

## **DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO Y CORAZA MEDIANTE EL METODO DE EFICIENCIA – NUMERO DE UNIDADES DE TRANSFERENCIA Y OPTIMIZACION DE LOS COSTOS USANDO MATLAB**

### **DESIGN OF SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGERS BY THE METHOD OF EFFICIENCY - NUMBER OF TRANSFER UNITS AND COST OPTIMIZATION USING MATLAB**

Maida Bárbara Reyes Rodríguez, Jorge L. Moya Rodríguez, Oscar Cruz Fonticiella, Rafael Mestizo Cerón

E-mail: [maidab@uclv.edu.cu](mailto:maidab@uclv.edu.cu)

#### **Resumen:**

Los intercambiadores de calor pueden tener diversos usos, pero en general, son usados para recuperar calor entre dos corrientes en un proceso. Los intercambiadores del tipo de coraza y tubo constituyen la parte más importante de los equipos de transferencia de calor sin combustión en las plantas de procesos químicos. Los mismos consisten en una serie de tubos lineales colocados dentro de un tubo muy grande llamado coraza y representan la alternativa a la necesidad de una gran transferencia de calor. La investigación y el desarrollo en la transferencia de calor son de significativa importancia en muchas ramas de la tecnología, en particular de la tecnología energética. Los nuevos desarrollos de intercambiadores incluyen criterios de optimización desde el punto de vista energético, pero sin tener en cuenta las restricciones mecánicas impuestas por las normas. En el presente trabajo primeramente se realiza la modelación térmica de un intercambiador de tubo y coraza industrial, usando el método  $\epsilon$  – NTU y el enfoque Bell –Delaware para estimar el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión del lado de la coraza. Posteriormente el intercambiador fue optimizado maximizando la eficiencia, así como minimizando el costo total usando el software MATLAB R2009. Se comparan los resultados obtenidos por métodos exactos y por métodos heurísticos, se contabiliza el ahorro por concepto de combustible y por concepto de materiales constructivos que presupone la optimización. Se aplicó la técnica Optimización de los algoritmos genéticos para proporcionar un conjunto de Pareto de múltiples soluciones óptimas.

#### **Abstract:**

Heat exchangers may have various uses, but in general, are used to recover heat between two streams in a process. Shell and tube heat exchangers are the most important part of the heat transfer equipment without combustion in chemical processing plants. They consist of a series of linear tubes placed in a big tube called shell and represent an alternative to the need for a large heat transfer. Research and development in heat transfer are of significant importance in many branches of technology, including energy technology. New developments include exchanger optimization criteria from an energy standpoint, but without taking into account the mechanical constraints imposed by the standards In the present paper is performed

firstly the thermal modeling of an industrial shell and tube exchanger, using the method  $\epsilon$  - NTU and Bell-Delaware approach to estimate the coefficient of heat transfer and pressure drop across the shell. Subsequently, the exchanger was optimized by maximizing efficiency and minimizing the total cost using the MATLAB R2009 software. The results obtained by exact methods and heuristics ones are compared. The savings for fuel and building materials concept that presupposes optimization are showed. The Genetic Algorithms Optimization technique was applied to provide a set of Pareto optimal solutions.

### Introducción:

Los intercambiadores de tubo y coraza se utilizan ampliamente en muchas plantas industriales de generación de potencia, así como en las industrias química, petroquímica, y del petróleo. Hay parámetros que no se pueden obviar en el diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza tales como el diámetro del tubo, disposición de los tubos, separación de los deflectores y la relación de corte del deflector. La eficiencia y el costo son dos parámetros importantes en el diseño de un intercambiador de calor. El costo total incluye la inversión de capital para el equipo (área superficial del intercambiador de calor) y el costo operativo (relacionado con los gastos de energía para el bombeo). La disposición y colocación de los tubos, el diámetro del tubo, el espaciamiento entre los tubos, la longitud del tubo, el número de tubos, la relación de espacio entre los deflectores, así como la relación de corte del deflector, fueron considerados en este trabajo como los siete parámetros de diseño a tener en cuenta para la optimización.

