

Optimización de intercambiadores de calor de tubo y coraza mediante la técnica de recocido simulado

Shell and tube heat exchangers optimization using simulated annealing technique

Maida Bárbara Reyes Rodríguez*, Jorge Laureano Moya Rodríguez*, Oscar Miguel Cruz Fonticiella*;Rafael Mestizo Cerón**

*Universidad Central Marta Abreu de Las Villas. Facultad de Ingeniería Mecánica. Santa Clara. Cuba.

maidab@uclv.edu.cu;

**Universidad Veracruzana, Zona Xalapa, Xalapa Ver., Veracruz, México.

rmestizo@yahoo.com

Resumen

Los intercambiadores de calor de tubo y coraza (ICTC) son el tipo más común de los intercambiadores de calor. Los mismos se aplican en numerosas instalaciones industriales. La minimización de los costos de estos intercambiadores de calor es un objetivo clave tanto para los diseñadores como para los usuarios. El diseño del intercambiador de calor implica procesos complejos, incluyendo la selección de los parámetros geométricos y parámetros de funcionamiento. El enfoque tradicional de diseño para los ICTC consiste en la evaluación de un determinado número de geometrías diferentes del intercambiador para identificar aquellas que satisfacen un requerimiento de calor y un conjunto de restricciones geométricas y operacionales. Sin embargo, este enfoque es lento, poco preciso y no garantiza una solución óptima. En el presente trabajo se desarrolla un procedimiento para el diseño de intercambiadores de calor y una optimización económica de los mismos por el método de recocido simulado. Como función objetivo se consideró la minimización del costo total anual. Para la optimización se consideraron como variables independientes de diseño el diámetro interior de la coraza, el diámetro exterior del tubo y el espaciado entre los deflectores. También se consideraron para la optimización dos disposiciones o arreglos de tubos: en forma de triángulo y en forma de cuadrado. Se presentan un ejemplo de la optimización de un intercambiador

de calor. Los resultados de la optimización usando la técnica del recocido simulado son comparados con aquellos obtenidos usando enjambre de partículas y algoritmos genéticos.

Palabras claves: optimización, intercambiadores de calor, recocido simulado.

Abstract

Shell and tube heat exchangers (STHEs) are the most common type of heat exchangers. They are applied in many industrial facilities. The minimization of the costs of these heat exchangers is a key objective for both designers and users. The heat exchanger design involves complex processes, including selection of the geometric parameters and operating parameters. The traditional approach to design shell and tube heat exchangers is evaluating a number of different geometries of the exchanger to identify those that meet a requirement of heat and a set of geometric and operational constraints. However, this approach is slow, inaccurate and does not guarantee an optimal solution. In this paper is analyzed a procedure for designing heat exchangers and develops the economic optimization of the data by the method of simulated annealing. It was considered as the objective function the minimization of the total annual cost. For design optimization were considered as independent variables the inner diameter of the shell, the outer diameter of the tube and the spacing between the baffles. Also were considered to optimize two provisions or arrangements of tubes: in a triangle and a square. In this paper it is also presented an example of optimization of a heat exchanger. The results of the optimization using simulated annealing technique are compared with those obtained using particle swarm and genetic algorithms.

Key words: optimization, shell and tube heat exchangers, simulated annealing technique

1.Introducción

Los intercambiadores de calor se utilizan en procesos industriales para recuperar el calor entre dos fluidos de proceso, dentro de ellos los más utilizados son los de tubo y coraza debido a su fabricación relativamente sencilla y su adaptabilidad a diferentes condiciones de operación. El diseño de estos equipos, incluyendo su diseño termodinámico y de dinámica de los fluidos, la estimación del costo y la optimización, representa un proceso complejo que contiene un conjunto integrado de normas de diseño y el conocimiento empírico de diversos campos de la ciencia [1,2]. El diseño de ICTC implica un gran número de variables geométricas y de operación como parte de la búsqueda de una geometría del intercambiador que cumpla con el requisito de carga térmica y un conjunto dado de restricciones de diseño. Por lo general, se elige primeramente una referencia geométrica de configuración del equipo y se fija una caída de presión permisible. Entonces, se definen los valores de las variables de diseño basado en las especificaciones de diseño y la asunción de varios parámetros mecánicos y termodinámicos para tener un coeficiente de transferencia de calor satisfactorio que conduzca a una adecuada utilización de la superficie de intercambio de calor. Las opciones del diseñador son verificadas entonces mediante un procedimiento interactivo que comprende muchos intentos hasta que se obtenga un diseño razonable que cumpla con las especificaciones de diseño con un compromiso satisfactorio entre las caídas de presión y el comportamiento del intercambio térmico, [1, 2, 3, 4]. Hay muchos estudios previos sobre la optimización de intercambiadores de calor. Varios investigadores han utilizado diferentes técnicas de optimización considerando diferentes funciones objetivo para optimizar el diseño del intercambiador de calor. Selbas et al.[2] usaron el algoritmo genético (GA) para el diseño óptimo de los intercambiadores de calor de tubo y coraza, en el que la caída de presión se aplicó como una restricción para lograr los parámetros óptimos de diseño. Los autores habían considerado la minimización del costo total del intercambiador de calor como una función objetivo. Un estudio de caso

