

Incremento de la termotransferencia en un sistema de enfriadores enchaquetados, optimizando los flujos de agua

(Heat transfer incremental on a jacketed coolers system through optimization of the water flowrates)

Andrés A. Sánchez-Escalona¹, Yanán Camaraza-Medina², Yoalbys Retirado-Mediaceja³, Ever Góngora-Leyva⁴

Resumen

En esta investigación se propuso un esquema optimizado de distribución de agua para incrementar la termotransferencia, en un sistema de enfriadores de sulfuro de hidrógeno. La instalación está compuesta por dos intercambiadores de calor de tubos y coraza enchaquetados, instalados en un arreglo serie-paralelo. Cada equipo opera con tres fluidos y posee dos vías principales de intercambio térmico. La optimización de los flujos de agua se realizó mediante algoritmos genéticos, utilizando un modelo con base en el método ϵ -NTU para la simulación de los intercambiadores de calor. Se estimó un incremento del calor transferido entre 3695 y 10514 W, así como una disminución de la temperatura del gas a la salida del sistema entre 2.9 y 9.8 K. La recuperación termoenergética calculada osciló entre 3.90 y 22.16 %, con 12.44 % como promedio. Mediante regresión lineal múltiple se determinaron las funciones para solución tecnológica del problema investigado.

Palabras clave

Algoritmos genéticos; eficiencia energética; intercambiadores de calor; optimización; uso racional del agua.

Abstract

This research proposed an optimized water distribution scheme in order to increase the heat transfer on a hydrogen sulphide gas coolers system. The system is comprised by two jacketed shell and tube heat exchangers, installed in a series-parallel arrangement. Each equipment operates with three streams, hence two major thermal communications are present. The water flowrates optimization was performed through genetic algorithms, using a model based on the ϵ -NTU method for simulation of the heat exchangers. The heat transfer incremental was estimated within the range 3695 to 10514 W, while the gas temperature reduction at the system outlet was projected between 2,9 and 9,8 K. Calculated heat recovery varied from 3,90 to 22,16%, averaging 12,44%. Multivariate linear regression was implemented for determination of the functions that solves the studied problem from a technological point of view.

Keywords

Genetic algorithms; energetic efficiency; heat exchangers; optimization; rational water usage.

1. Introducción

Comúnmente el agua y la energía están interrelacionadas dentro de un proceso. Si bien el uso mínimo de agua puede conllevar al ahorro de materias primas y del combustible utilizado para los procesos de calentamiento o enfriamiento, el suceso inverso también se manifiesta. Por consiguiente, los consumos de agua y energía deberían racionalizarse de forma simultánea. En este contexto, implementar alternativas para optimizar el uso de ambos recursos, cumpliendo

1 Universidad de Moa. Moa, Cuba. [sanchezescalona88@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-9770-210X>]

2 Universidad de Matanzas. Matanzas, Cuba. [yanan.camaraza@umcc.cu, <https://orcid.org/0000-0003-2287-7519>]

3 Universidad de Moa. Moa, Cuba. [yretirado@ismm.edu.cu, <https://orcid.org/0000-0002-5098-5675>]

4 Universidad de Moa. Moa, Cuba. [egongora@ismm.edu.cu, <https://orcid.org/0000-0001-5418-5512>]

con las regulaciones ambientales, constituye un reto global para ingenieros e investigadores (Ahmetović, Ibrić, Kravanja y Grossmann, 2015; Lorenzo-Llanes, Zumalacárregui-de Cárdenas y Mayo-Abad, 2016). A pesar de que esta premisa parece incuestionable en la actualidad, siempre existen posibilidades de mejora en el ámbito industrial.

El sistema estudiado en el presente trabajo constituye un elemento clave en la gestión energética de la planta de procesos químicos donde se encuentra instalado. El mismo está compuesto por dos intercambiadores de calor de tubos y coraza enchaquetados, cuya función es enfriar el sulfuro de hidrógeno desde 416.15 hasta 310.15 K y separar el azufre arrastrado por la corriente de gas. Son equipos que operan con tres fluidos y poseen dos vías principales de intercambio de calor, ya que el aislamiento térmico externo limita la transferencia con el entorno. A pesar de que el sistema de enfriamiento se diseñó para transferir una energía térmica equivalente a 138 kW, a través de un área efectiva de 49.2 m², actualmente no se alcanza el intercambio térmico proyectado. De una parte, el flujo de agua alimentado representa solamente entre un 53.5 y 56.6 % del valor de diseño, equivalente a 2.974 kg/s (Sánchez-Escalona, Góngora-Leyva, Zalazar-Oliva y Álvarez-Hernández, 2017). Por otra parte, la distribución de los flujos de agua no es óptima porque limita la eficiencia del proceso de transferencia de calor. Como la carga térmica de cada etapa de intercambio es diferente, y en la mayoría de los escenarios de operación analizados el agua no es la resistencia térmica controlante, no tiene sentido práctico distribuir los flujos equitativamente en cada intercambiador de calor. Ello provoca que los equipos se subutilicen desde el punto de vista energético y se desaproveche potencia de bombeo en el sistema de suministro de agua.

Aunque varios investigadores han analizado la disposición óptima de las corrientes para intercambiadores de calor aislados (Gaddis, 1986; Kumar-Singh, 2015) y para corazas múltiples en serie (Mukherjee, 2004; Kotiaho, Lampinen y Assad, 2015; Guo, Cui, Huai, Cheng y Zhang, 2019), con el fin de mejorar la efectividad térmica del sistema, la mayor parte de la literatura solo hace referencia a configuraciones en paralelo y contracorriente de los fluidos. El arreglo combinado, serie-paralelo, ha sido poco estudiado. Mukherjee (2004) analizó este escenario mediante una situación real presentada en una refinería, con un sistema de enfriadores de hidrocarburo líquido, y propuso dividir el flujo de agua entre las corazas de la primera y la segunda etapa, en la misma proporción de sus cargas térmicas. La complejidad de este caso no fue notable, porque los equipos analizados solo poseían dos fluidos y una vía principal de intercambio de calor. Un estudio posterior fue realizado por Sánchez-Escalona y Góngora-Leyva (2019), relacionado también con la disposición serie-paralelo pero considerando tres fluidos, en el cual se estableció un procedimiento para el análisis térmico de los intercambiadores de calor, que permitió proponer mejoras a las instalaciones industriales existentes. Aunque recomendaron incrementar el flujo de agua a cada intercambiador de calor hasta 7.5 kg/s, con el propósito de lograr la temperatura requerida de salida del gas, la optimización de los flujos hacia cada sección del sistema se reservó para estudios posteriores.

Otro grupo de investigadores han empleado métodos de optimización y técnicas de intensificación de la transferencia de calor para incrementar el rendimiento térmico de los equipos (Sheikholeslami, Gorji-Bandpy y Ganji, 2015; Reyes-Rodríguez y Moya-Rodríguez, 2016; Toimil y Gómez, 2017; Alam y Kim, 2018). En este ámbito, cuando se estudian las mejoras de redes pre-existentes de intercambiadores de calor (HEN retrofit), se tienen en cuenta dos escenarios principales: estructura fija de la red, y modificación de la topología. Mediante la primera se persigue maximizar la recuperación de calor en la red utilizando superficies extendidas, insertos de cinta en espiral, deflectores helicoidales u otras técnicas. En cambio, mediante la segunda, se tienen

en consideración todas las posibilidades de modificación de la red, incluyendo cambios del área de transferencia y nueva disposición de los sistemas de tuberías. Aunque la modificación de la topología permite mejor aprovechamiento del agua y la energía, también implica mayores costos capitales (Jiang et al., 2018). Además, en plantas de producción continua, por lo general se dificulta realizar este tipo de modificaciones, incitando preferencia por la primera opción.