### Marco Teórico

Algunos autores han considerado el coste del área de la superficie de transferencia de calor o la inversión de capital como función objetivo a minimizar [1,2]. Mientras que otros consideraron la suma de la inversión (en relación con el área de superficie de transferencia de calor) y los costos de operación (pérdidas de fluidos en la cabeza) como una función objetivo para la optimización de un intercambiador de tubo y coraza [3-8].

La suma de generación de entropía de los torrentes o flujos como función objetivo también fue reportada en [9 -11].

La optimización multi-objetivo del costo total anual y la cantidad de agua de refrigeración necesarios para los intercambiadores de tubo y coraza se ha estudiado en la referencia [12].

Hilbert et al. [13] utilizan una técnica de optimización multi-objetivo para maximizar la relación de transferencia de calor y para minimizar la caída de presión en un banco de intercambiadores de calor de tubos. Liu y Cheng [14], optimizó un recuperador para la máxima la eficiencia de la transferencia de calor, así como un mínimo de peso del intercambiador y una mínima pérdida de presión.

### Modelado térmico

La eficiencia del intercambiador de calor de tubo y coraza seleccionado (Tipo E de la norma TEMA) se estimó a partir de [15]:

#### Nomenclatura:

$A_{o,t}$	Área de flujo por pasada en la cara del tubo en $m^2$
$A_t$	Área total de transferencia de calor del tubo por la parte exterior en $m^2$
$A_s$	Área de la sección transversal del flujo cerca o en la línea de centros de la coraza
BC	corte del deflector (m)
$c_p$	Calor específico a presión constante (J / kg K)
$C_{\min}$	mínimo de $C_h$ y $C_c$ (W / K)
$C_{\max}$	máximo de $C_h$ y $C_c$ (W / K)
$C^*$	Relación del rango de capacidad de calor ( $C_{\min} / C_{\max}$ )
$C_{in}$	Costo de la inversión total (\$)
$C_{op}$	Costo total de operación (\$)
$C_o$	Costo de operación anual (\$ / año)
$C_{total}$	Costo total (\$)
CL	Constante de disposición de los tubos

CTP	Constante de cálculo de la cantidad de tubos
$d_i$	Diámetro interior del tubo (m)
$d_o$	Diámetro exterior del tubo (m)
$D_s$	Diámetro de la coraza (m)
$f$	Coefficiente de fricción
$h_i$	Coefficiente de transferencia de calor del lado del tubo ( $W/m^2 K$ )
$h_o$	Coefficiente de transferencia de calor del lado de la Coraza ( $W/m^2 K$ )
$i$	Tasa de descuento anual (%)
$j$	Número de Culburn
$k_c$	Coefficiente de pérdida de presión de entrada
$K_e$	Coefficiente de pérdida de presión de salida.
$k_{el}$	precio de la energía eléctrica ( $\$/ kWh$ )
$k$	Conductividad térmica ( $W / m K$ )
$L$	Longitud del tubo (m)
$L_{bc}$	Espacio entre deflectores (m)
$m$	Relación de flujo de masa ( $kg / s$ )
$ny$	Vida del equipo (años)
$n_p$	Número de paso del tubo
$N_t$	Número de tubos
NTU	Número de unidades de transferencia (e)
$p_t$	Paso del tubo (m)
$P$	Potencia de bombeo (W)
$Pr$	Número de Prandtl
$R_{of}$	Resistencia a las incrustaciones en el lado de la camisa ( $m^2 K / W$ )
$R_{if}$	Resistencia a las incrustaciones en el lado del tubo ( $m^2 K / W$ )
$R_e$	Número de Reynolds
$T$	Temperatura ( $^{\circ} C$ )
$U$	Coefficiente global de transferencia de calor ( $W/m^2 K$ )

### Abreviaturas griegas

$\dot{a}$	Eficiencia térmica
$\dot{\Delta}p$	caída de presión (pa)
$\mu$	viscosidad (pa s)
$\zeta$	eficiencia de la bomba
$t$	horas de funcionamiento al año (h / año)
$\phi$	Relación de superficie mínima de flujo libre con respecto al área frontal

