



Diseño térmico de un economizador de tubos aleteados

Thermal design of a finned tubes economizer

Amaury Pérez Sánchez^{1,*}, Noemí Acosta Pérez², Greisy I. Valero Almanza³, Elizabeth Ranero González¹, Eddy J. Pérez Sánchez⁴

¹ Universidad de Camagüey “Ignacio Agramonte Loynaz”, Facultad de Ciencias Aplicadas, Departamento de Ingeniería Química, Camagüey, Cuba.

² Empresa Azucarera de Camagüey, Laboratorio Físico-Químico, Camagüey, Cuba.

³ Centro de Ingeniería Ambiental de Camagüey, Departamento de Gestión Ambiental, Camagüey, Cuba.

⁴ Empresa Servicios Automotores S.A., Dirección Comercial, Ciego de Ávila, Cuba.

*amaury.perez84@gmail.com

(recibido/received: 25-junio-2021; aceptado/accepted: 07-agosto-2021)

RESUMEN

Un economizador es un intercambiador de calor de tubos aleteados que permite recuperar parte del calor sensible de los productos de la combustión que emite una caldera, transfiriéndolo al agua de alimentación y aumentando así la eficiencia térmica. En el presente trabajo se efectuó el diseño de un economizador de tubos con aletas helicoidales para efectuar el precalentamiento de un agua de alimentación que se encuentra a una temperatura de 25 °C, utilizando para ello gases de combustión a 240 °C como agente de transferencia de calor, los cuales se emiten al quemar Fuel-Oil en una caldera pirotubular. El agua se calentará hasta 73,27 °C, y tanto el coeficiente global de transferencia de calor como el área de la superficie de transferencia de calor tuvieron valores de 19,947 W/m².K y 95,146 m², respectivamente. El economizador diseñado tendrá una longitud de los tubos aleteados de 65,482 m, un número total de tubos de 131, un número de filas transversales de los tubos de 16, una profundidad del conducto del gas de 0,765 m, un número real de tubos de 144 y una longitud actual de los tubos aleteados igual a 72.

Palabras claves: Agua; Diseño térmico; Economizador; Gases de combustión; Tubos aleteados.

ABSTRACT

An economizer is a finned tube heat exchanger that makes it possible to recover part of the sensible heat of the combustion products emitted by a boiler, transferring it to the feed water and thus increasing thermal efficiency. In the present work, the design of an economizer of tubes with helical fins was carried out to accomplish the preheating of a feed water that is at a temperature of 25 °C, by using combustion gases at 240 °C as heat transfer agent which are emitted by burning Fuel-Oil in a fire tube boiler. The water will heat up to 73.27 °C, and both the global heat transfer coefficient and the heat transfer surface area had values of 19.947 W/m².K and 95.146 m², respectively. The economizer designed will have a length of the finned tubes of 65.482 m, a total number of tubes of 131, a number of transverse rows of tubes of 16, a depth of the gas conduit of 0.765 m, an actual number of tubes of 144 and an actual length of the finned tubes equal to 72.

Keywords: Water; Thermal design; Economizer; Combustion gases; Finned tubes.