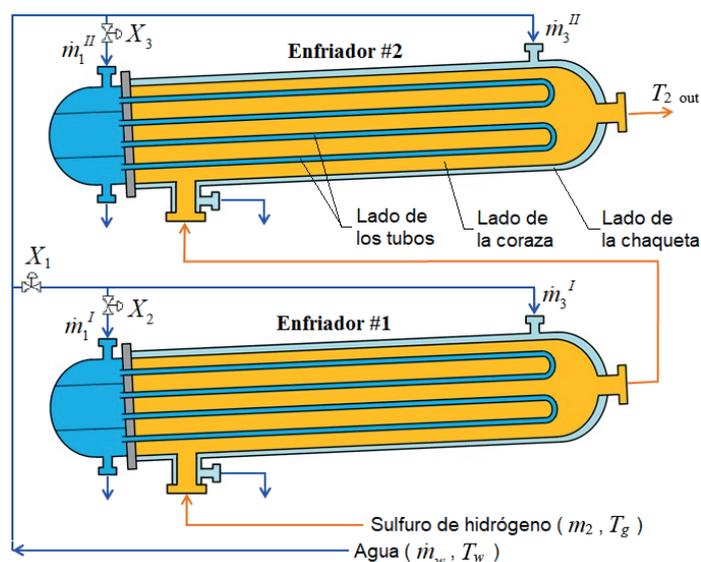
La mejora de redes preexistentes de intercambiadores de calor ha sido ampliamente estudiada. Dentro de los trabajos más recientes se encuentran los de desarrollados por Jiang et al. (2018), Bütün, Kantor, Mian y Maréchal (2018), Biyanto et al. (2019), Klemeš et al. (2020), entre otros. Sin embargo, en las referencias consultadas no se han analizado intercambiadores de calor con tres fluidos, ni se consideró la optimización de los flujos de las corrientes secundarias como uno de los métodos de intensificación de la transferencia de calor sin modificar la topología existente. Teniendo en cuenta lo anterior, el objetivo de este trabajo consiste en proponer un esquema optimizado de distribución de agua a los intercambiadores de calor, que posibilite un aumento de la termotransferencia en el sistema de enfriadores de sulfuro de hidrógeno, manteniendo una estructura fija de la red. El enfoque presentado logra una solución factible y sencilla de un problema industrial.

2. Materiales y métodos

2.1. Metodología de optimización

El sistema de enfriamiento estudiado está compuesto por dos intercambiadores de calor de tubo y coraza enchaquetados, instalados en un arreglo serie-paralelo (flujo de gas en serie, y los de agua en paralelo). En cada uno de ellos el sulfuro de hidrógeno hace su recorrido del lado de la coraza en un paso, mientras que el agua circula del lado de los tubos, con cuatro pasos, y también por la chaqueta exterior (figura 1). Sus dos vías principales de intercambio de calor son: coraza-tubos y coraza-chaqueta. Los equipos operan ocho horas en modo de enfriamiento del gas, y luego se sacan de operación para suministrarle vapor (por el lado de los tubos y por la chaqueta), durante cuatro o seis horas con el objetivo de eliminar el azufre incrustado en su interior.

Figura 1. Esquema del sistema de enfriamiento analizado



La optimización de los flujos de agua en este sistema se realizó mediante algoritmos genéticos, utilizando un modelo basado en el método de la Efectividad - Número de Unidades de Transferencia (ϵ -NUT), para la simulación de los intercambiadores de calor. La metodología empleada constó de los siguientes pasos:

1. Diagnóstico termoenergético del objeto de estudio.
2. Selección de las variables y diseño experimental.
3. Modelación del sistema de intercambiadores de calor.
4. Validación del modelo.
5. Cálculo de las temperaturas de salida y la cantidad de calor transferida para el caso base (la operación actual).
6. Optimización de los flujos de agua mediante algoritmos genéticos.
7. Cálculo de las temperaturas de salida y la cantidad de calor transferida para el caso mejorado.
8. Comparación de los resultados.
9. Determinación de las funciones para solución tecnológica del problema investigado.

2.2. Selección de las variables y diseño experimental

Como variables del estudio se emplearon los parámetros operacionales que tienen un efecto notable en el proceso de intercambio térmico analizado. Por lo tanto, las variables independientes seleccionadas fueron las temperaturas de entrada de los fluidos, los flujos másicos y el tiempo en operación, mientras que las variables dependientes consistieron en las temperaturas de salida de las tres corrientes. El tiempo en operación se incluyó como variable independiente, en este caso particular, debido a su influencia significativa en el factor de incrustaciones y, consecuentemente, su efecto negativo en el coeficiente global de transferencia de calor (Sánchez-Escalona y Góngora-Leyva, 2018). Los niveles de cada variable se obtuvieron a partir de los parámetros de trabajo del objeto de estudio.

Los cálculos se efectuaron destacando dos variables predictoras: flujo másico de sulfuro de hidrógeno y tiempo en operación transcurrido. El resto de los parámetros se consideraron constantes, debido a su comportamiento estable durante el proceso productivo. El número de corridas se obtuvo mediante un diseño multifactorial 5^2 , de acuerdo con los niveles determinados para cada una de las variables, como muestra la tabla 1 (Edmonds y Kennedy, 2017).

Tabla 1. Matriz experimental establecida

Número de corridas	Valores de las variables independientes				
	Temperatura de entrada del agua (K)	Temperatura de entrada del gas (K)	Flujo total de agua (kg/s)	Flujo de gas (kg/s)	Tiempo en operación (h)
25	307.45	405.83	0.82	1.0227	0
				1.0565	2
				1.0903	4
				1.1241	6
				1.1579	8

2.3. Modelación matemática de los intercambiadores de calor

Uno de los aspectos más importantes para garantizar el éxito del proceso de optimización es la correcta formulación del modelo, ya que debe reflejar el problema real, con precisión suficiente para que los resultados tengan significación práctica (Biegler, 2014). En este contexto, para el cálculo de las temperaturas de salida de los tres fluidos que intervienen en el proceso de termotransferencia, se empleó el modelo analítico propuesto por Sánchez-Escalona y Góngora-Leyva (2018), incorporando algunas mejoras. Este modelo, representado de forma simplificada, mediante la expresión 1, se sustenta en la ecuación de la cantidad de calor transferida (según la Primera Ley de la Termodinámica), la ecuación de balance energético, así como las expresiones propias del método ϵ -NUT, particularizadas a intercambiadores de calor con tres fluidos y dos vías principales de intercambio térmico. Para ello se asumieron flujos monofásicos, propiedades termo-físicas constantes, a través del intercambiador de calor, operación en condiciones de estado estacionario y transferencia de calor nula hacia el medio ambiente.