### Subíndices

$s$	Se refiere al lado de la coraza
$t$	Se refiere al lado del tubo
$w$	Se refiere a la pared del tubo
$i$	Se refiere al interior o en la entrada

**Tabla 1.** Propiedades geométricas de los bancos de tubos comunes en intercambiadores de tubo y coraza [15]

TLA =30° (triángulo)	TLA =45° (cuadrado girado)	TLA =30° (cuadrado)
$\frac{p_t}{\left(\frac{\sqrt{3}}{2}\right)}$	$\frac{\sqrt{2}p_t}{p_t}$	$p_t$
	$\frac{p_t}{\sqrt{2}}$	$p_t$

$\mu_s/\mu_{sw}$  es el coeficiente de viscosidad a la temperatura de bulbo de la pared en el lado de la coraza.

La caída de presión total en el lado de la coraza se calculó como la suma de tres términos, incluyendo la caída de presión de flujo cruzado ( $p_{cr}$ ), caída de presión de entrada y de salida ( $p_{i0}$ ) y la caída de la presión en la ventana ( $p_w$ ) de la siguiente manera:

$$p_s = p_{cr} + p_{(i-0)} + p_w$$

Los detalles del cálculo de la caída de presión, el factor de Culburn, el coeficiente de fricción y el área de la sección transversal en o cerca de la línea central de la coraza se hallan en la referencia [17]. Los valores de los coeficientes definidos anteriormente dependen del sistema de tubos y el número de Reynolds.  $J_c$  es el factor de corrección para la configuración de los deflectores (baffles) (espaciamiento y corte de los baffles) y tiene en cuenta la transferencia de calor en la ventana.  $J_A$  es el factor de corrección para los efectos de fuga del deflector y tiene en cuenta tanto las pérdidas coraza-deflector como tubo – deflector.  $J_b$  es el factor de corrección para los paquetes y corrientes de derivación y depende del área de flujo desviado y el número de juntas de cierre.  $J_s$  es el factor de corrección para grandes espaciamientos entre baffles en las secciones de entrada y salida de la coraza.  $J_r$  es el factor de corrección para el gradiente de temperatura adversa en flujos laminares (a bajos números de Reynolds) [15].

### Optimización Multiobjetivo

Muchos (quizás la mayoría) de los problemas reales de diseño en el mundo son, de hecho, problemas de optimización multiobjetivo, en los que el diseñador busca optimizar el rendimiento de forma simultánea de varios atributos del diseño. Cuando se logra una mejora en uno de los objetivos es a menudo a costa del deterioro de otros objetivos, por tanto siempre es necesario llegar a un compromiso

Existen dos métodos estándar para el tratamiento de problemas multiobjetivo, si se va a usar una optimización tradicional a través de un algoritmo que minimiza un único objetivo, entonces se construye un objetivo compuesto:

$$\text{Minimizar } f = \sum_{i=1}^N a_i f_i$$

Donde  $f_i$  son los  $N$  objetivos a ser minimizados y las  $a_i$  son los valores positivos de las ponderaciones o pesos.

La otra es poner restricciones a todos menos uno de los objetivos, es decir:

$$\text{Minimizar } f_j \text{ sujeto a } f_i = C_i \quad i=1, N; \quad i \neq j$$

Donde los  $C_i$  son los límites de las restricciones

La adaptación de cualquier algoritmo de optimización estocástica para llevar a cabo la optimización multiobjetivo requerirá inevitablemente un cambio común con el método de archivo. En la optimización multiobjetivo las soluciones yacen en la superficie de compromiso o frente de Pareto como también se le conoce.

Dentro de los métodos más usados para la solución de problemas de optimización multiobjetivo se encuentran el recocido simulado, el enjambre de partículas y los algoritmos genéticos.