fue considerado también para demostrar la aplicación del algoritmo. Ozcelik [7], consideró un problema mixto de programación no lineal de TCTC teniendo en cuenta el tamaño y el costo de la exergía del STHE. Los autores habían considerado la minimización de la suma del costo anual del capital y el coste exergético de ICTC como una función objetivo y aplicaron un algoritmo genético para la optimización. Caputo et al.[8] llevaron a cabo el diseño del intercambiador de calor basados en optimización económica usando GA (algoritmos genéticos). Los autores habían considerado la minimización del costo total anual como una función objetivo para encontrar la óptima arquitectura del intercambiador de calor. Fesanghary et al.[1] usaron el análisis de sensibilidad global para identificar los parámetros geométricos más influyentes que afectan el costo total de los STHE con el fin de reducir el tamaño del problema de optimización y llevar a cabo la optimización de los parámetros influyentes de los STHE desde el punto de vista económico mediante la aplicación del algoritmo de búsqueda armónico. Los autores habían considerado la minimización de los costos de capital y los costos de operación como una función objetivo. Varios otros investigadores también usaron estrategias basadas en GA (algoritmos genéticos) y algoritmos tradicionales de optimización matemática [1-17] para diversos objetivos como la generación de entropía mínima [17 – 18] y el costo mínimo de STHes [11 – 15], [21 – 25] para optimizar el diseño de intercambiadores de calor. Algunos de estos estudios se focalizan en un solo parámetro geométrico como el espaciado óptimo del deflector [14, 15, 20] y algunos otros tratan de optimizar una gran variedad de parámetros geométricos y operativos de los STHes. Sin embargo, hay una necesidad de investigar el potencial de la aplicación de técnicas de optimización no tradicionales, siendo una de ellas el recocido simulado, la cual se utiliza en el presente trabajo. aplicándola a la optimización de un ICTC. Se lleva a cabo además un análisis paramétrico para evaluar y comparar la sensibilidad de los parámetros de costos relevantes y cambios en la función objetivo.

2. Técnica de optimización mediante recocido simulado (RS).

Simulated annealing (SA) o recocido simulado es un algoritmo de búsqueda meta-heurística para problemas de optimización global; el objetivo general de este tipo de algoritmos es encontrar una buena aproximación al valor óptimo de una función en un espacio de búsqueda grande. A este valor óptimo se lo denomina “óptimo global”

El nombre e inspiración viene del proceso de recocido del acero y cerámicas, una técnica que consiste en calentar y luego enfriar lentamente el material para variar sus propiedades físicas. El calor causa que los átomos aumenten su energía y que puedan así desplazarse de sus posiciones iniciales (un mínimo local de energía); el enfriamiento lento les da mayores probabilidades de recristalizar en configuraciones con menor energía que la inicial (mínimo global), [1].

Nomenclatura

a1 – Constante numérica en \$
²
 a3 – Constante numérica adimensional
 As – Área de paso del lado de la coraza en m²
 A – Área de transferencia de calor en m²
 B – Espaciamiento entre deflectores
 C – Constante numérica adimensional
 Ce – Costo de la energía en \$/kW h
 Ci – Costo de inversión en \$
 cl – Clarencia en m
 Co – Costo de operación anual en \$/año
 Cod – Costo total de operación descontado
 o descuento del costo total de operación en \$
 Cp – Calor específico en J/kg K
 Ctot – Costo total anual en \$
 de – Diámetro equivalente de la coraza en m

P – Potencia de bombeo en W
 Prs – Número de Prandtl en el lado de la coraza
 Prt – Número de Prandtl en el lado del tubo
 Q – Calor a transferir en W
 Res - Número de Reynolds en el lado de la coraza
 Ret - Número de Reynolds en el lado del tubo
 Rfs – Resistencia al incrustamiento en el lado de la coraza en m² K/W
 Rft – Resistencia al incrustamiento en el lado del tubo en m² K/W
 St – Paso entre tubos en m
 Tci – Temperatura de entrada del líquido frío en °K
 Tco – Temperatura de salida del líquido frío en °K
 Thi – Temperatura de entrada del líquido caliente en K
 Tho – Temperatura de salida del líquido caliente en K

d_i – Diámetro interior del tubo en m
 d_o – Diámetro exterior del tubo en m
 D_s – Diámetro interior de la coraza en m
 F – Factor de corrección de la diferencia de temperatura
 f_s - Coeficiente de fricción en el lado de la coraza
 f_t - Coeficiente de fricción en el lado del tubo
 H – Tiempo de operación anual en h/año
 h_s – Coeficiente de convección en el lado de la coraza en $W/m^2 K$
 h_t - Coeficiente de convección en el lado del tubo en $W/m^2 K$
 i – Tasa de descuento anual en %
 k – Conductividad térmica en $W/m K$
 L – Longitud de los tubos en m
 $LMTD$ – Diferencia de la temperatura media logarítmica
 m_s – Flujo másico en el lado de la coraza en kg/s
 m_t – Flujo másico en el lado del tubo en kg/s
 n – Número de pasadas por el tubo
 n_1 - Constante numérica
 n_y – Vida del equipo en años
 N_t – Número de tubos