NOMENCLATURA

a	Ancho del conducto de gas	m
A	Área de la superficie de transferencia de calor del intercambiador de calor	m ²
A'	Área asumida de la superficie exterior de transferencia de calor	m ²
A ₁	Área de la superficie externa por 1 m de longitud del tubo	m ²
A _{in1}	Área de la superficie interna por 1 m de longitud del tubo	m ²
A _{in}	Área de la superficie de transferencia de calor interna calculada	m ²
A' _{in}	Área interior calculada	m ²
A _{r1}	Área superficial de las aletas por 1 m de longitud del tubo para aletas helicoidales	m ²
A _{rect1}	Área superficial total del tubo portador aleteado por 1 m de longitud del tubo	m ²
At1	Área superficial del tubo portador, no ocupada por las aletas, por 1 m de longitud del tubo aleteado	m ²
b	Altura del conducto de gas	m
c	Profundidad del conducto de gas	m
C _p	Calor específico	kJ/kg.K
C _q	Factor	-
C _{tem}	Factor de corrección	-
C _z	Factor	-
d	Diámetro exterior del tubo portador de la aleta	m
d _{el}	Diámetro convencional del tubo aleteado	m
d _{in}	Diámetro interior del tubo	m
D	Diámetro del tubo aleteado	m
E	Eficiencia teórica de la aleta	-
E'	Valor preliminar de la eficiencia teórica de la aleta	-
f	Área de flujo para el paso del medio de transferencia de calor	m ²
F	Área libre mínima	m ²
G	Caudal másico	kg/s
h'	Entalpía de entrada del fluido frío	kJ/kg
h''	Entalpía de salida del fluido frío	kJ/kg
h _{1rdc}	Coefficiente de transferencia de calor reducido desde el exterior de la superficie de calentamiento	W/m ² .K
h' ₂	Coefficiente de transferencia de calor desde la pared hacia el medio interno asumido	W/m ² .K
h ₂	Coefficiente de transferencia de calor desde la pared hacia el medio interno	W/m ² .K
h _c	Coefficiente de transferencia de calor convectivo	W/m ² .K
k	Conductividad térmica	W/m.K
l _r	Altura de la aleta	m
l' _r	Altura convencional de la aleta	m
L _{rs} ^a	Longitud actual de los tubos aleteados del intercambiador de calor	m
L _{c-cr-s}	Longitud de los tubos dentro de los confines del conducto de gas	m
L _{rs}	Longitud de los segmentos aleteados de los tubos	m
L _t	Longitud total de los segmentos calentados de los tubos no aleteados	m
n	Exponente	-
n _x	Numero de comienzos del serpentín	-
P'	Presión de entrada	Pa
Pr	Número de Prandtl	-
Q	Calor intercambiado	kW
R _{cont}	Resistencia térmica de contacto en la interface acero-aluminio	m ² .K/W

Re	Número de Reynolds	-
R_T	Resistencia térmica de la pared de los tubos bimetálicos	$m^2.K/W$
s_r	Espaciado de las aletas	m
S_1	Espaciado transversal del tubo	m
S_2	Espaciado longitudinal del tubo	m
S'_2	Espaciado diagonal del tubo con un arreglo "equivalente"	m
T'	Temperatura de entrada del fluido frío	$^{\circ}C$
T''	Temperatura de salida del fluido frío	$^{\circ}C$
\bar{T}	Temperatura promedio del fluido frío	$^{\circ}C$
T_{in}	Temperatura interior	$^{\circ}C$
T_r	Temperatura promedio de la aleta	$^{\circ}C$
ΔT	Diferencia promedio de temperatura	$^{\circ}C$
u	Velocidad	m/s
U	Coefficiente global de transferencia de calor	$W/m^2.K$
v	Viscosidad cinemática	m^2/s
X	Parámetro de forma del haz	-
z	Número de tubos en el haz	-
z_1	Número de tubos en la fila transversal del haz	-
z_2	Numero de filas de tubos en el haz en dirección al flujo de gas	-
z^a	Número real de tubos en el intercambiador de calor	-
z_{tcp}	Número de tubos conectados en paralelo	-

Símbolos griegos

β	Parámetro de la aleta	-
δ_r	Espesor medio de las aletas	m
δ'_t	Espesor nominal de la pared del tubo	m
ε	Volumen específico	m^3/kg
ζ	Parámetro	-
λ	Parámetro	-
μ	Viscosidad dinámica	Pa.s
μ_r	Coefficiente	-
ρ	Densidad	kg/m^3
σ_1	Espaciado transversal relativo de los tubos en el haz	-
σ_2	Espaciado longitudinal relativo de los tubos en el haz	-
ϕ_{cl}	Diámetro del haz	-
Ψ	Eficiencia térmica	-
Ψ_E	Factor	-
Ψ_r	Coefficiente de la aleta del tubo	-
ϑ'	Temperatura de entrada del fluido caliente	$^{\circ}C$
ϑ''	Temperatura de salida del fluido caliente	$^{\circ}C$
$\bar{\vartheta}$	Temperatura promedio del fluido caliente	$^{\circ}C$