$$\{T_{1\text{ out}}, T_{2\text{ out}}, T_{3\text{ out}}, Q\} = \phi(T_g, T_w, \dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3, t, \text{propiedades termo-físicas}) \quad (1)$$

Donde: $T_{1\text{ out}}$ - temperatura de salida del agua del lado de los tubos (K); $T_{2\text{ out}}$ - temperatura de salida del gas que fluye por la coraza (K); $T_{3\text{ out}}$ - temperatura de salida del agua del lado de la chaqueta (K); Q - cantidad de calor total transferido en el intercambiador (W); T_g - temperatura de entrada del gas (K); T_w - temperatura de entrada del agua (K); \dot{m}_1 - flujo másico de agua del lado de los tubos (kg/s); \dot{m}_2 - flujo másico de gas (kg/s); \dot{m}_3 - flujo másico de agua del lado de la chaqueta (kg/s); t - tiempo en operación (h). Para este caso de estudio $T_{2\text{ in}} = T_g$ y $T_{1\text{ in}} = T_{3\text{ in}} = T_w$.

Las mejoras del modelo se introdujeron en los módulos de cálculo de los coeficientes individuales de transferencia de calor, y en la ecuación para determinar la cantidad de calor transferida (tabla 2).

Tabla 2. Mejoras implementadas sobre el modelo inicial

Parámetro	Modelo inicial	Modelo actual
Coefficiente individual del lado de los tubos	Correlaciones de Sieder y Tate (1936).	Ecuación de Sieder y Tate (1936), para flujo laminar, $Re \leq 2100$. Ecuación de Hausen (1943), rango $2100 < Re \leq 3 \cdot 10^3$. Ecuación de Gnielinski (1976), rango $3 \cdot 10^3 < Re \leq 10^4$. Ecuación de Petukhov (1970), rango $10^4 < Re < 5 \cdot 10^6$.
Coefficiente individual del lado de la coraza	Método de Taborek (1983) para flujos monofásicos a través de corazas con deflectores simples segmentados.	Sin cambios.
Coefficiente individual del lado de la chaqueta	Correlación de Ghiwala & Matawala (2014), para flujo de agua a través de secciones anulares.	Ecuación de Gnielinski (1936) para flujo laminar, $Re \leq 2100$. Ecuación de Hausen (1983), en el rango $2100 < Re \leq 10^4$. Ecuación de Gnielinski (2015) para secciones anulares, $10^4 < Re$.
Cantidad de calor transferida en el intercambiador	$Q = Q_2$	$Q = \frac{1}{2}[Q_2 + (Q_1 + Q_3)]$

Donde: Re - número de Reynolds; Q_1 - cantidad de calor absorbida por el agua del lado de los tubos (W); Q_2 - cantidad de calor cedida por el gas (W); Q_3 - cantidad de calor absorbida por el agua del lado de la chaqueta (W).

2.4. Validación del modelo

Para validar el modelo se ejecutaron tres observaciones experimentales en días alternos, durante ocho horas, a partir de la puesta en funcionamiento de los intercambiadores de calor en modo de enfriamiento. Durante cada ciclo se ejecutaron 20 mediciones del flujo másico y las temperaturas de entrada y de salida de cada fluido, en ambos intercambiadores de calor, obteniéndose una base de datos con 120 registros. Instrumentación utilizada:

- Temperaturas: termopozos y termómetros bimetálicos industriales Ashcroft, con precisión de 0,1 K.
- Flujo de agua: caudalímetro ultrasónico Proline Prosonic Flow 93T, con precisión de $6.3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$.
- Flujo de sulfuro de hidrógeno: señal de proceso 4-20 mA que se envía a un PLC Siemens S7-400 y sistema Citect SCADA 7.10, con precisión 10^{-4} kg/s .

Los resultados predichos por el modelo se compararon con los valores de temperatura de salida medidos experimentalmente. Los parámetros estadísticos utilizados para cuantificar la precisión fueron el coeficiente de determinación (R^2), el error relativo promedio (e_{ave}) y el error relativo máximo (e_{max}), calculados mediante las ecuaciones 2-4 (Tamayo-Ávila et al., 2015; Li y Lu, 2018; Tuyen, Hap, y Phu, 2020).

$$R^2 = 1 - \left[\frac{\sum_{i=1}^n (T_i - T'_i)^2}{\sum_{i=1}^n (T_i - \bar{T})^2} \right] \cdot 100\% \quad (2)$$

$$e_{ave} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n (|T_i - T'_i| / T_i) \cdot 100\% \quad (3)$$

$$e_{max} = \max \left[\sum_{i=1}^n (|T_i - T'_i| / T_i) \right] \cdot 100\% \quad (4)$$

Donde: T - valor de temperatura medido experimentalmente (K); T' - valor de temperatura predicho por el modelo (K); i - valor i -ésimo de la muestra; n - cantidad total de observaciones efectuadas.

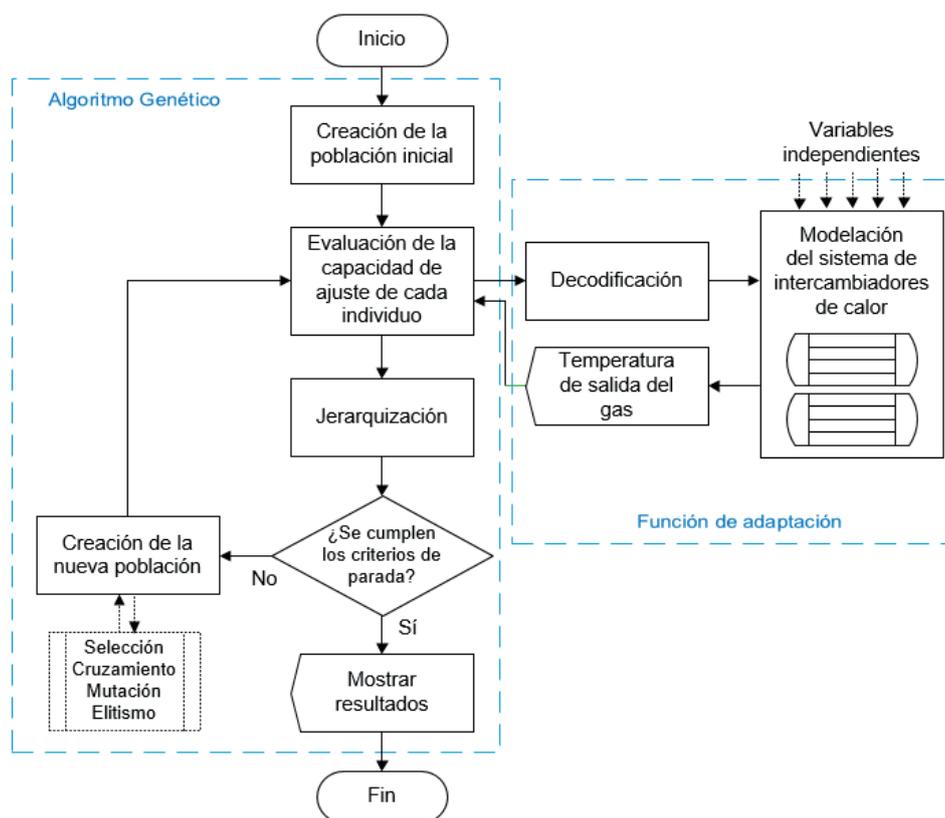
2.5. Algoritmo de optimización

Los elementos indispensables en la formulación de problemas de optimización incluyen el modelo matemático del sistema, una función objetivo (o función de adaptación), que cuantifique el criterio que será minimizado o maximizado; variables que se puedan emplear para la toma de decisiones y, opcionalmente, las restricciones (Biegler, 2014). En tal sentido, el presente trabajo empleó la lógica que muestra el esquema de la figura 2.