U – Coeficiente total de transferencia de calor en $W/m^2 K$
 v_s – Velocidad del fluido en el lado de la coraza en m/seg
 v_t – Velocidad del fluido en el lado del tubo en m/seg
 Δh – Diferencia de transferencia de calor en $W/m^2 K$
 Δp – Caída de presión en Pa
 Δp_{codos} – Caída de presión en los codos en Pa
 Δp_{tubos} – Caída de presión en la longitud de la tubería en Pa
 Símbolos griegos
 μ – Viscosidad dinámica en $Pa s$
 ρ – Densidad en Kg/m^3
 ζ – Eficiencia total de bombeo
 Subíndices:
 c – Corriente fría
 e – Equivalente
 h - Corriente caliente
 i - Entrada
 o - Salida
 s – Lado de la coraza
 t – Lado del tubo
 wt - pared

El método fue descrito independientemente por Scott Kirkpatrick, C. Daniel Gelatt y Mario P. Vecchi en 1983, [27] y por Vlado Āerný en 1985, [28]. El método es una adaptación del algoritmo *Metropolis-Hastings*, un método de Montecarlo utilizado para generar muestras de estados de un sistema termodinámico, [29].

1.1 Iteración básica

En cada iteración, el método de recocido simulado evalúa algunos vecinos del estado actual s y probabilísticamente decide entre efectuar una transición a un nuevo estado s' o quedarse en el estado s . En el ejemplo de recocido de metales descrito arriba, el estado s se podría definir en función de la posición de todos los átomos del material en el momento actual; el desplazamiento de un átomo se consideraría como un estado vecino del primero en este ejemplo. Típicamente, la comparación entre estados vecinos se repite hasta que se encuentre un estado óptimo que minimice la energía del sistema o hasta que se cumpla cierto tiempo computacional u otras condiciones.

1.2 Vecindario de un estado

El vecindario de un estado s está compuesto por todos los estados a los que se pueda llegar a partir de s mediante un cambio en la conformación del sistema. Los estados vecinos son generados mediante métodos de Montecarlo. El método de evaluación de estados vecinos es fundamental para encontrar una solución óptima global al problema dado. Los algoritmos heurísticos, basados en buscar siempre un estado vecino mejor (con energía más baja) que el actual se detienen en el momento que encuentran un mínimo local de energía. El problema con este método es que no puede asegurar que la solución encontrada sea un óptimo global, pues el espacio de búsqueda explorado no abarca todas las posibles variaciones del sistema.

1.3 Probabilidad de transición

La probabilidad de hacer la transición al nuevo estado s' es una función $P(\Delta E, T)$ de la diferencia de energía $\Delta E = E(s') - E(s)$ entre los dos estados, y de la variable T , llamada temperatura por analogía con el concepto físico de temperatura. Si ΔE es negativo, es decir, la transición disminuye la energía, el movimiento

es aceptado con probabilidad $P=1$. Es importante remarcar que la condición de que el sistema siempre pase a un sistema de menor energía cuando se encuentra una no es en absoluto necesaria para el éxito del método. Cuando ΔE es positivo la probabilidad de transición P es siempre distinta de cero, aún, es decir, el sistema puede pasar a un estado de mayor energía (peor solución) que el estado actual. Esta propiedad impide que el sistema se quede atrapado en un óptimo local. A medida que la temperatura tiende al mínimo, la probabilidad de transición a un estado de mayor energía tiende a cero asintóticamente. Cuando T llega a cero, el algoritmo solo aceptará cambios a estados con menor energía. Debido a esta propiedad, la temperatura juega un papel muy importante en el control de la evolución del sistema. A temperaturas altas, el sistema tenderá a saltos de energía grandes entre los estados, mientras que a temperaturas más bajas, los cambios en energía serán menores. Así, en cada iteración el algoritmo tiende a encontrar estados con menor energía total. Hay muchas maneras de disminuir la temperatura, siendo la más usual la exponencial donde T disminuye por un factor $\alpha < 1$ en cada paso.

1.4 Protocolo de recocido

Como el nombre del algoritmo sugiere, la variación de la temperatura durante la computación es una característica distintiva de este método. El algoritmo comienza con un valor de T muy alto, que va decreciendo en cada iteración siguiendo un cierto *protocolo de recocido*, que puede ser diferente para cada problema, pero que siempre debe terminar con $T=0$. Así el sistema será libre inicialmente de explorar una gran porción del espacio de búsqueda, ignorando pequeñas variaciones de la energía entre los estados vecinos evaluados, para más tarde centrarse en regiones con estados de baja energía y, al final, cambiar solo a estados con energía menor que la inicial, hasta alcanzar un mínimo.

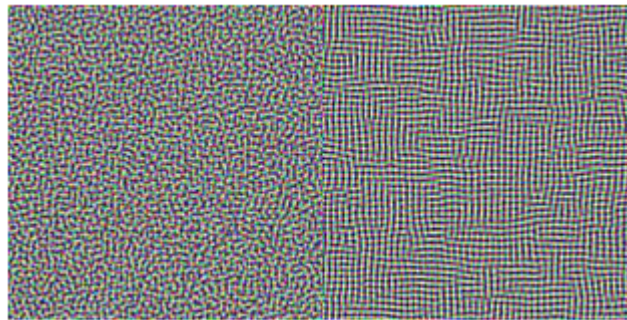


Figura 1. Ejemplo ilustrando la importancia del protocolo de enfriamiento.