Funciones objetivo, parámetros de diseño y restricciones

En este estudio la eficiencia y el coste total se consideraron como dos funciones objetivo. El costo total incluye el costo de inversión del área de superficie de transferencia de calor, así como el costo de operación debido a la potencia de bombeo.

$$C_{(total)} = C_{in} + C_{op}$$

El costo total de la inversión, tanto para la carcasa como para los tubos (acero inoxidable) se calcula como [24]:

$$C_{in} = 8500 + 409 A_t t^{0.85}$$

donde  $A_t$  es el área superficial exterior total de transferencia de calor del tubo

El costo total de operación relacionado con la potencia de bombeo para superar las pérdidas por fricción de los torrentes fríos y calientes se calcula a partir de [7]:

$$C_{op} = \sum_{k=1}^n C_0 / (1+i)^k$$

$$C_{op} = P \cdot k_{el} \cdot t$$

$$P = 1 / \left( \frac{m_t}{p_t} + \frac{p_t}{m_s} + \frac{m_s}{p_s} + \frac{p_s}{m_t} \right)$$

Donde  $n_y$  es el tiempo de vida útil del equipo en el año,  $i$  es la tasa de descuento anual,  $k_{el}$ ,  $t$  y  $\eta$  son el precio de la energía eléctrica, las horas de funcionamiento al año y la eficiencia de la bomba, respectivamente. En este estudio, la disposición de los tubos, el diámetro del tubo, la relación de paso del tubo  $p_t / d_o$ , la longitud del tubo, el número de tubos, la relación de espacio entre deflectores ( $L_{bc} / D_{s,i}$ ), así como la relación de corte del deflector ( $BC / D_{s,i}$ ) fueron considerados como los siete parámetros de diseño. La siguiente restricción se ha introducido para asegurar que la relación de la longitud del tubo (en una sola pasada) al diámetro de la concha, cambia en el rango siguiente:

$$(L/D_s)_{min} < L/D_s < (L/D_s)_{max}$$

Valores típicos del límite superior e inferior se pueden considerar 3 y 12 respectivamente.

Aplicación a un ejemplo concreto

Los objetivos de este estudio fueron maximizar la eficiencia y reducir al mínimo el costo total. Los parámetros de diseño óptimo fueron obtenidos para un intercambiador de calor de tubo y coraza con los siguientes datos:

El aceite (corriente caliente,  $c_p = 2115 \text{ J / kg K}$ ) con una velocidad de flujo de masa de  $8,1 \text{ kg / s}$ , con temperatura de entrada a la cara de la coraza de  $78,3^\circ \text{ C}$ . El agua fresca (corriente fría,  $c_p = 4120 \text{ J / kg K}$ ) con  $12,5 \text{ kg / s}$  de flujo de masa a  $30^\circ \text{ C}$  entró en el lado del tubo. Las condiciones de operación se enumeran en la Tabla 2.

**Tabla 2.** Condiciones de operación del intercambiador de tubo y coraza (datos de entrada para el proyecto)

Datos termo físicos y de proceso	Lado de la coraza (Corriente caliente) (aceite)	Lado del tubo (Corriente fría) (agua)
Densidad ( $\text{Kg/m}^3$ )	860	995
Calor específico ( $\text{j/Kg K}$ )	2115	4120
Viscosidad	0.0643	0.000695
Conductividad Térmica ( $\text{W/m K}$ )	0.14	0.634
Factor de ensuciamiento $\text{m}^2\text{W/K}$	0.00015	0.000074

En este estudio el período de vida seleccionado para equipo fue  $n_y = 10$  años, la tasa de descuento anual  $i = 10\%$ , el precio de la electricidad  $k_{el} = 0,15 \text{ \$ / kWh}$  y las horas de operación y eficiencia de la bomba fueron  $t = 7.500 \text{ h/año}$  y  $\eta = 0,6$  h respectivamente. Tres disposiciones de tubos (30, 45, 90) y 20 diferentes diámetros estándar de los tubos (con un diámetro interior y exterior definida que figuran en Tabla 3 se consideraron como variables discretas de diseño [25].