El proceso de optimización se realizó mediante algoritmos genéticos, por las ventajas que ofrece esta técnica estocástica de búsqueda iterativa, inspirada en los principios de selección natural. La solución del problema se realiza imitando los mecanismos de evolución de las especies, aplicando operadores genéticos básicos: selección, cruzamiento y mutación. Como concepto, un conjunto de individuos (población) cambia de generación en generación, sufriendo un proceso de evolución y adaptándose cada vez mejor al entorno. Su analogía matemática con-

siste en disponer de una función a maximizar o minimizar y una zona de búsqueda del elemento deseado, de manera que a cada punto del espacio de búsqueda le corresponde un valor de la función objetivo, y la meta es encontrar el punto que optimice dicha función (Reyes-Rodríguez y Moya-Rodríguez, 2016; Najarro, López, Racines y Puris, 2017; Moslemi y Keshtkar, 2018).

Figura 2. Diagrama de flujo del algoritmo de optimización



En la investigación se utilizaron funciones desarrolladas en Matlab® para efectuar la optimización. Los parámetros relacionados con la configuración del algoritmo se detallan a continuación (tabla 3).

Tabla 3. Configuración del algoritmo genético

Categoría	Parámetro	Valor
Variables	Cantidad	3
	Límite inferior	[0 0 0]
	Límite superior	[1 1 1]
Población	Tamaño de la población	100
Escalamiento	Función de escalamiento	Rango
Selección	Función de selección	Estocástica uniforme
Reproducción	Elitismo	1
	Fracción de cruzamiento	0.5
Mutación	Función de mutación	Dependiente de restricciones

Categoría	Parámetro	Valor
Cruzamiento	Función de cruzamiento	Dispersos
Migración	Fracción de migración	0.2
	Intervalo	20
Restricciones	Penalización inicial	10
	Factor de penalización	100
Criterios de parada	Generaciones	100
	Tiempo límite	∞
	Límite de ajuste	$-\infty$
	Generaciones recesivas	50
	Tiempo de retardo	∞
	Tolerancia de la función	10^{-6}
	Tolerancia de las restricciones	10^{-6}

Distribución de los flujos de agua en el enfriador 1 (etapa I):

$$\dot{m}_1^I = X_1 \cdot X_2 \cdot \dot{m}_w \quad (5)$$

$$\dot{m}_3^I = X_1 \cdot (1 - X_2) \cdot \dot{m}_w \quad (6)$$

Distribución de los flujos de agua en el enfriador 2 (etapa II):

$$\dot{m}_1^{II} = (1 - X_1) \cdot X_3 \cdot \dot{m}_w \quad (7)$$

$$\dot{m}_3^{II} = (1 - X_1) \cdot (1 - X_3) \cdot \dot{m}_w \quad (8)$$

$$X_k \in (0, 1) \mid \forall k \in \{1, 2, 3\}$$

Donde: \dot{m}_w - flujo total de agua alimentado al sistema de intercambiadores de calor, equivalente a 0.82 kg/s. Los superíndices I y II representan la primera y la segunda etapa de enfriamiento, respectivamente.

Desde el punto de vista práctico, el parámetro X_1 denota la fracción del flujo total de agua que se bombea hacia el primer enfriador, siendo $1 - X_1$ la fracción remanente hacia el segundo equipo. Por otra parte, X_2 representa la fracción del flujo de agua en el primer intercambiador que se hace fluir a través de los tubos, mientras que $1 - X_2$ constituye la porción que circula por la primera chaqueta. De forma análoga, X_3 describe la fracción que fluye por los tubos del segundo enfriador, y $1 - X_3$ la que circula por la segunda chaqueta. Para el caso base (la operación actual del sistema de enfriamiento), se comprobó experimentalmente que $X_1 = 0,500$ y $X_2 = X_3 = 0,723$, con tendencia invariable.

2.6. Funciones para solución tecnológica del problema investigado

Para correlacionar los flujos de agua óptimos hacia cada sección de los intercambiadores de calor, en función del flujo másico de sulfuro de hidrógeno y del tiempo en operación, se aplicó

un análisis de regresión lineal múltiple. El cálculo de los coeficientes en este modelo tuvo como base el método de mínimos cuadrados, debido a su conveniencia matemática y a la posibilidad de obtener expresiones explícitas de las ecuaciones de regresión (Bhattacharya y Burman, 2016). El análisis de la varianza, determinación de la bondad de ajuste y verificación de las hipótesis del modelo, se realizaron con el programa computacional Statgraphics.

3. Resultados y discusión

3.1. Modelación matemática

El sistema de enfriamiento de sulfuro de hidrógeno se estudió a partir de la matriz experimental diseñada. Los principales resultados obtenidos para el caso base se muestran a continuación (tabla 4).

Tabla 4. Resultados para el caso base

\dot{m}_2 (kg/s)	t (h)	X_1	X_2	X_3	\dot{m}_1^I (kg/s)	\dot{m}_3^I (kg/s)	\dot{m}_1^{II} (kg/s)	\dot{m}_3^{II} (kg/s)	$T_{2\ out}^I$ (K)	$T_{2\ out}^{II}$ (K)	Q_T (W)
1.0227	0	0.500	0.723	0.723	0.296	0.114	0.296	0.114	378.78	359.43	51523
	2	0.500	0.723	0.723	0.296	0.114	0.296	0.114	380.24	361.53	49187
	4	0.500	0.723	0.723	0.296	0.114	0.296	0.114	381.51	363.74	47130
	6	0.500	0.723	0.723	0.296	0.114	0.296	0.114	382.61	365.02	45309
	8	0.500	0.723	0.723	0.296	0.114	0.296	0.114	383.37	366.06	44146
1.0565	0	0.500	0.723	0.723	0.296	0.114	0.296	0.114	373.93	352.83	60798
	2	0.500	0.723	0.723	0.296	0.114	0.296	0.114	376.26	355.94	57225
	4	0.500	0.723	0.723	0.296	0.114	0.296	0.114	378.20	358.62	54156
	6	0.500	0.723	0.723	0.296	0.114	0.296	0.114	379.82	360.93	51498
	8	0.500	0.723	0.723	0.296	0.114	0.296	0.114	381.21	362.95	49175
1.0903	0	0.500	0.723	0.723	0.296	0.114	0.296	0.114	364.91	341.95	75672
	2	0.500	0.723	0.723	0.296	0.114	0.296	0.114	369.19	346.90	69780
	4	0.500	0.723	0.723	0.296	0.114	0.296	0.114	372.55	351.07	64840
	6	0.500	0.723	0.723	0.296	0.114	0.296	0.114	375.24	354.58	60671
	8	0.500	0.723	0.723	0.296	0.114	0.296	0.114	377.44	357.57	57125
1.1241	0	0.500	0.723	0.723	0.296	0.114	0.296	0.114	355.06	330.79	91718
	2	0.500	0.723	0.723	0.296	0.114	0.296	0.114	355.09	331.85	90414
	4	0.500	0.723	0.723	0.296	0.114	0.296	0.114	361.54	338.36	82424
	6	0.500	0.723	0.723	0.296	0.114	0.296	0.114	366.77	344.08	75405
	8	0.500	0.723	0.723	0.296	0.114	0.296	0.114	370.79	348.87	69539
1.1579	0	0.500	0.723	0.723	0.296	0.114	0.296	0.114	354.85	330.66	94640
	2	0.500	0.723	0.723	0.296	0.114	0.296	0.114	355.38	331.15	94022
	4	0.500	0.723	0.723	0.296	0.114	0.296	0.114	355.83	331.58	93474
	6	0.500	0.723	0.723	0.296	0.114	0.296	0.114	356.06	331.75	93266
	8	0.500	0.723	0.723	0.296	0.114	0.296	0.114	357.15	334.02	90396