El problema consiste en disponer los píxeles en la imagen, figura 1, de tal manera que se minimice una función de energía potencial que causa que los colores similares se atraigan a distancias cortas y se repelan a distancias largas. En cada iteración se intercambian las posiciones de dos píxeles adyacentes. La imagen de la izquierda es obtenida con un protocolo de enfriado rápido, en el que la temperatura desciende rápidamente, y la de la derecha, con un protocolo lento, equiparables a los procesos de formación de sólidos amorfos y cristalinos respectivamente.

La probabilidad de que el algoritmo acabe encontrando el mínimo global para un problema dado se aproxima a uno a medida que el protocolo de recocido se extiende, [1].

3. Modelos matemáticos.

3.1. Transferencia de calor.

De acuerdo con el régimen de flujo, el coeficiente de transferencia de calor en el lado del tubo (h_c) se calcula a partir de la siguiente correlación en dependencia del valor del número de Reynolds:

$$h_t = \frac{K_t}{d_i} \left[3.657 + \frac{0.0677 \left(Re_t \cdot Pr_t \cdot \left(\frac{d_i}{L} \right)^{1.33} \right)}{1 + 0.1 \cdot Pr_t \cdot \left(Re_t \cdot \left(\frac{d_i}{L} \right)^{0.3} \right)} \right] \quad (1) \quad (\text{Para } Re_t < 2300)$$

$$h_t = \frac{K_t}{d_i} \left[\frac{\left(\frac{f_t}{8} \right) \cdot (Re_t - 1000) \cdot Pr_t}{1 + 12.7 \left(\frac{f_t}{8} \right)^{1/4} (Pr_t^{0.67} - 1)} \left(1 + \frac{d_i}{L} \right)^{0.67} \right] \quad (2) \quad (\text{Para } 2300 < Re_t < 10000)$$

$$h_t = 0.027 \cdot \frac{K_t}{d_o} \cdot Re_t^{0.8} \cdot Pr_t^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_t}{\mu_{wt}} \right)^{0.14} \quad (3) \quad (\text{Para } Re_t > 10000)$$

Donde f_t es el factor de fricción de Darcy, dado como:

$$f_t = (1.82 \cdot \log_{10} Re_t - 1.64)^{-2} \quad (4)$$

Re_t es el número de Reynolds en la cara del tubo y está dado por:

$$Re_t = \frac{\rho_t \cdot v_t \cdot d_i}{\mu_t} \quad (5)$$

La velocidad de flujo para el lado del tubo se encuentra por:

$$v_t = \frac{m_t}{\frac{\pi}{4} \cdot d_i^2 \cdot \rho_t} \left(\frac{\eta}{N_t} \right) \quad (6)$$

N_t es el número de tubos y n es el número de pasos por los tubos que puede ser hallado aproximadamente por la siguiente ecuación:

$$N_t = C \left(\frac{D_s}{d_o} \right)^{n_1} \quad (7)$$

C y n_1 son coeficientes que están tomando valores de acuerdo con la disposición de flujo y el número de pasadas. Estos coeficientes se muestran en la **Tabla 1** para los diferentes arreglos de flujo.

Tabla 1 Valores de los coeficientes C y n_1				
Número de pasadas	Arreglo triangular de los tubos		Arreglo cuadrado de los tubos	
	$S_t = 1,25 d_o$		$S_t = 1,25 d_o$	
	C	n_1	C	n_1
1	0,319	2,142	0,215	2,207
2	0,249	2,207	0,156	2,291
4	0,175	2,285	0,158	2,263
6	0,0743	2,499	0,0402	2,617
8	0,0365	2,675	0,0331	2,643

Pr_t es el número de Prandtl en el lado del tubo y está dado por:

$$Pr_t = \frac{\mu_t \cdot C_{pt}}{K_t} \quad (8)$$

$$d_i = 0.8 d_o \quad (9)$$

La Formulación de Kern [3] para intercambiadores de calor de tubo y coraza de separadores segmentados se usa para calcular el coeficiente de transferencia de calor en el lado de la coraza h_s :

$$h_s = 0.36 \frac{K_t}{d_e} Re_s^{0.55} Pr_s^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_t}{\mu_{wt}} \right)^{0.14} \quad (10)$$

Donde, d_e es el diámetro hidráulico o equivalente de la coraza y se calcula como:

$$d_e = \frac{4 \left(S_t^2 - \left(\frac{\pi \cdot d_o^2}{4} \right) \right)}{\pi \cdot d_o} \quad (11) \quad (\text{Para arreglo cuadrado})$$

$$d_e = \frac{4 \left(0.43 S_t^2 - \left(\frac{0.3 \pi \cdot d_o^2}{4} \right) \right)}{0.5 \pi \cdot d_o} \quad (12) \quad (\text{Para arreglo triangular})$$