Subíndices

f	Del líquido
g	Del gas
r	De la aleta

1. INTRODUCCIÓN

El incremento continuo de la demanda de energía asociado al desarrollo socioeconómico, las restricciones financieras para ampliar la oferta energética, la necesidad de lograr una mayor competitividad

internacional y de atenuar el impacto ambiental de las tecnologías energéticas, fundamentan la importancia que tiene hoy en día el mejoramiento de la eficiencia energética de cualquier proceso (Restrepo *et al.*, 2006).

La creciente competencia que existe hoy día obliga a las empresas a buscar alternativas para reducir los costos operacionales de sus procesos productivos (Oelker, 1999). Los consumos elevados de combustible y sus altos costos, así como, la problemática de la contaminación atmosférica, han llevado a buscar métodos que permitan el uso racional y eficiente de la energía.

Una caldera o generador de vapor es un equipo destinado a la producción de vapor a partir de agua líquida. La energía necesaria para producir el vapor de agua se obtiene de las reacciones de combustión de un combustible sólido, líquido o gas, conjuntamente con el oxígeno del aire. Los gases calientes provenientes de las reacciones químicas se expulsan al medio ambiente. Es posible utilizar los gases para precalentar el agua fría que ingresa a la caldera mediante el empleo de un intercambiador de calor denominado economizador (Armijo y Salas, 2008).

La temperatura de los gases de combustión que salen por la chimenea representa uno de los mayores porcentajes de pérdidas generados en la caldera. Éstas pérdidas de calor asociada a los productos (gases) de la combustión (en chimenea) representa un alrededor de un 18% para el caso de las calderas que utilizan gas y 12% para el caso de las calderas que utilizan carbón y petróleo. En la mayoría de los casos, dado que la temperatura de salida de los gases de la combustión es de 230 °C como mínimo, es posible recuperar el calor sensible de estos gases, incluso hasta 170 °C (caso Fuel-Oil), instalando un economizador al final del recorrido de los gases por la caldera, que calienta el agua de alimentación de la misma (Oelker, 2000).

La temperatura del agua de alimentación es muy importante en la caldera. Teóricamente está relacionado con la cantidad de calor requerido para el calentamiento del agua (sensible) y el cambio de fase (latente). Según (Chucuya, 2017) la eficiencia de la caldera aumenta con la elevación de la temperatura del agua de alimentación al necesitarse menos energía para producir el vapor. Además, añade que como “regla de dedo”, al aumentar 5°C la temperatura de alimentación de agua a la caldera implicará un aumento del 1% en la eficiencia de la caldera.

Los economizadores son básicamente superficies de transferencia de calor tubulares usadas para precalentar el agua de alimentación a las calderas antes que entren al tambor de vapor (unidades de recirculación) o superficies de horno (unidades de un solo paso). El término economizador proviene del uso temprano de tales intercambiadores de calor para reducir los costos de operación o economizar el consumo de combustible mediante la recuperación de energía extra a partir de los gases de combustión. Los economizadores también reducen el potencial de choque térmico y las fuertes fluctuaciones de la temperatura del agua a medida que el agua de alimentación entra hacia el tambor o las paredes de agua (Brumerčik *et al.*, 2016).

De acuerdo con (Farthing, 2008), los economizadores son aparatos térmico-mecánicos que depuran el calor residual contenido en los gases de combustión haciendo pasar el efluente de escape a través de superficies de transferencia de calor para transferir algo del calor residual hacia un fluido de proceso. En el hogar de la caldera la mayoría de los economizadores transfieren su calor residual hacia tanto el agua de alimentación como el aire de combustión. Un economizador de agua de alimentación (Fig. 1) es una de las adiciones más económicas que pueden hacerse para cualquier caldera. La tecnología sencilla de los economizadores y la falta de partes en movimiento le suministra un ciclo de vida relativamente elevado libre de mantenimiento. Resulta necesario apuntar que los economizadores se emplean con estrategias de alimentación de agua modulantes para prevenir el sobrecalentamiento y el recalentamiento repentino, el cual puede ocurrir en ciertas aplicaciones.