Por otra parte, al optimizar los flujos de agua hacia cada sección del sistema de intercambiadores de calor, mediante algoritmos genéticos, se obtuvieron los valores de temperaturas de salida y cantidad de calor transferida para el caso mejorado (tabla 5).

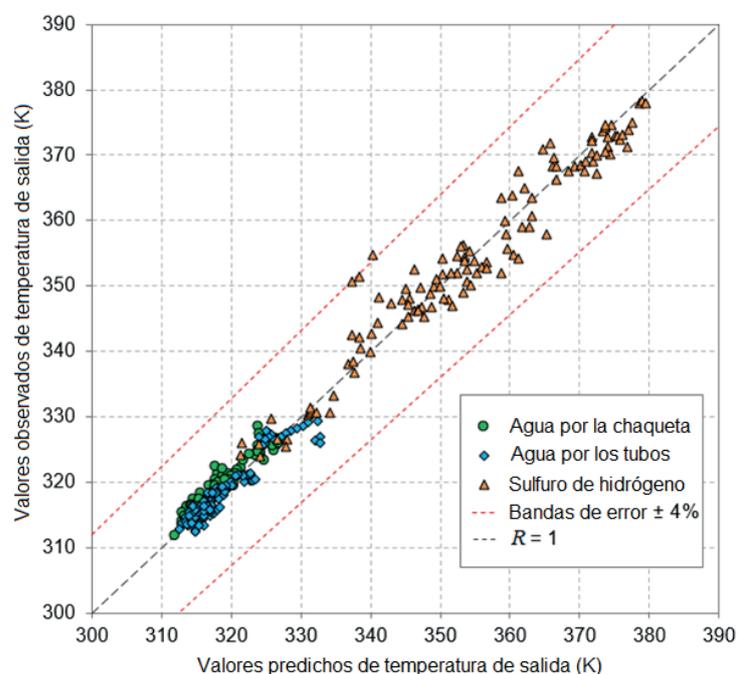
Tabla 5. Resultados para el caso mejorado

\dot{m}_2 (kg/s)	t (h)	X_1	X_2	X_3	\dot{m}_1^I (kg/s)	\dot{m}_3^I (kg/s)	\dot{m}_1^{II} (kg/s)	\dot{m}_3^{II} (kg/s)	$T_{2\ out}^I$ (K)	$T_{2\ out}^{II}$ (K)	Q_T (W)
1.0227	0	0.504	0.218	0.198	0.090	0.323	0.081	0.326	371.77	350.16	61832
	2	0.502	0.182	0.171	0.075	0.337	0.070	0.339	373.31	352.10	59667
	4	0.503	0.153	0.137	0.063	0.349	0.056	0.352	374.64	353.99	57572
	6	0.497	0.110	0.117	0.045	0.363	0.048	0.364	376.55	356.05	55277
	8	0.500	0.084	0.081	0.034	0.376	0.033	0.377	377.91	358.29	52783
1.0565	0	0.498	0.288	0.285	0.118	0.291	0.117	0.294	368.00	345.17	69619
	2	0.496	0.252	0.258	0.102	0.304	0.107	0.307	370.08	347.61	66810
	4	0.498	0.224	0.223	0.091	0.317	0.092	0.320	371.75	349.82	64267
	6	0.504	0.202	0.183	0.083	0.330	0.074	0.332	373.05	351.86	61913
	8	0.497	0.159	0.163	0.065	0.343	0.067	0.345	374.87	353.80	59689
1.0903	0	0.494	0.361	0.369	0.146	0.259	0.153	0.262	361.25	337.43	81053
	2	0.513	0.356	0.31	0.150	0.271	0.124	0.276	363.80	341.18	76580
	4	0.496	0.301	0.304	0.122	0.284	0.126	0.288	367.31	344.26	72927
	6	0.506	0.283	0.259	0.117	0.297	0.105	0.300	369.10	346.97	69707
	8	0.498	0.240	0.239	0.098	0.310	0.098	0.313	371.40	349.36	66863
1.1241	0	0.672	0.589	0.895	0.325	0.226	0.241	0.028	344.15	327.28	96037
	2	0.701	0.584	0.886	0.336	0.239	0.217	0.028	343.55	328.32	94755
	4	0.680	0.548	0.864	0.306	0.252	0.227	0.036	351.31	334.43	87248
	6	0.678	0.523	0.841	0.291	0.265	0.222	0.042	356.81	339.67	80813
	8	0.660	0.491	0.818	0.266	0.275	0.228	0.051	361.69	344.30	75141
1.1579	0	0.646	0.634	0.897	0.336	0.194	0.260	0.030	345.28	327.75	98335
	2	0.653	0.613	0.899	0.328	0.207	0.256	0.029	345.39	327.93	98100
	4	0.668	0.599	0.897	0.328	0.220	0.244	0.028	345.26	328.14	97836
	6	0.670	0.576	0.897	0.316	0.233	0.243	0.028	345.56	328.35	97578
	8	0.698	0.570	0.882	0.326	0.246	0.218	0.029	346.15	330.47	94884

Donde: $T_{2\ out}^I$ - temperatura del gas a la salida del primer enfriador (K); $T_{2\ out}^{II}$ - temperatura del gas a la salida del segundo enfriador (K); Q_T - cantidad de calor total transferida en el sistema, incluyendo ambas etapas (W).

La precisión del modelo analítico utilizado para simular el desempeño térmico de los intercambiadores de calor, garantizó confiabilidad de los resultados. Al comparar las predicciones con los valores de temperatura de salida medidos experimentalmente se observó fuerte grado de asociación entre las variables y bajos índices de error (figura 3).

Figura 3. Validación del modelo



Las mejoras al modelo inicial publicado por Sánchez-Escalona & Góngora-Leyva (2018), introducidas en este estudio, posibilitaron incrementar la correlación y reducir ligeramente las desviaciones (tabla 6).