**Tabla 3.** Diámetros interiores y exteriores ( $d_i$ ,  $d_o$ ) en pulgadas para 20 tubos estandarizados

0.444, 1/2	0.407, 5/8	0.435, 5/8	0.481, 5/8
0.495, 5/8	0.509, 5/8	0.527, 5/8	0.541, 5/8
0.555, 5/8	0.482, 3/4	0.510, 3/4	0.532, 3/4
0.560, 3/4	0.584, 3/4	0.606, 3/4	0.620, 3/4
0.634, 3/4	0.352, 3/4	0.680, 3/4	0.607, 7/8

Utilizando el Software MATLAB específicamente el toolbox de optimización y creando una función objetivo (fitness function) denominada Intercambiadores y teniendo en cuenta los rangos de oscilación de las variables y las restricciones se corrió dicha función: En las figuras 1 y 2 se muestran algunas pantallas del MATLAB a manera de ejemplo

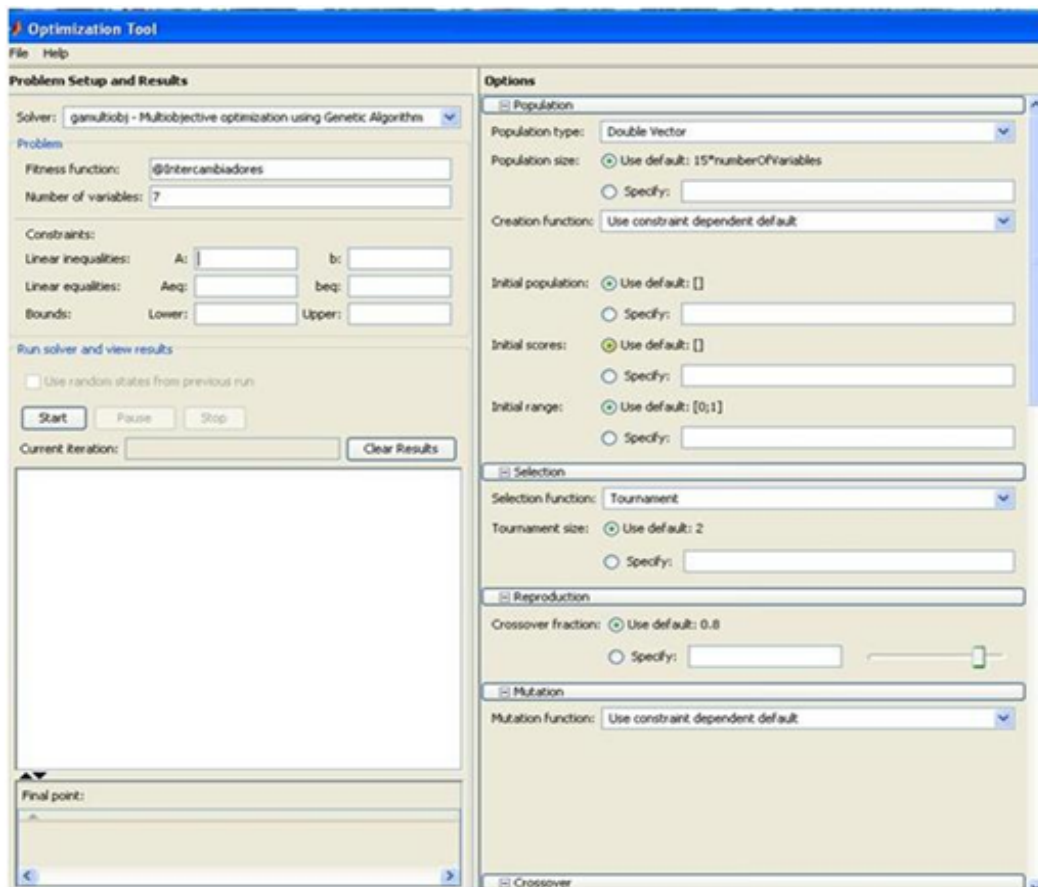


Figura 1. Toolbox de optimización del MATLAB

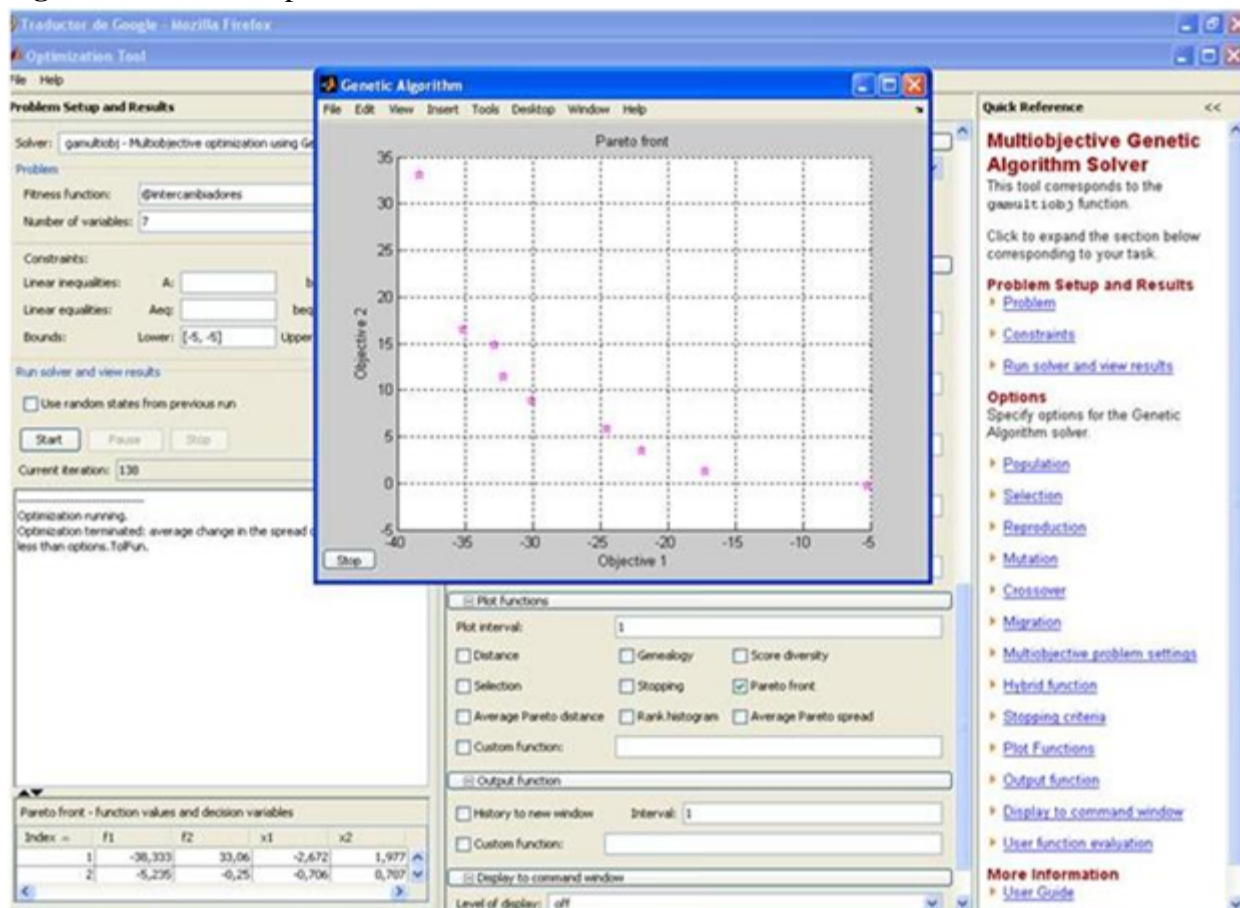
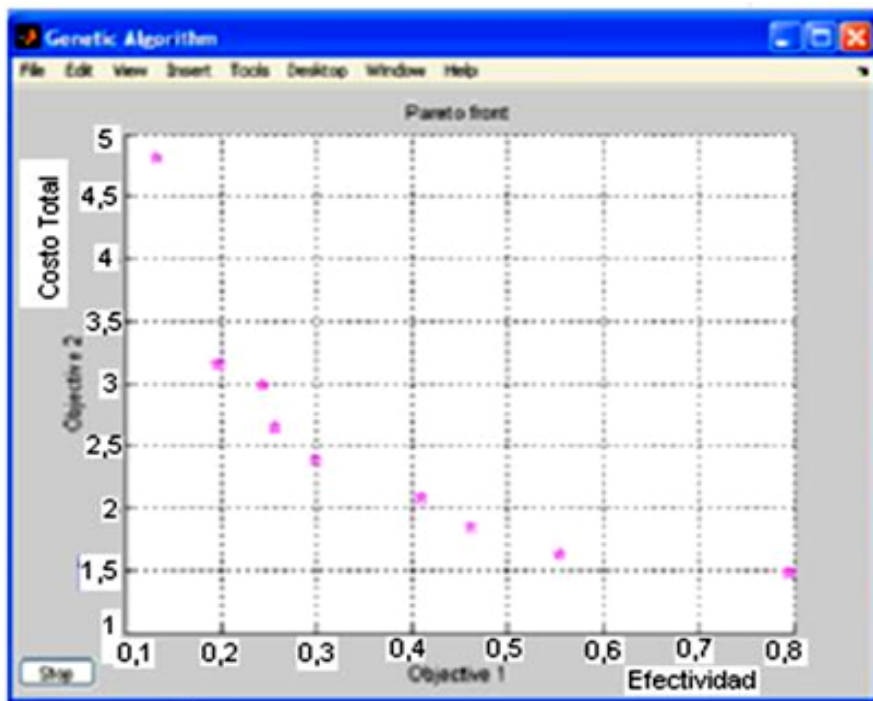