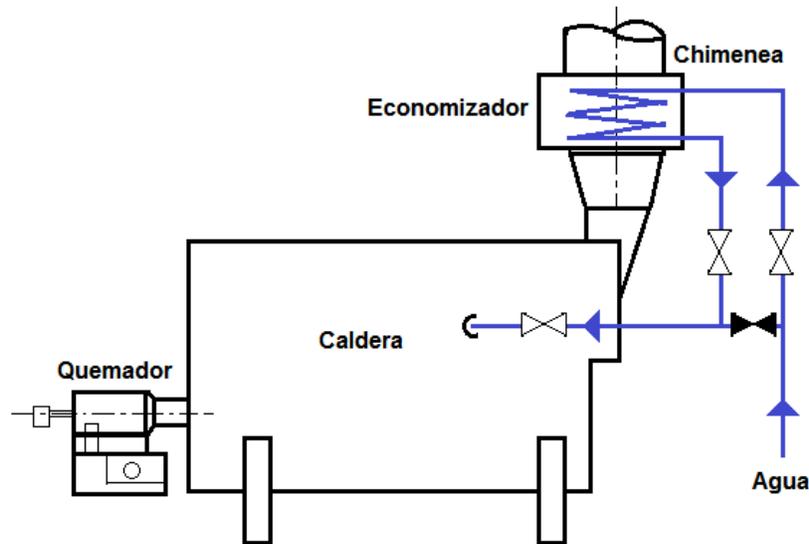


Figure 1. Esquema de instalación de un economizador en una caldera.

Fuente: Adaptado de (Oelker, 1999)

Para reducir los costos de capital, la mayoría de los fabricantes de calderas construyen economizadores con una variedad de tipos de aletas para mejorar la tasa de transferencia de calor controlante del lado del gas. Las aletas son partes no costosas las cuales pueden reducir el tamaño global y el costo de un economizador. Sin embargo, la aplicación exitosa es muy sensible al ambiente reinante cuando se emplean gases de combustión. La limpieza de la superficie es una preocupación clave. En calderas escogidas, tales como aquellas unidades que queman carbón, los economizadores de superficie extendida no son recomendables debido a las características peculiares del polvo de ceniza (Brumerčik *et al.*, 2016).

La principal ventaja o beneficio de un economizador es la importante reducción de los gastos en combustible, resultante del mejoramiento de la eficiencia de las calderas, lo que permite quemar una menor cantidad de combustible para aportar el calor requerido para generar vapor. El hecho de requerir de una menor cantidad de combustible se traduce también en una reducción de las emisiones contaminantes de una caldera, puesto que éstas dependen de la cantidad de combustible quemado. También evitará los choques térmicos producidos cuando el agua de alimentación a baja temperatura entra en contacto con las superficies calientes de la caldera (Oelker, 1999).

Son varios los autores que han estudiado, evaluado o diseñado economizadores. En este sentido (Martić *et al.*, 2015), presentaron un análisis técnico y económico de una planta pequeña de cogeneración que se construyó para suministrar tanto agua caliente como vapor de agua para una planta anexa de procesamiento lácteo en Serbia, presentando además una metodología para diseñar un economizador. También (Brumerčik *et al.*, 2016) emplearon la modelación de Método de Elemento Finito para determinar los campos de tensión y temperaturas de los componentes de un economizador. Igualmente (Jatola *et al.*, 2017) efectuaron el análisis de rendimiento de un economizador utilizando diferentes materiales de los tubos. Por otro lado, (Trojan y Granda, 2018) presentaron un modelo matemático de un economizador con parámetros distribuidos, el cual puede usarse para simular su operación. El modelo matemático desarrollado por estos autores hace posible determinar las temperaturas del tubo y del medio de trabajo, así como también permite monitorear los parámetros de calor y flujo del economizador en modo online. De igual manera, (Chopade, 2018) efectuó el diseño de un economizador para ser empleado en una caldera recuperadora de calor residual para mejorar la capacidad térmica del proceso. Asimismo, (Khoirul y Firman, 2019) diseñaron un intercambiador de calor de tubo y coraza para ser empleado como economizador, determinando parámetros tales como el área de sección transversal, la longitud del tubo, el