Tabla 6. Comparación de los modelos

Variable	Modelo actual			Modelo inicial		
	R^2	e_{ave}	e_{max}	R^2	e_{ave}	e_{max}
$T_{1\ out}$	90.2%	0.34%	2.03%	88.7%	0.36%	2.66%
$T_{2\ out}$	94.3%	0.76%	4.10%	93.4%	0.78%	5.32%
$T_{3\ out}$	91.2%	0.33%	1.36%	91.2%	0.33%	1.36%

3.2. Comparación del caso mejorado con el caso base

Operar con flujos de agua estables y balanceados hacia las diferentes secciones del sistema de intercambiadores de calor, impide alcanzar mayores niveles de eficiencia térmica. Como los dos intercambiadores poseen el mismo tamaño y capacidad, la coraza más caliente entrega mayor carga térmica que la otra, en virtud de una mayor diferencia media de temperaturas (Mukherjee, 2004; Sánchez-Escalona y Góngora-Leyva, 2017). Esto provoca que el agua de enfriamiento, bombeada al intercambiador de calor de la primera etapa, absorba más calor y de cierta manera se subutilice la capacitancia térmica de la corriente de agua a través de la segunda etapa.

Además, como el agua no es el fluido controlante, cualquier exceso de flujo solo tendrá una influencia imperceptible en los coeficientes globales de transferencia de calor.

Teniendo esto en consideración, los valores óptimos de termotransferencia se estimaron para flujos de agua variables, que deben ajustarse en función del nivel productivo de sulfuro de hidrógeno y del tiempo en operación transcurrido. El hecho de que la transferencia óptima de energía térmica dependa de flujos de agua variables, también obedece al uso de intercambiadores de calor con más de una vía de intercambio térmico, ya que la efectividad máxima solo se alcanza cuando la sumatoria de todas las cantidades de calor transferido sea superior. Bajo estas circunstancias, las corrientes de agua pueden dividirse coordinadamente hacia las diferentes secciones de los intercambiadores de calor, abasteciendo con mayor flujo a la vía de intercambio de calor, que ofrece menor resistencia térmica. En este caso de estudio, las resistencias térmicas controlantes son el coeficiente individual de transferencia de calor del lado de la coraza y el factor de incrustaciones, por lo que estas definen la matriz de distribución de los flujos de agua.

El esquema de optimización propuesto permite incrementar la cantidad de calor transferida entre 3695 y 10514 W (figura 4). Consecuentemente, se logra disminuir la temperatura del gas a la salida del sistema de enfriamiento entre 2.9 y 9.8 K (figura 5). Este hecho no solo favorece un uso racional del agua, sino también un mejor aprovechamiento de la potencia de bombeo y, por consiguiente, un uso más eficiente de la energía eléctrica generada. El impacto primario de esta mejora, en materia de utilización de recursos, consiste en lograr que se transfiera una mayor cantidad de energía térmica sin la necesidad de incrementar el flujo total de agua de enfriamiento, que es bombeado a través del sistema de intercambiadores de calor.

Según Jiang et al. (2018), cuando se aplican técnicas de mejora de las redes de intercambiadores de calor (HEN *retrofit*), imponiendo estructura fija de la red (uso de superficies extendidas, insertos de cinta en espiral, deflectores helicoidales, etc.), la recuperación termoenergética puede elevarse hasta un 7.69 %. En el presente caso de estudio se determinaron niveles de recuperación comparables, que oscilan entre 3.90 y 22.16 %, con 12.44 %, como promedio.

Figura 4. Incremento de la transferencia de calor después de la optimización

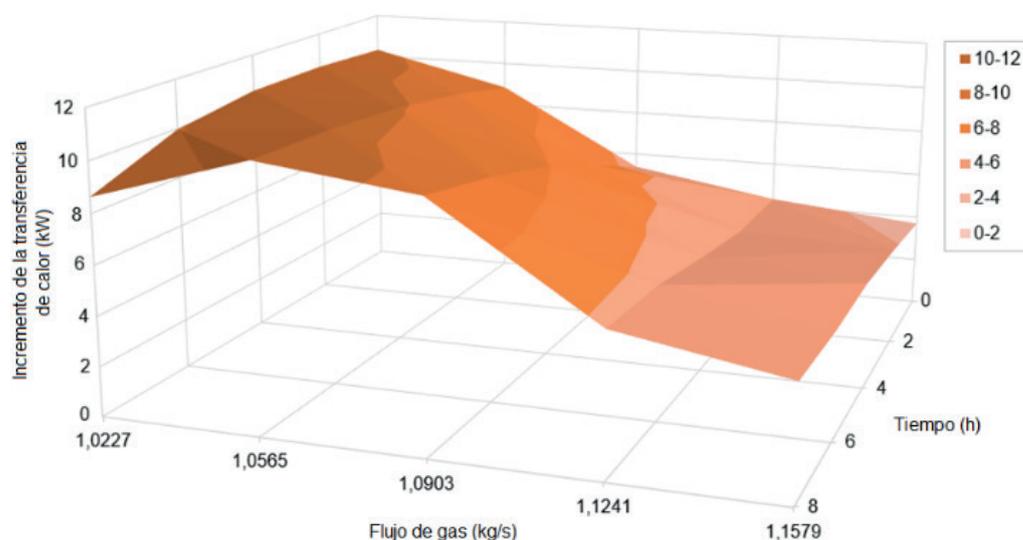
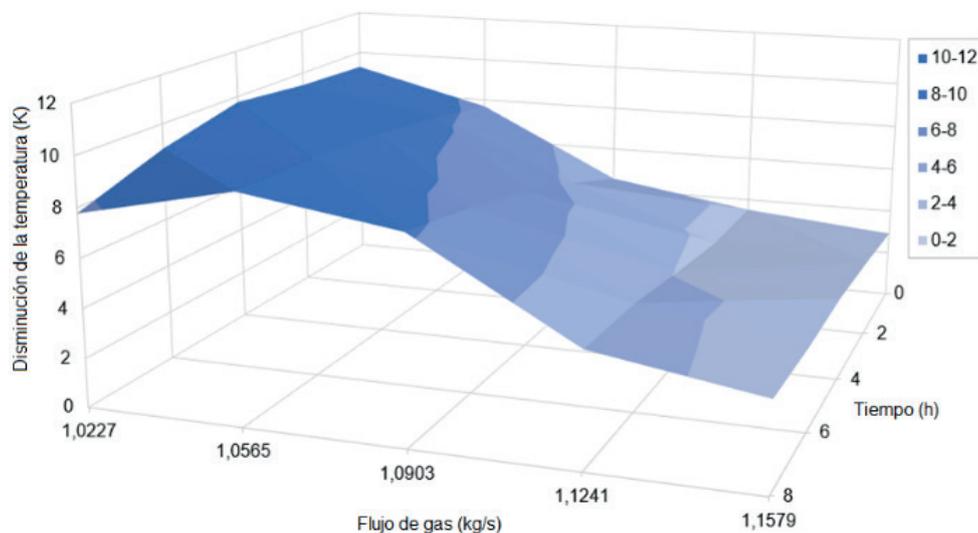


Figura 5. Disminución de la temperatura del gas a la salida después de la optimización