Figura 2. Frente de Pareto y Toolbox de optimización del MATLAB

Para maximizar el valor de la eficiencia y reducir al mínimo el costo total fueron seleccionados siete parámetros de diseño: disposiciones de los tubos, diámetro del tubo, la relación de paso del tubo, la longitud del tubo, número de tubos, la relación de espaciamiento de los deflectores, así como relación de corte de los deflectores. Los parámetros de diseño (variables de decisión) y la gama de sus variaciones se enumeran en la Tabla 4.

**Tabla 4:** Parámetros de diseño, su rango de variación y sus pasos de cambios

Variables	Desde	Hasta	Paso
Disposición de los tubos	(30 <sup>a</sup> , 45 <sup>a</sup> , 90 <sup>a</sup> )	-	1
Diámetro interior del tubo (m)	0.0112	0.0153	-
pt/do	1.25	2	0.001
Longitud del tubo (m)	3	8	0.001
Número de tubos	100	600	1
Relación de corte del deflector	0.19	0.32	0.001
Relación de espaciamiento de los deflectores	0.2	1.4	0.001



**Figura 3** Frente de Pareto con las soluciones óptimas

### Conclusiones:

Se diseñó de manera óptima un intercambiador de tubo y coraza definiendo dos funciones objetivos (eficiencia y costo total) mediante la aplicación de los algoritmos genéticos.

La efectividad fue maximizada y los costos totales minimizados. Los parámetros de diseño (variables de decisión) fueron: disposiciones de los tubos, diámetro del tubo, la relación de paso del tubo, la longitud del tubo, número de tubos, la relación de espaciamiento de los deflectores, así como relación de corte de los deflectores. Se usaron 20 diámetros de tubo estándar. Se obtuvo un conjunto de puntos óptimos de Pareto. Los resultados ponen de manifiesto el nivel de conflicto entre dos funciones objetivo. Los parámetros de diseño más importantes que causan el conflicto entre estas dos funciones objetivo son: la relación de paso del tubo, la longitud del tubo, número de tubos y la relación de espaciamiento de los deflectores, Por otro lado, no hay efecto o el conflicto es débil en el caso de la disposición de los tubos.

Los resultados para el óptimo de Pareto mostrados en la figura 3 reflejan claramente el conflicto entre dos objetivos, la eficiencia y el costo total. Esto demuestra la necesidad de técnicas de optimización multiobjetivo en el diseño óptimo de los intercambiadores de tubo y coraza, si a esto se le suman las restricciones de índole de resistencia mecánica no cabe dudas que la complejidad del problema se hace mayor