El área de la sección transversal normal a la dirección del flujo se determina por:

$$A_s = D_s \cdot B \cdot \left(1 - \frac{d_o}{S_t} \right) \quad (13)$$

La velocidad de flujo para el lado de la coraza se puede obtener a partir de:

$$v_s = \frac{m_s}{\rho_s \cdot A_s} \quad (14)$$

El número de Reynolds para el lado de la coraza es:

$$Re_s = \frac{m_s \cdot d_e}{A_s \cdot \mu_s} \quad (15)$$

El número de Prandtl para el lado de la coraza es:

$$Pr_s = \frac{\mu_s \cdot C_{ps}}{K_s} \quad (16)$$

El coeficiente global de transferencia de calor, U , depende de los coeficientes de transferencia de calor y las resistencias al ensuciamiento tanto del lado del tubo como del lado de la coraza dado por

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_s} \right) + R_{fs} + \left(\frac{d_o}{d_i} \right) \cdot \left(R_{ft} + \left(\frac{1}{h_t} \right) \right)} \quad (17)$$

Teniendo en cuenta el flujo cruzado entre el deflector adyacente, diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD) se determina por:

$$LMTD = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \left(\frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}} \right)} \quad (18)$$

El factor de corrección F para la configuración de flujo en cuestión se encuentra en función de la relación de temperatura adimensional para la mayoría de las configuraciones de flujo de interés [31,32].

$$F = \sqrt{\frac{R^2+1}{R-1}} * \frac{\ln\left(\frac{1-P}{1-PR}\right)}{\ln\left(\frac{2-PR+1-\sqrt{R^2+1}}{2-PR+1+\sqrt{R^2+1}}\right)} \quad (19)$$

Donde R es el coeficiente de corrección dado por:

$$R = \frac{T_{hi}-T_{ho}}{T_{co}-T_{ci}} \quad (20)$$

P es la eficiencia, dada por:

$$P = \frac{T_{co}-T_{ci}}{T_{hi}-T_{ci}} \quad (21)$$

Teniendo en cuenta el coeficiente global de transferencia de calor, el área de la superficie del intercambiador de calor (A) se calcula como:

$$A = \frac{Q}{U \cdot F \cdot LMTD} \quad (22)$$

Para la transferencia de calor sensible, la tasa de transferencia de calor está dada por:

$$Q = m_h * C_{ph}(T_{hi} - T_{ho}) = m_c * C_{pc}(T_{co} - T_{ci}) \quad (23)$$

Sobre la base de la superficie total del intercambiador de calor (A), la longitud del tubo necesaria (L) es:

$$L = \frac{A}{\pi d_o N_t} \quad (24)$$

3.2. Caída de presión

La caída de presión permisible en el intercambiador de calor es la presión estática del fluido que puede ser invertida para conducir el fluido a través del intercambiador. En todos los intercambiadores de calor hay una cerrada afinidad física y económica entre la transferencia de calor y la caída de presión. Para una capacidad calorífica constante en el intercambiador de calor que se va a diseñar, el incremento de la velocidad del flujo provocará un aumento del coeficiente de transferencia de calor lo que se traduce en el diseño compacto del intercambiador y un menor costo de inversión.

Sin embargo, aumentar la velocidad de flujo causará una mayor caída de presión en el intercambiador de calor lo que resulta en costes de funcionamiento adicional. Por esta razón cuando se diseña un intercambiador de calor la caída de presión debe ser considerada con la transferencia de calor y debe ser encontrada la mejor solución para el sistema. La caída de presión del lado del tubo incluye la caída de presión distribuida a lo largo de la longitud del tubo y las pérdidas de presión concentradas en los codos y en las boquillas de entrada y salida:

$$\Delta P_t = \Delta P_{tubo} + \Delta P_{codo} \quad (25)$$

$$\Delta P_t = \frac{\rho_t + v_t^2}{2} \left(\frac{L}{d_i} f_t + p \right) n \quad (26)$$

Diferentes valores de la constante p son considerados por diferentes autores. Kern [3] supone $p = 4$, mientras que Sinnott et al., [33] suponen $p = 2,5$.

La caída de presión del lado de la coraza es:

$$\Delta P_s = f_s \left(\frac{\rho_s + v_s^2}{2} \right) \left(\frac{L}{B} \right) \left(\frac{D_s}{d_s} \right) \quad (27)$$

Donde [3]:

$$f_s = 2 * b_o * Re_s^{-0.15} \quad \text{y} \quad b_o = 0,72 \quad (28)$$

Válidas para $Re_s < 40.000$.

Teniendo en cuenta la eficiencia de bombeo (ζ), la potencia de bombeo se calcula por:

$$P = \frac{1}{\eta} \left(\frac{m_t}{\rho_t} \Delta P_t + \frac{m_s}{\rho_s} \Delta P_s \right) \quad (29)$$

3.3. Función objetivo

El costo total C_{tot} se toma como la función objetivo, que incluye inversión de capital (C_i), el costo de la energía (C_e), el costo de operación anual (C_o) y el costo total de descuento de operación de (C_{od}) [8].