3.3. Propuesta de funciones para la implementación práctica

Los flujos de agua óptimos, hacia cada sección de los intercambiadores de calor, se correlacionaron con el flujo másico de sulfuro de hidrógeno y el tiempo en operación, como muestran las ecuaciones 9-12:

$$\dot{m}_1^I = -1,869 + 1,91775 \cdot \dot{m}_2 - 0,00858 \cdot t \quad (9)$$

$$\dot{m}_3^I = 1,44632 - 1,08935 \cdot \dot{m}_2 - 0,00426 \cdot t \quad (10)$$

$$\dot{m}_1^{II} = -1,24361 + 1,30237 \cdot \dot{m}_2 - 0,00559 \cdot t \quad (11)$$

$$\dot{m}_3^{II} = 2,48799 - 2,13195 \cdot \dot{m}_2 - 0,00981 \cdot t \quad (12)$$

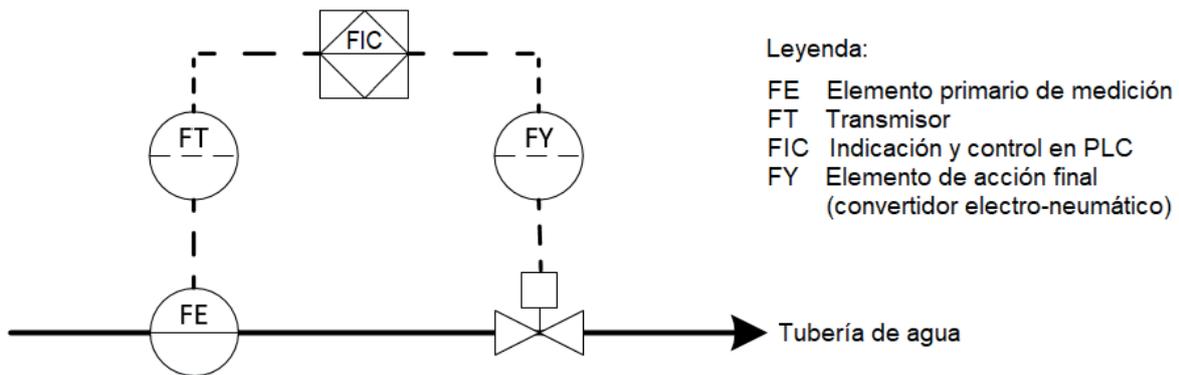
Al ajustar los modelos de regresión lineal múltiple se caracterizó la significancia estadística de cada función, determinándose una correlación moderada-fuerte (tabla 7). Como el valor-P resultante de los análisis de varianza fue menor que 0.05 en todos los casos, existe una relación estadísticamente significativa entre las variables con un nivel de confianza del 95 %.

Tabla 7. Caracterización de los ajustes de regresión

Parámetro	Función de regresión			
	\dot{m}_1^I	\dot{m}_3^I	\dot{m}_1^{II}	\dot{m}_3^{II}
Coefficiente de correlación R	0.8783	0.7819	0.8547	0.7652
Error estándar de las estimaciones	0.0550	0.0454	0.0416	0.0947
Error absoluto medio	0.0382	0.0178	0.0268	0.0660
Estadístico Durbin-Watson	1.7128	2.1955	2.1963	1.8360

A partir de estos resultados se propone instalar una válvula automática con lazo de control de flujo (figura 6), en cada ramal de las tuberías de agua, hacia los intercambiadores de calor, incorporando las funciones obtenidas en un autómata programable (PLC) Siemens S7-400 disponible en la planta.

Figura 6. Esquema del lazo de control de flujo propuesto



Este sistema permite mejorar el intercambio térmico manteniendo constante el flujo total de agua, porque se fundamenta en una distribución inteligente y dinámica de los caudales hacia las diferentes secciones de los intercambiadores de calor, sin tener que modificar el sistema de bombeo existente. En investigaciones precedentes sobre el mismo objeto de estudio (Sánchez-Escalona y Góngora-Leyva, 2019) se recomendó incrementar el flujo de agua a cada equipo, sin optimizar su distribución, pero ello implicaría continuar operando de modo menos eficiente, y demandaría la sustitución de todo el sistema de bombeo y suministro de agua por otro de mayor caudal, con costos más elevados.

4. Conclusiones

Se propuso un esquema optimizado de distribución de agua a los intercambiadores de calor (manteniendo constante el flujo total alimentado al sistema, $m_w = 0.82$ kg/s), que mejora la eficiencia térmica del sistema de enfriamiento de sulfuro de hidrógeno sin realizar modificaciones constructivas importantes en la red. La solución del problema de optimización se desarrolló satisfactoriamente, empleando algoritmos genéticos. El modelo utilizado para la simulación de los intercambiadores de calor se considera confiable, a partir de los valores de los parámetros estadísticos calculados: coeficiente de determinación ascendente a 94.3 %, y error relativo máximo equivalente a 4.1 %.

Los valores óptimos de termotransferencia se estimaron para flujos de agua variables, determinados en función del flujo másico de sulfuro de hidrógeno y del tiempo en operación. Se estimó un incremento del calor transferido entre 3695 y 10514 W, así como una disminución de la temperatura del gas a la salida del sistema entre 2.9 y 9.8 K. La recuperación termoenergética calculada osciló entre 3.90 y 22.16%, con 12.44 % como promedio. El trabajo aporta una solución tecnológica del problema investigado, que consiste en la instalación de válvulas automáticas con lazos de control de flujo gobernados desde un PLC.

Las oportunidades futuras de investigación deberían enfocarse en el empleo de otras técnicas de regresión, para mejorar la bondad de ajuste de las funciones que correlacionan los flu-

jos de agua óptimos con el flujo de sulfuro de hidrógeno y el tiempo en operación. También podría estimarse el impacto económico que introduce un proceso de transferencia de calor más eficiente, que a su vez implica un mejor aprovechamiento de la potencia de bombeo de agua.

