente y transfiriéndolo al fluido frío, que es el objetivo principal de un intercambiador de calor (Pérez Sánchez, 2020).

Los coeficientes de transferencia de calor en el interior y en el exterior juegan un papel importante en la determinación de la temperatura de la pared del tubo. En este caso, lo que significa que el fluido en el interior del tubo (fluido caliente) tiene una tasa de transferencia de calor más alta que el fluido en el exterior (fluido frío). Esto se debe a que es inversamente proporcional a la resistencia térmica del fluido interior, por lo que un valor más alto indica una menor resistencia a la transferencia de calor.

Análisis del flujo térmico

El análisis del flujo térmico (Figura 2), muestra cómo se distribuye el calor dentro del intercambiador de calor. La gama de colores en la figura representa diferentes valores de temperatura, ofreciendo una representación de la transferencia de calor en el sistema.

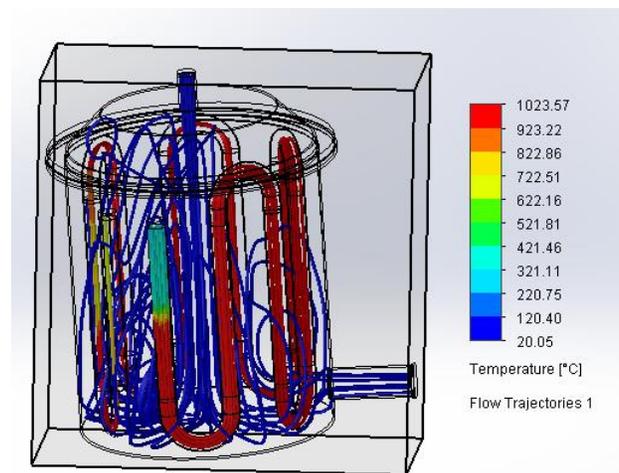


Figura 2. Análisis del flujo térmico en el intercambiador.

El fluido CM 650, representado en azul, tiene una temperatura relativamente baja de 20,05 °C. A medida que se acerca a los tubos del intercambiador de calor, la temperatura comienza a aumentar, lo que resulta en una transición de azul a verde y amarillo. Esta subida de temperatura se atribuye a los procesos de convección y conducción que tienen lugar entre el fluido y los elementos circundantes.

A medida que el fluido CM 650 se acerca a los tubos, donde se produce el intercambio de calor real, las temperaturas alcanzan valores máximos. Los colores verde y amarillo indican temperaturas que oscilan entre 421,26 °C y 822,66 °C, lo que demuestra la eficacia de la transferencia de calor en esta región. La proximidad a los tubos, diseñados para facilitar la transferencia de calor, contribuye a este aumento de temperatura.

El vapor de agua que fluye por el interior de los tubos se muestra en rojo, indicando una temperatura significativamente más alta de 1023,57 °C. El vapor de agua absorbe y transfiere calor a medida que fluye a través de los tubos. La alta temperatura del vapor de agua es esencial para el proceso de intercambio de calor, ya que proporciona la energía térmica necesaria para calentar el fluido CM 650.

Análisis de la simulación para la densidad de los fluidos

La Figura 3 proporciona una representación visual reveladora del comportamiento de la densidad de los fluidos involucrados en la simulación. La densidad, una propiedad fundamental de los fluidos, varía según su composición y temperatura. En esta figura, la densidad del crudo cubano se destaca con una tonalidad roja intensa, indicando su alta densidad de 917.53 kg/m³.

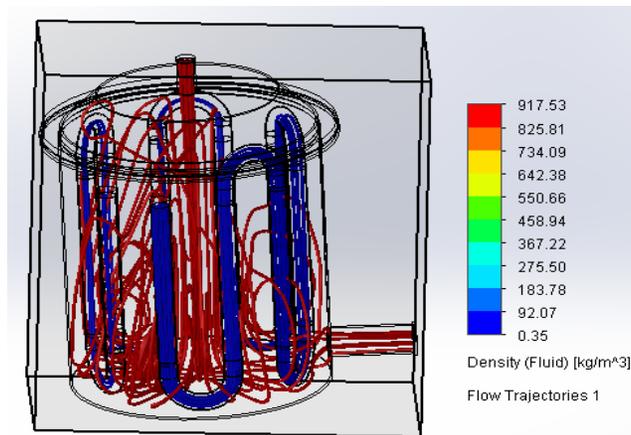


Figura 3. Comportamiento de la densidad de los fluidos.