diámetro exterior del tubo y el número total de tubos. Estos autores optimizaron las principales dimensiones del intercambiador de calor por medio del método experimental de Taguchi para obtener el diseño óptimo. En otro estudio, (López, 2017) diseñó un economizador utilizando la metodología publicada en (Pysmenny *et al.*, 2007). Por último, (Zarifi y Moghaddam, 2020) estudiaron el empleo de un economizador de tubos aleteados para incrementar la eficiencia de un generador termoeléctrico basado en un sistema de cogeneración.

Otros autores (Melendez, 2005; Morales y Veintimilla, 2007; Ruiz, 2012; Guiot y Ramos, 2018; Pacheco y Vargas, 2021) también han diseñado economizadores para diferentes aplicaciones y servicios.

En el presente trabajo se efectúa el diseño de un economizador de tubos aleteados para efectuar el calentamiento del agua de alimentación a una caldera, mediante el aprovechamiento de los gases de combustión generados en ésta, utilizando para ello la metodología presentada en (Pis'mennyi *et al.*, 2016).

2. MATERIALES Y MÉTODOS

2.1. Definición del problema

Se necesita diseñar un economizador para efectuar el pre-calentamiento de 1,20 kg/s de un agua de alimentación a una caldera. La temperatura y presión de entrada del agua es de 25 °C y 0,5 MPa, respectivamente, mientras que se emplearán los gases de combustión como agente de intercambio térmico, los cuales se encuentran a una temperatura de 240 °C y presión de 1 atm, y presentan la siguiente composición porcentual volumétrica:

- Dióxido de carbono (y_{CO_2}): 10,17 %.
- Oxígeno (y_{O_2}): 7,20 %.
- Nitrógeno (y_{N_2}): 73,22 %.
- Agua (y_{H_2O}): 9,70 %.
- Dióxido de azufre (y_{SO_2}): 0,004 %.
- Monóxido de carbono (y_{CO}): 0,006 %.

Se desea que la temperatura de salida de los gases de combustión no sobrepase los 120 °C, que el economizador opere a contracorriente con arreglo triangular de los tubos, y que posea tubos con aletas helicoidales. Para ello se disponen de tubos aleteados bimetálicos con las siguientes características geométricas y dimensiones:

Tubo:

- Material: Acero al carbono.
- Diámetro interno (d_{in}): 0,02786 m.
- Espesor de la pared (δ'_t): 0,00277 m.
- Diámetro externo (d): 0,0334 m.

Aletas:

- Material: Aluminio.
- Diámetro del tubo aleteado (D): 0,0604 m.
- Altura de la aleta (l_r): 0,0135 m.
- Espaciado de las aletas (s_r): 0,003 m.
- Espesor medio de las aletas (δ_r): 0,0008 m.

Otros datos:

- Ancho del conducto de gas (a) (no mayor de): 0,56 m

- Altura del conducto de gas (b) (no mayor de): 0,50 m.
- Longitud de los segmentos aleteados de los tubos (L_{rs}): 1 m.
- Número de tubos en el haz (z): 1.
- Longitud total de los segmentos calentados de los tubos no aleteados (L_t): 0 m.
- Número de tubos en la fila transversal del haz (z_1): 9
- Numero de filas de tubos en el haz en dirección al flujo de gas (z_2): 10
- Longitud de los tubos dentro de los confines del conducto de gas (L_{c-cr-s}): 0,5 m.