$$C_{tot} = C_i + C_{od} \quad (30)$$

Adoptando la correlación de Hall [34,35], el capital de inversión C_i se calcula en función del área superficial del intercambiador:

$$C_i = a_1 + a_2 A^{a_3} \quad (31)$$

Donde, $a_1 = 8\,000$, $a_2 = 259,2$ y $a_3 = 0,93$ para el intercambiador hecho de acero inoxidable tanto para la coraza como para los tubos [3]. El descuento de costo total de operación en relación con potencia de bombeo para superar las pérdidas por fricción se calcula de la siguiente ecuación,

$$C_o = P * C_e * H \quad (32)$$

$$C_{od} = \sum_{x=1}^{ny} \frac{C_o}{(1+i)^x} \quad (33)$$

Sobre la base de todos los cálculos anteriores, se calcula el costo total. El procedimiento se repite calculando un nuevo valor del área del intercambiador (A), la longitud del intercambiador (L), el costo total (C_{tot}) y una arquitectura del intercambiador que se corresponda con las especificaciones. Cada vez el algoritmo

de optimización cambia los valores de las variables de diseño d_o , D y B en un intento de minimizar la función objetivo. Para aplicar el método se considerará un caso hipotético del diseño de un intercambiador de tubo y coraza para los siguientes datos, Tabla 2:

Tabla 2. Caso hipotético del diseño de un intercambiador de tubo y coraza

	Flujo másico kg/s	Temp. de entrada °C	Temp. de salida °C	ρ kg/m ³	C_p kJ/kg K	μ Pa.s	k W/m K	$R_{incrust.}$ m ² K/W
Lado de la coraza: Metanol	27.80	95.00	40.00	750.00	2.84	0.00034	0.19	0.00033
Lado del tubo: Agua de mar	68.90	25.00	40.00	995.00	4.20	0.0008	0.59	0.0002

El presente enfoque usa los siguientes pasos para el diseño óptimo del intercambiador de calor:

Paso 1: Suponiendo los valores de un conjunto de variables de diseño y la estimación del área de transferencia de calor del intercambiador de calor a partir de la capacidad de calor requerida y de otras especificaciones de diseño.

Paso 2: Evaluación de la inversión de capital, costos operativos y formulación de la función objetivo.

Paso 3: Utilización del algoritmo de recocido simulado para seleccionar un nuevo conjunto de valores de las variables de diseño.

Paso 4: Iteración de los pasos anteriores hasta que se encuentre un mínimo de la función objetivo.

A continuación se muestran las variables y constantes suministradas como entrada al algoritmo de recocido simulado:

Constantes:

Temperaturas

$T_{hi} = 95$; % temperatura de entrada del fluido caliente

$T_{ho} = 40$; % temperatura de salida del fluido caliente

$T_{ci} = 25$; % temperatura de entrada del fluido frío

$T_{co} = 40$; % temperatura de salida del fluido frío

Lado del tubo

$Y_t = 995$; % densidad en el lado del tubo

$J_t = 0.0008$; % viscosidad dinámica en Pa.s en el lado del tubo

$J_{wt} = 0.00034$; % viscosidad dinámica en Pa.s a la temperatura de la pared del tubo

$Y_t = 995$; % densidad en el lado del tubo

$m_t = 68.9$; % flujo másico en el lado del tubo

$C_{pt} = 4.20$; % calor específico en el lado del tubo

$K_t = 0.59$; % conductividad térmica en el lado del tubo

$n_1 = 2.142$; % Constante numérica que depende del número de pases y de la disposición de los tubos

$n = 1$; % Número de pases por el tubo

$C = 0.319$; % constante numérica que depende del número de pases y de la disposición de los tubos

$S_t = 0.025$; % paso entre tubos en m

$d_i = 0.8 * d_o$; % diámetro interior del tubo

$L = 4.83$; % Longitud de los tubos

$R_{ft} = 0.0002$; % resistencia de ensuciamiento o incrustación en el lado del tubo en m² K/W

Variables

$d_o = x(2)$; % 0.02; % diámetro exterior del tubo en m, rango entre 0.015 m y 0.051 m

$D_s = x(1)$; % 0.894; % diámetro interior de la coraza en m, rango entre 0,1m y 1,5 m

$B = x(3)$; % 0.356; % Espaciamiento entre deflectores en m, rango entre 0,05 m a 0,5 m

Lado de la coraza

$Y_s = 750.00$; % densidad en el lado de la coraza

$m_s = 27.80$; % flujo másico en el lado de la coraza

$Y_s = 750.00$; % densidad en el lado de la coraza

$J_s = 0.00034$; % viscosidad dinámica en Pa,s en el lado de la coraza

$J_{wts} = 0.0008$; % viscosidad dinámica en Pa.s a la temperatura de la pared de la coraza

$C_{ps} = 2.84$; % calor específico en el lado de la coraza

$K_s = 0.19$; % conductividad térmica en el lado de la coraza

$R_{fs} = 0.00033$; % Resistencia el ensuciamiento o incrustación en el lado de la coraza en $m^2 K/W$

Otros datos

Todos los valores de los costos de descuento de operación se calculan con $n_y = 10$ años, tasa de descuento anual (i) = 10%, costo de la energía (C_e) = \$ 0,12 / kWh y una cantidad de horas de trabajo anual $H = 7000$ h/año.

Los valores resultantes de intercambiadores de calor óptimos obtenidos por recocido simulado se comparan con los resultados obtenidos por Caputo et al., [8], utilizando el enfoque GA y con la solución de diseño original dada por Sinnott et al.[33] y Kern [3]. A fin de permitir una comparación coherente, las funciones costo de los tres enfoques se calculan con el mismo procedimiento. También por la misma razón, todos los valores relacionados con los costos se han tomado de la obra de Caputo et al.,[8]. La Tabla 3 muestra los parámetros optimizados de los estudios de caso obtenidos usando recocido simulado y la comparación con los parámetros optimizados obtenidos por Caputo et al., [8], utilizando el enfoque de los GA.