## **Bibliografía:**

- [1] L.H. Costa, M. Queiroz, Design optimization of shell-and-tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering* 28 (2008) 1798e1805.
- [2] K. Ramananda Rao, U. Shrinivasa, J. Srinivasan, Synthesis of cost optimal shelland-tube heat exchangers. *Heat Transfer Engineering* 12 (3) (1991) 47e55.
- [3] 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.
- [4] J.M. Ponce-Ortega, M. Serna-Gonzalez, L.I. Salcedo-Estrada, A. Jimenez-Gutierrez, Minimum-investment design of multiple shell and tube heat exchangers using a MINLP formulation. *Chemical Engineering Research and Design Part A* (October 2006).
- [5] 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.
- [6] M.A.S.S. Ravagnani, J.A. Caballero, Optimal heat exchanger network synthesis with the detailed heat transfer equipment design. *Computers and Chemical Engineering* 31 (2007) 1432e1448.
- [7] A.C. Caputo, P.M. Pelagagge, P. Salini, Heat exchanger design based on economic optimization. *Applied Thermal Engineering* 28 (2008) 1151e1159.
- [8] Y. Özçelik, Exergetic optimization of shell and tube heat exchangers using a genetic based algorithm. *Applied Thermal Engineering* 27 (2007) 1849e1856.
- [9] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran, *Thermal design and optimization*. Wiley Interscience (1995).
- [10] E. Johannessen, L. Nummedal, S. Kjelstrup, Minimizing the entropy production in heat exchange. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45 (2002) 2649e2654.
- [11] S. Sun, Y. Lu, C. Yan, Optimization in calculation of shell-and-tube heat exchanger. *International Communication in Heat and Mass Transfer* 20 (1993) 675e685.
- [12] A. Agarwal, S.K. Gupta, Jumping gene adaptations of NSGA-II and their use in the multi-objective optimal design of shell and tube heat exchangers. *Chemical Engineering Research and Design* 86 (2008) 123e139.
- [13] R. Hilbert, G. Janiga, R. Baron, D. Thevenin, Multi-objective shape optimization of a heat exchanger using parallel genetic algorithms. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49 (2006) 2567e2577.
- [14] Z. Liu, H. Cheng, Multi-objective optimization design analysis of primary surface recuperator for microturbines. *Applied Thermal Engineering* 28 (2008) 601e610.
- [15] R.K. Shah, P. Sekulic, *Fundamental of Heat Exchanger Design*. John Wiley & Sons, Inc, 2003.
- [16] J. Taborek, *Industrial heat exchanger design practices, in: Boiler Evaporators, and Condenser*. Wiley, New York, 1991.
- [17] S. Kakac., H. Liu, *Heat Exchangers Selection Rating, and Thermal Design*. CRC Press, New York, 2000.
- [18] D.E. Goldberg, *Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning*. Addison-Wesley, Reading, MA, 1989.
- [19] J.D. Schaffer, Multiple objective optimization with vector evaluated genetic algorithms, in: *Proceedings of the International Conference On Genetic Algorithm And Their Applications*, 1985.
- [20] N. Srinivas, K. Deb, Multiobjective optimization using nondominated sorting in genetic algorithms. *Journal of Evolutionary Computation* 2 (3) (1994) 221e248.
- [21] K. Deb, A. Pratap, S. Agarwal, T. Meyarivan, A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II. *IEEE Transactions on Evolutionary Computation* 6 (2) (2002) 182e197.
- [22] K. Deb, T. Goel, Controlled elitist non-dominated sorting genetic algorithms for better convergence, in: *Proceedings of the First International Conference on Evolutionary Multi-Criterion Optimization*, Zurich, 2001, pp. 385e399.
- [23] K. Deb, *Multi-objective Optimization Using Evolutionary Algorithms*. John Wiley and Sons Ltd, Chichester, 2001.
- [24] M. Taal, I. Bulatov, Jiri Klemes, Petr Stehlik, Cost estimation and energy price forecasts for eco-



conomic evaluation of retrofit projects. *Applied Thermal Engineering* 23 (2003) 1819e1835.

[25] Standards of the Tubular Exchanger Manufactures Association, seventh ed..TEMA, Tarrytown, NY, 1998.

[26] Jiangfeng Guo, Mingtian Xu, Lin Cheng, The application of field synergy number in shell-and-tube heat exchanger optimization design. *Applied Energy* 86 (2009) 2079e2087