En la Figura 2 se muestra la nomenclatura empleada tanto en los datos iniciales como en los cálculos posteriores, para efectuar el diseño del economizador.

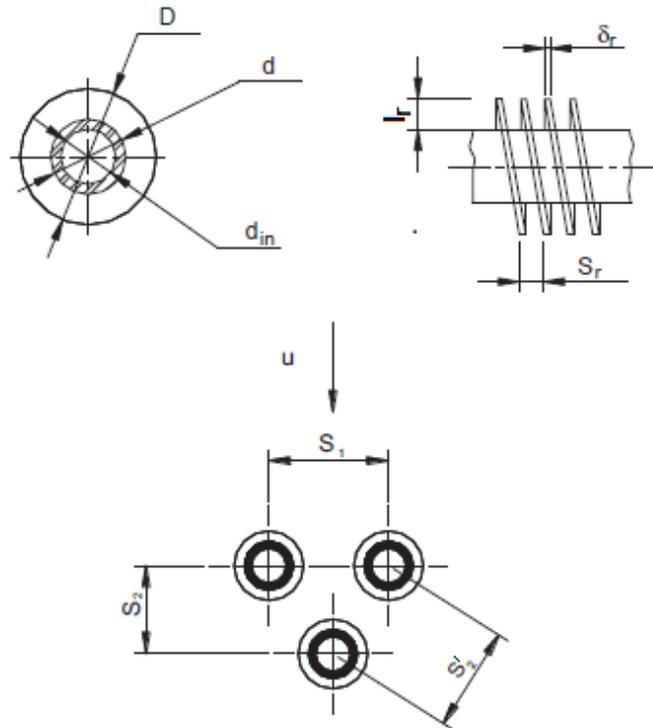


Figura 2. Características geométricas de los tubos aleteados y el haz de tubos con arreglo triangular.
Fuente: Adaptado de (Pis'mennyi *et al.*, 2016)

2.2. Metodología de cálculo a emplear

Para llevar a cabo el diseño del economizador se empleó la metodología publicada en (Pis'mennyi *et al.*, 2016), en donde se obtiene como parámetros fundamentales el coeficiente global de transferencia de calor, el área total de la superficie de transferencia de calor, el número total de tubos, el número de filas transversales y el número real de tubos en el intercambiador de calor, así como también la longitud real de tubos aleteados y la profundidad del conducto de gas. A continuación, se muestran los pasos a seguir para efectuar el diseño del equipo.

Coficiente de transferencia de calor convectivo:

Paso 1. Definición de los datos iniciales de las corrientes:

La Tabla 1 muestra los datos iniciales que deben definirse para ambas corrientes de fluido.

Tabla 1. Datos iniciales a definir para ambas corrientes de fluido:

Parámetro	Agua	Gases	Unidades
Caudal másico	G_f	G_g	kg/s
Temperatura de entrada	T'	\mathcal{G}'	°C
Temperatura de salida	-	\mathcal{G}''	°C
Presión de entrada	P'_f	P_g	MPa

Fuente: Elaboración propia.

Paso 2. Definición de los datos iniciales requeridos para el intercambiador de calor:

La Tabla 2 expone los datos iniciales requeridos para el intercambiador de calor

Tabla 2. Datos iniciales requeridos para el intercambiador de calor:

Parámetro		Símbolo	Unidades
	Tubos		
Diámetro interno		d_{in}	m
Espesor de la pared		δ'_t	m
Diámetro externo		d	m
	Aletas		
Diámetro del tubo aleteado		D	m
Altura de la aleta		l_r	m
Espaciado de las aletas		s_r	m
Espesor medio de las aletas		δ_r	m
	Otros datos		
Ancho del conducto de gas		a	m
Altura del conducto de gas		b	m
Longitud de los segmentos aleteados de los tubos		L_{rs}	m
Número de tubos en el haz		z	
Longitud total de los segmentos calentados de los tubos no aleteados		L_t	m
Número de tubos en la fila transversal del haz		z_1	
Numero de filas de tubos en el haz en dirección al flujo de gas		z_2	
Longitud de los tubos dentro de los confines del conducto de gas		L_{c-cr-s}	m
Resistencia térmica de contacto en la interface acero-aluminio		R_{cont}	$m^2.K/W$