Tabla 3 Geometría óptima del intercambiador usando diferentes métodos

	Literatura	GA	PSO	RS
L (m)	4.83	3.379	3.115	4.86
do (m)	0.02	0.016	0.015	0.010
B (m)	0.356	0.5	0.424	0.389
Ds (m)	0.894	0.83	0.81	0.897
St (m)	0.025	0.02	0.0187	0.02
cl (m)	0.005	0.004	0.0037	0.0045
Nt	918	1567	1658	1020
vt (m/s)	0.75	0.69	0.67	0.69
Ret	14,925	10,936	10,503	10,570
Prt	5.7	5.7	5.7	5,69
ht (W/m ² K)	3812	3762	3721	3020
ft	0.028	0.031	0.0311	0.026
DPt (Pa)	6 251	4 298	4 171	5 051
As (m ²)	0.032	0.0831	0.0687	0.0383
de (m)	0.014	0.011	0.0107	0.012
vs (m/s)	0.58	0.44	0.53	0.57
Res	18,381	11,075	12,678	16525
Prs	5.1	5.1	5.1	5.1
hs (W/m ² K)	1573	1740	1950.8	1621
fs	0.33	0.357	0.349	0.36
DPs (Pa)	35,789	13,267	20,551	27,433
U (W/m ² K)	615	660	713.9	654
A (m ²)	278.6	262.8	243.2	283,79
Ci (\$)	51 507	49 259	46 453	53 500
Co (\$/año)	2 111	947	1 038.7	2 125
Cod (\$)	12 973	5 818	6 778.2	13 058
Ctot (\$)	64 480	55 077	53 231.1	74 214

Conclusiones

Los intercambiadores de calor son un componente integral de todos los sistemas térmicos. Sus diseños deben adaptarse bien a las aplicaciones en que se utilizan, de lo contrario sus comportamientos serán engañosos y sus costos excesivos. El diseño de intercambiadores de calor puede ser una tarea compleja y son útiles las herramientas avanzadas de optimización para identificar el intercambiador de calor mejor y más barato para una demanda específica. El presente estudio ha demostrado la aplicación con éxito de la técnica de recocido simulado para el diseño óptimo de un intercambiador de calor de tubo y coraza desde el punto de vista económico. La técnica de recocido simulado presentada es simple en concepto, de pocos parámetros y fácil para su implementación.

Estas características impulsan la aplicación de estas técnicas particularmente en el diseño de sistemas térmicos, donde los problemas suelen ser complejos y tienen un gran número de variables y discontinuidad en la función objetivo

La capacidad de la técnica de recocido simulado presentada se demuestra usando un caso de estudio de la literatura y el comportamiento de los resultados se compara con los obtenidos por los investigadores anteriores. El algoritmo de recocido simulado converge a un valor óptimo de la función objetivo de manera rápida y esta característica significa la importancia de su aplicación para la optimización de intercambiadores de calor. La técnica puede ser fácilmente modificada para adaptarse a la optimización de los diferentes sistemas térmicos.

Referencias

- [1] M. Fesanghary, E. Damangir, I. Soleimani, Design optimization of shell-and-tube heat exchangers using global sensitivity analysis and harmony search algorithm. *Applied Thermal Engineering* 29 (2009) 1026e1031.
- [2] R. Selbas, O. Kizilkan, M. Reppich, A new design approach for shell-and-tube heat exchangers using genetic algorithms from economic point of view. *Chemical Engineering and Processing* 45 (2006) 268e275.
- [3] D.Q. Kern, *Process Heat Transfer*. McGraw-Hill, New York, 1950.
- [4] W.M. Rohsenow, J.P. Hartnett, *Handbook of Heat Transfer*. McGraw-Hill, New York, 1973.
- [5] G.F. Hewitt, *Heat Exchanger Design Handbook*. Begell House, New York, 1998.
- [6] R.K. Shah, K.J. Bell, *CRC Handbook of Thermal Engineering*. CRC Press, Florida, 2000.
- [7] Y. Ozcelik, Exergetic optimization of shell-and-tube heat exchanger using a genetic based algorithm. *Applied Thermal Engineering* 27 (2007) 1849e1856.
- [8] A.C. Caputo, P.M. Pelagagge, P. Salini, Heat exchanger design based on economic optimization. *Applied Thermal Engineering* 28 (2008) 1151e1159.
- [9] I. Ozkol, G. Komurgoz, Determination of the optimum geometry of the heat exchanger body via a genetic algorithm. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48 (2005) 283e296.
- [10] R. Hilbert, G. Janiga, R. Baron, D. Thevenin, Multi objective shape optimization of a heat exchanger using parallel genetic algorithm. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49 (2006) 2567e2577.
- [11] G.N. Xie, B. Sunden, Q.W. Wang, Optimization of compact heat exchangers by a genetic algorithm. *Applied Thermal Engineering* 28 (2008) 895e906.
- [12] J.M. Ponce-Ortega, M. Serna-Gonzalez, A. Jimenez-Gutierrez, Use of genetic algorithms for the optimal design of shell-and-tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering* 29 (2009) 203e209
- [13] J.M. Ponce-Ortega, M. Serna-Gonzalez, A. Jimenez-Gutierrez, Design and optimization of multipass heat exchangers. *Chemical Engineering and Processing* 47 (2008) 906e913
- [14] M. Saffar-Avval, E. Damangir, A general correlation for determining optimum bafûe spacing for all types of shell-and-tube exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 38 (1995) 2501e2506.
- [15] B.K. Soltan, M. Saffar-Avval, E. Damangir, Minimizing capital and operating costs of shell-and-tube condensers using optimum bafûe spacing. *Applied Thermal Engineering* 24 (2004) 2801e2810.
- [16] M. Reppich, J. Kohoutek, Optimal design of shell-and-tube heat exchangers. *Computer & Chemical Engineer* 18 (1994) S295eS299.
- [17] S. Sun, Y. Lu, C. Yan, Optimization in calculation of shell-and-tube heat exchanger. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 20 (1993) 675e685.