Por otro lado, el vapor de agua proveniente de las calderas de la Universidad de Moa se representa con una tonalidad azul. Sus valores de densidad varían significativamente, desde 0.35 kg/m³ hasta 187.78 kg/m³. Esta amplia gama refleja la naturaleza cambiante del vapor de agua, que puede existir en diferentes estados, desde vapor a baja presión hasta vapor saturado a alta presión.

Mientras tanto, las áreas circundantes a los intercambiadores de calor muestran una variedad de colores que indican el comportamiento del fluido en esas regiones. Los colores van desde el azul celeste hasta el naranja, con valores de densidad que oscilan entre 275.50 kg/m³ y 825.81 kg/m³. Estas variaciones de color y densidad proporcionan

información sobre el comportamiento y mezcla de fluidos en las cercanías de los intercambiadores de calor.

Conclusiones

Para la adaptación de la instalación experimental para el estudio del crudo cubano CM 650 se diseñó un intercambiador de calor con la finalidad de ver el comportamiento del fluido a diferentes temperaturas,

Para garantizar una mejor funcionalidad de la instalación teniendo en cuenta sus características en la que a partir del método de diferencia de temperatura media logarítmica, se obtuvo valores para la razón de transferencia de calor total de -215 W y para la temperatura media logarítmica de $-0,71 \text{ }^\circ\text{C}$,

Al determinar el comportamiento del fluido a través de método de los elementos finitos (MEF) teniendo en cuenta el mallado y condiciones de frontera se pudo obtener valor para la velocidad la cual tuvo valores máximos de $2269,200 \text{ m/s}$ y para la densidad con valores máximos de 917.53 kg/m^3 .

Referencias bibliográficas

Bhattad, A., Atgur, V., Rao, B.N., Banapurmath, N.R., Manavendra, G., Sajjan, A.M., Anjum, I., Tambrallimath, V., Kamangar, S. & Hussien, M. (2024). Un enfoque LMTD simplificado para evaluar la efectividad de un intercambiador de calor de placas tipo Chevron. *Revista de Análisis Térmico y Calorimetría*, 149(21), 12205-12217. <https://link.springer.com/article/10.1007/s10973-024-13573-y>

Cengel, Y.A. (2007). *Transferencia de calor y masa*. McGraw-Hill Interamericana.

Fox, R.W., Pritchard, P. J., & McDonald, A. T. (2003). *Introduction to fluid Mechanics*. McGraw-Hill.

García, F. & Haoulo, M. (2009). Estudio experimental de patrones de flujo bifásico aire-agua en tuberías horizontales y ligeramente inclinadas. *Información Tecnológica*, 20(3), 3-12. <https://doi.org/10.4067/S0718-07642009000300002>

García-Muñoz, D. & Vargas-Galvis, F. (2017). Aislamiento térmico de tuberías de acero que transportan fluidos calientes a partir de recubrimientos elaborados mediante

proyección térmica. *Tecnológicas*, 20(40), 53-69,
<https://doi.org/10.22430/22565337.705>

Gilbert-Hernández, A., Retirado-Mediaceja, Y., Laurencio-Alfonso, H., Palacios-Rodríguez A. y Góngora-Leyva, E., (2016). Procedimiento para la selección del espesor óptimo económico de aislamiento térmico en tuberías con trazas de vapor. *Minería y Geología*, 32(2), 21-37. 2016.
<http://revista.ismm.edu.cu/index.php/revistamg/article/view/1192>

Holman, J.P. (1992). *Transferencia de calor*. Compañía Editorial Continental.
<https://fenomenosdetransporte.wordpress.com/wp-content/uploads/2008/10/transferencia-de-calor-holman.pdf>

Imbert-González, J. (2011). Evaluación de un intercambiador de calor. Estudio de su empleo como recuperador de calor. *Tecnología Química*, 31(3), 37-44.
<https://www.redalyc.org/journal/4455/445543774005.pdf>