Fuente: Elaboración propia

Paso 3. Temperatura promedio de los gases de combustión ($\bar{\mathcal{G}}$):

$$\bar{\mathcal{G}} = \frac{\mathcal{G}' + \mathcal{G}''}{2} \quad (1)$$

Paso 4. Búsqueda de las propiedades físicas de los gases de combustión a la temperatura promedio determinada en el paso anterior:

Se deberán buscar las propiedades físicas descritas en la Tabla 3 para los gases de combustión a la temperatura promedio calculada en el Paso 3.

Tabla 3. Propiedades físicas que deben determinarse para los gases de combustión:

Propiedad	Símbolo	Unidades
-----------	---------	----------

Densidad	ρ_g	kg/m ³
Volumen específico	ε_g	m ³ /kg
Viscosidad cinemática	ν_g	m ² /s
Calor específico	Cp_g	kJ/kg.K
Conductividad térmica	k_g	W/m.K
Número de Prandtl	Pr_g	-

Fuente: Elaboración propia

Paso 5. Calor intercambiado (Q):

$$Q = G_g \cdot Cp_g \cdot (g' - g'') \quad (2)$$

Paso 6. Entalpía del agua a la entrada del intercambiador de calor (h'):

En base a las temperaturas (T') y presión (P'_f) de entrada del agua, deberá buscarse la entalpía del agua a la entrada del intercambiador de calor (h').

Paso 7. Entalpía del agua a la salida del intercambiador de calor (h''):

A partir de la ecuación de balance:

$$Q = G_f \cdot (h'' - h') \quad (3)$$

Despejando h'' en la ecuación (3) se obtiene:

$$h'' = h' + \frac{Q}{G_f}$$

Paso 8. Temperatura del agua a la salida del intercambiador de calor (T''):

Tomando en cuenta el valor de tanto la presión de alimentación del agua (P'_f) como su entalpía de salida (h''), se puede definir la temperatura del agua a la salida del intercambiador de calor, esto es, hasta que temperatura se calentará esta agua.

Paso 9. Temperatura promedio del agua en el intercambiador de calor (\bar{T}):

$$\bar{T} = \frac{T' + T''}{2} \quad (4)$$

Paso 10. Búsqueda de las propiedades físicas del agua de alimentación:

Tomando en cuenta tanto la presión de entrada del agua de alimentación (P'_f) como su temperatura promedio (\bar{T}) determinada en el paso anterior, se procederá a buscar las propiedades físicas mostradas en la Tabla 4 para este fluido.

Tabla 4. Propiedades físicas requeridas para el agua de alimentación a la temperatura promedio determinada en el Paso 9.

Propiedad	Símbolo	Unidades
Densidad	ρ_f	kg/m ³
Volumen específico	ε_f	m ³ /kg
Viscosidad cinemática	ν_f	m ² /s
Viscosidad dinámica	μ_f	Pa.s
Conductividad térmica	k_f	W/m.K
Número de Prandtl	Pr_f	-

Fuente: Elaboración propia

Paso 11. Área superficial de las aletas por 1 m de longitud del tubo para aletas helicoidales (A_{r1}):

$$A_{r1} = \frac{\pi}{2} \cdot (D^2 - d^2 + 2 \cdot D \cdot \delta_r) \cdot \frac{L_{rs}}{s_r} \cdot z \quad (5)$$

Paso 12. Área superficial del tubo portador, no ocupada por las aletas, por 1 m de longitud del tubo aleteado (A_{t1}):

$$A_{t1} = \pi \cdot d \cdot \left[L_{rs} \cdot \left(1 - \frac{\delta_r}{s_r} \right) \cdot z + L_t \right] \quad (6)$$