Referencias

- Ahmetović, E.; Ibrić, N.; Kravanja, Z. y Grossmann, I. E. (2015). Water and Energy Integration: A Comprehensive Literature Review of Non-isothermal Water Networks Synthesis. *Computers and Chemical Engineering* 82, pp. 144-171. doi: 10.1016/j.compchemeng.2015.06.011
- Alam, T. y Kim, M-H. (2018). A Comprehensive Review on Single Phase Heat Transfer Enhancement Techniques in Heat Exchangers Applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 81, pp. 813-839. doi: 10.1016/j.rser.2017.08.060
- Bhattacharya, P. K. y Burman, P. (2016). *Theory and Methods of Statistics*. Oxford, Reino Unido: Academic Press (imprint of Elsevier). doi: 10.1016/B978-0-12-802440-9.00012-6
- Biegler, L. T. (2014). Recent Advances in Chemical Process Optimization. En *Chemie Ingenieur Technik* 86(7), pp. 1-11. doi: 10.1002/cite.201400033
- Biyanto, T. R.; Tama, N. E.; Permatasari, I. et al. (2019). Optimization Heat Transfer Coefficient in Retrofit Heat Exchanger Network Using Pinch Analysis and Killer Whale Algorithm. *AIP Conference Proceedings*, 2088-020051. doi: 10.1063/1.5095303
- Bütün, H.; Kantor, I.; Mian, A. y Maréchal, F. (2018). A Heat Load Method for Retrofitting Heat Exchanger Networks. *28th European Symposium on Computed Aided Process Engineering*, Graz, Austria. Junio 10-13. doi: 10.1016/B978-0-444-64235-6.50244-8
- Edmonds, W. A. y Kennedy, T. D. (2017). *An Applied Guide to Research Designs: Quantitative, Qualitative, and Mixed Methods* (2ª ed.), Los Angeles, Estados Unidos: SAGE Publications.
- Gaddis, E. S. (1986). Shell and Tube Heat Exchangers with Segmental Baffles. En Schlünder, E. U. (ed.), *Heat Exchangers Design Handbook*. Londres, Reino Unido: Hemisphere Publishing.
- Ghiwala, T. M. y Matawala, V. K. (2014). Sizing of Triple Concentric Pipe Heat Exchanger. *International Journal of Engineering Development and Research* 2(2), pp. 1683-1692.
- Gnielinski, V. (1976). New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow. *International Chemical Engineering* 16(2), pp. 359-368.
- Gnielinski, V. (2015). Turbulent Heat Transfer in Annular Spaces – A New Comprehensive Correlation. *Heat Transfer Engineering* 36(9), pp. 787-789. doi: 10.1080/01457632.2015.962953
- Guo, J.; Cui, X.; Huai, X.; Cheng, K. y Zhang, H. (2019). The Coordination Distribution Analysis on the Series Schemes of Heat Exchanger System. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 129, pp. 37-46. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.09.068
- Hausen, H. (1943). Darstellung des Wärmeüberganges in Rohren durch Verallgemeinerte Potenzbeziehungen. *VDIZ* 4, pp. 91.
- Hausen, H. (1983). *Heat Transfer in Counter Flow, Parallel Flow and Cross Flow*. Boston, Estados Unidos: McGraw Hill.
- Jiang, N.; Han, W.; Guo, F. et al. (2018). A Novel Heat Exchanger Network Retrofit Approach Based on Performance Reassessment. *Energy Conversion and Management* 177, pp. 477-492. doi: 10.1016/j.econman.2018.10.001
- Klemeš, J. J.; Wang, Q-W.; Varbanov, P. S. et al. (2020). Heat Transfer Enhancement, Intensification and Optimisation in Heat Exchanger Network Retrofit and Operation. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 120, pp. 109644. doi: 10.1016/j.rser.2019.109644
- Kotiaho, V. W.; Lampinen, M. J. y Assad, E. H. (2015). Effect of Heat Exchanger Connection on Effectiveness. *Journal of Robotics and Mechanical Engineering Research* 1(1), pp. 11-17. <https://bit.ly/2Z7YAsl>

- Kumar-Singh, S. (2015). Thermal Design Guidelines for Optimizing Shell-and-tube Heat Exchangers. *Chemical Engineering* 122(2), pp. 54-57. <https://bit.ly/32Y4Sw7>
- Li, L. y Lu, Z. (2018). A New Method for Model Validation with Multivariate Output. *Reliability Engineering & System Safety* 169, pp. 579-592. doi: 10.1016/j.ress.2017.10.005
- Lorenzo-Llanes, J.; Zumalacárregui-de-Cárdenas, L. y Mayo-Abad, O. (2016). Integración simultánea de agua y energía: logros y desafíos. *Centro Azúcar* 43(1), pp. 37-50. <https://bit.ly/358pLr8>
- Moslemi, H. R. y Keshtkar, M. M. (2018). Sensitivity Analysis and Thermal Performance of Evacuated U-Tube Solar Collector Using Genetic Algorithm. *International Journal of Heat and Technology* 36(4), pp. 1193-1202. doi: 10.18280/ijht.360406
- Mukherjee, E. (2004). *Practical Thermal Design of Shell-and-Tube Heat Exchangers*. Nueva York, Estados Unidos: Begell House Inc.
- Najarro, R.; López, R; Racines, R. U. y Puris, A. (2017). Un algoritmo genético híbrido para la optimización del Flow Shop Scheduling bajo restricciones de entornos reales. *Enfoque UTE* 8(5), pp. 14-25. doi: 10.29019/enfoqueute.v8n5.176
- Petukhov, B. S. (1970). "Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties. En Hartnett, J. P. y Irvine, T. F. (eds.), *Advances in Heat Transfer* 6, pp. 503-564. Nueva York, Estados Unidos: Academic Press.
- Reyes-Rodríguez, M. B. y Moya-Rodríguez, J. L. (2016). Design and Optimization of Shell and Tube Heat Exchangers, State of the Art. *Journal of Engineering and Technology for Industrial Applications* 2(6), pp. 4-27. doi: 10.5935/2447-0228.20160011
- Sánchez-Escalona, A. A.; Góngora-Leyva, E.; Zalazar-Oliva, C. y Álvarez-Hernández, E. (2017). Análisis del intercambio de calor e incrustaciones en un sistema de enfriadores de ácido sulfhídrico. *Minería & Geología* 33(3), pp. 326-340. <https://bit.ly/2Fa8ZNY>
- Sánchez-Escalona, A. A. y Góngora-Leyva, E. (2018). Artificial Neural Network Modeling of Hydrogen Sulphide Gas Coolers Ensuring Extrapolation Capability. *Mathematical Modelling of Engineering Problems* 5(4), pp. 348-356. doi: 10.18280/mmep.050411
- Sánchez-Escalona, A. A. y Góngora-Leyva, E. (2019). Improvements to the Heat Transfer Process on a Hydrogen Sulphide Gas Coolers System. *International Journal of Heat and Technology* 37(1), pp. 249-256. doi: 10.18280/ijht.370130
- Sheikholeslami, M.; Gorji-Bandpy, M. y Ganji, D. D. (2015). Review of Heat Transfer Enhancements Methods: Focus on Passive Methods Using Swirl Flow Devices. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 49, pp. 444-469. doi: 10.1016/j.rser.2015.04.113
- Sieder, E. N. y Tate, G. E. (1936). Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes. *Industrial and Engineering Chemistry* 28(12), pp. 1429-1435.
- Tamayo-Ávila, I.; Pazmiño-Bravo, L. G.; Valencia-Alvear, D. F.; Galván-Paredes, M. M. y Batista-Zaldívar, M. A. (2015). Implementación de prácticas de laboratorio con costo mínimo, *Enfoque UTE* 6(2), pp. 44-58. doi: 10.29019/enfoqueute.v6n2.59
- Taborek, J. (1983) Shell-and-tube Heat Exchangers: Single Phase Flow. En Schlünder, E. U. (ed.), *Heat Exchanger Design Handbook*. Nueva York, Estados Unidos: Hemisphere Publishing Corporation.
- Toimil, D. y Gómez, A. (2017). Review of metaheuristics applied to heat exchanger network design. *International Transactions in Operational Research* 24, pp. 7-26. doi: 10.1111/itor.12296
- Tuyen, V.; Hap, N. V. y Phu, N. M. (2020). Thermal-hydraulic Characteristics and Optimization of a Liquid-to-suction Triple-tube Heat Exchanger. *Case Studies in Thermal Engineering* 19, pp. 100635. doi: 10.1016/j.csite.2020.100635