- [18] P.P.P.M. Lerou, T.T. Veenstra, J.F. Burger, H.J.M. Brake, H. Rogalla, Optimization of counter flow heat exchanger geometry through minimization of entropy generation. *Cryogenics* 45 (2005) 659e669.
- [19] A.L.H. Costa, E.M. Queiroz, Design optimization of shell-and-tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering* 28 (2008) 1798e1805.
- [20] H. Li, V. Kottke, Visualization and determination of local heat transfer coefficients in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement by mass transfer measurements. *Experimental Thermal and Fluid Science* 17 (1998) 210e216.
- [21] P. Wildi-Tremblay, L. Gosselin, Minimizing shell-and-tube heat exchanger cost with genetic algorithms and considering maintenance. *International Journal of Energy Research* 31 (9) (2007) 867e885.
- [22] B. Allen, L. Gosselin, Optimal geometry and flow arrangement for minimizing the cost of shell-and-tube condensers. *International Journal of Energy Research* 32 (10) (2008) 958e969.
- [23] B.V. Babu, S.A. Munawar, Differential evolution strategies for optimal design of shell-and-tube heat exchangers. *Chemical Engineering Science* 62 (14) (2007) 3720e3739.
- [24] L. Valdevit, A. Pantano, H.A. Stone, A.G. Evans, Optimal active cooling performance of metallic sandwich panels with prismatic cores. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49 (21e22) (2006) 3819e3830.
- [25] F. Pettersson, J. Soderman, Design of robust heat recovery systems in paper machines. *Chemical Engineering and Processing* 46 (10) (2007) 910e917.
- [26] Gutiérrez Andrade, Miguel Ángel; de los Cobos Silva, Sergio Gerardo; Pérez Salvador, Blanca Rosa (junio de 1998). «Optimización con recocido simulado para el problema de conjunto independiente». *En Línea* (Universidad Autónoma Metropolitana) . Consultado el 29 de julio de 2011.
- [27] Kirkpatrick, S.; Gelatt, C. D.; Vecchi, M. P. (1983). «Optimization by Simulated Annealing» (en inglés). *Science* **220** (4598): pp. 671–680.[doi:10.1126/science.220.4598.671](https://doi.org/10.1126/science.220.4598.671). PMID 17813860.
- [28] Èerný, V. (1985). «Thermodynamical approach to the traveling salesman problem: An efficient simulation algorithm» (en inglés)*publicación of Optimization Theory and Applications* **45**: pp. 41–51. [doi:10.1007/BF00940812](https://doi.org/10.1007/BF00940812).
- [29] Metropolis, Nicholas; Rosenbluth, Arianna W.; Rosenbluth, Marshall N.; Teller, Augusta H.; Teller, Edward (1953). «Equation of State Calculations by Fast Computing Machines» (en inglés).*The publicación of Chemical Physics* **21** (6): p. 1087[doi:10.1063/1.1699114](https://doi.org/10.1063/1.1699114)
- [30] Granville, V.; Krivanek, M.; Rasson, J.-P. (1994). «Simulated annealing: A proof of convergence» (en inglés). *IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence* **16** (6): pp. 652-656. [doi:10.1109/34.295910](https://doi.org/10.1109/34.295910).
- [31] A.P. Fraas, Heat Exchanger Design, second ed. John Wiley, New York, 1989.
- [32] M.M. Ohadi, The Engineering Handbook. CRC Press LLC, Florida, 2000.
- [33] R.K. Sinnott, J.M. Coulson, J.F. Richardson, Chemical Engineering Design, vol. 6, Butterworth-Heinemann, Boston MA, 1996. [31] F.P. Incropera, D.P. DeWitt, Fundamentals of Heat and Mass Transfer. John Wiley, New York, 1996.
- [34] M.S. Peters, K.D. Timmerhaus, Plant Design and Economics for Chemical Engineers. McGraw-Hill, New York, 1991.
- [35] M. Taal, I. Bulatov, J. Klemes, P. Stehlik, Cost estimation and energy price forecast for economic evaluation of retrofit projects. *Applied Thermal Engineering* 23 (2003) 1819e1835