Incropera, F.P. & DeWitt, D.P. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor*. Pearson Educación.
<https://biblioteca.ucuenca.edu.ec/digital/s/biblioteca-digital/ark:/25654/60>

Jouglard, C.E. & Pérez, A.L. (2004). Determinación del número de Nusselt para tuberías triangulares. *Mecánica computacional*, 2409-2426. <https://venus.santafe-conicet.gov.ar/ojs/index.php/mc/article/download/403/388>

Kumar, D. V., Vijayaraghavan, S., & Thakur, P. (2022). Analytical and experimental investigation on heat transfer and flow parameters of Multichannel louvered fin cross flow heat exchanger using iterative LMTD and ϵ -NTU method. *Materials Today: Proceedings*, 52, 1240-1248.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214785321070516>

Laurencio Alfonso, H. (2012). *Método para la determinación de parámetros racionales de transporte de petróleo crudo por tuberías conductoras*. (Tesis Doctoral, Instituto Superior Minero Metalúrgico, Cuba).
<http://ninive.ismm.edu.cu/handle/123456789/1540>

Laurencio Alfonso, H. L., Retirado Mediaceja, Y., Falcón Hernández, J. F., Torres Tamayo, E., & Salazar Corrales, M. F. (2022). Modelo para simulación de la potencia de flujo en tuberías conductoras de petróleo pesado con comportamiento pseudoplástico. *Ingeniare. Revista chilena de ingeniería*, 30(1), 171-179. <https://revistas.uta.cl/pdf/2879/0718-3305-ingeniare-30-01-171.pdf>

Laurencio Alfonso, H., Gilbert Hernández, A., & Retirado Mediaceja, Y. (2017). Modelado de la viscosidad aparente de un petróleo crudo de 11°API con comportamiento no newtoniano. *Ingeniare. Revista chilena de ingeniería*, 25(4), 674-680. <http://dx.doi.org/10.4067/S0718-33052017000400674>

Meléndez-Pertuz, F., González Coneo, J., Comas-González, Z., Núñez-Pérez, B. & Viloria Molinares, P.V. (2017). Integridad estructural de tuberías de transporte de hidrocarburos: Panorama actual. *Revista Espacios*, 38(17). <http://es.revistaespacios.com/a17v38n17/a17v38n17p01.pdf>

Pérez Sánchez, A., Romero Gonzáles , E., & Pérez Sánchez, E. (2020). Diseño térmico de intercambiador de calor de tubo y coraza para el enfriamiento de metanol. *Nexo Revista Científica*, 33(2), 753-776. <https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=7852480>

Quintero, L. A., Villamizar, J. A., & Fonseca, J. M. (2014). Análisis de técnicas de inspección no destructiva en tubería flexible con refuerzo no metálico para el transporte de hidrocarburos. *Revista Colombiana de Materiales*, (5), 78-85. <https://revistas.udea.edu.co/index.php/materiales/article/download/19097/16457/69020>

Rodríguez, A. D., & Rosabal, L. B. (2023). Aspectos esenciales para lograr el uso eficiente del combustible nacional, en las centrales termoeléctricas cubanas. *Revista Universidad y Sociedad*, 15(4), 65-75. http://scielo.sld.cu/scielo.php?pid=S2218-36202023000400065&script=sci_arttext

Romero Gé, Y., Rodríguez Ismar, M., Martínez Rojas, R., Barroso Romero, O. (2024). Rediseño de instalación de hidrotransporte para el estudio del crudo cubano mejorado 650 en la Universidad de Moa. *Ciencia & Futuro*, 14(4), 494-508. <https://revista.ismm.edu.cu/index.php/revistacyf/article/view/2644>

Sánchez, A.A. & Góngora, E. (2018). Determinación de los coeficientes globales de transferencia de calor comparando los métodos DTML y ϵ -NTU. *Ingeniería Energética*, 39(3), 203-212. <https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=6538756>

Satué, M. G., Schiavo, M., Ortega, M. G., Beschi, M., Visioli, A., & Arahall, M. R. (2024). Método práctico para la estimación de parámetros en un intercambiador de calor. *Jornadas de Automática*, (45). <https://doi.org/10.17979/ja-cea.2024.45.10746>