Paso 13. Área de la superficie externa por 1 m de longitud del tubo (A_1):

$$A_1 = A_{r1} + A_{t1} \quad (7)$$

Paso 14. Relación A_r / A :

$$\frac{A_r}{A} = \frac{A_{r1}}{A_1} \quad (8)$$

Paso 15. Relación A_t / A :

$$\frac{A_t}{A} = \frac{A_{t1}}{A_1} \quad (9)$$

Paso 16. Área superficial total del tubo portador aleteado por 1 m de longitud del tubo (A_{rct1}):

$$A_{rct1} = \pi \cdot d \cdot L_{rs} \quad (10)$$

Paso 17. Área de la superficie interna por 1 m de longitud del tubo (A_{in1}):

$$A_{in1} = \pi \cdot d_{in} \cdot L_{rs} \quad (11)$$

Paso 18. Relación A/A_{in} :

$$\frac{A}{A_{in}} = \frac{A_1}{A_{in1}} \quad (12)$$

Paso 19. Coeficiente de la aleta del tubo (Ψ_r):

$$\Psi_r = \frac{A}{A_{rct}} = \frac{A_1}{A_{rct1}} \quad (13)$$

Paso 20. Espaciado transversal del tubo (S_1):

$$S_1 = \frac{a}{z_1 + 0,5} \quad (14)$$

Paso 21. Espaciado longitudinal del tubo (S_2):

$$S_2 = \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot S_1 \quad (15)$$

Paso 22. Definición del espaciado diagonal del tubo con un arreglo “equivalente” (S'_2).

Paso 23. Espaciado transversal relativo de los tubos en el haz (σ_1):

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{d} \quad (16)$$

Paso 24. Espaciado longitudinal relativo de los tubos (σ_2):

$$\sigma_2 = \frac{S_2}{d} \quad (17)$$

Paso 25. Características del espaciado relativo:

$$\sigma'_2 = \frac{S'_2}{d} \quad (18)$$

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_2} = \frac{S_1}{S_2} \quad (19)$$

Paso 26. Diámetro convencional del tubo aleteado (d_{cl}):

$$d_{cl} = d + \frac{2 \cdot l_r \cdot \delta_r}{s_r} \quad (20)$$

Paso 27. Diámetro del haz (φ_{cl}):

$$\varphi_{cl} = \frac{S_1 - d_{cl}}{S'_2 - d_{cl}} \quad (21)$$

Paso 28. Área libre mínima (F):

$$F = a \cdot b - z_1 \cdot L_{c-cr-s} \cdot d_{cl} \quad (22)$$

Paso 29. Velocidad del gas calculada (u_g):

$$u_g = \frac{G_g \cdot \varepsilon_g}{F} \quad (23)$$

Paso 30. Numero de comienzos del serpentín (n_x).

Paso 31. Número de tubos conectados en paralelo (z_{tcp}):

$$z_{tcp} = n_x \cdot z_1 \quad (24)$$

Paso 32. Área de flujo para el paso del medio de transferencia de calor (f):

$$f = z_{tcp} \cdot \frac{\pi \cdot d_{in}^2}{4} \quad (25)$$

Paso 33. Velocidad promedio del agua (u_f):

$$u_f = \frac{G_f \cdot \varepsilon_f}{f} \quad (26)$$

Paso 34. Eficiencia térmica (Ψ).

Paso 35. Resistencia térmica de la pared de los tubos bimetálicos (R_T).

Paso 36. Parámetro de forma del haz (X):

Para un arreglo triangular de los tubos:

$$X = \frac{\sigma_1}{\sigma_2} - \frac{1,26}{\psi_r} - 2 \quad (27)$$

Paso 37. Exponente n:

$$n = 0,7 + 0,08 \cdot \tanh(X) + 0,005 \cdot \psi_r \quad (28)$$

Paso 38. Factor C_q :

$$C_q = [1,36 - \tanh(X)] \cdot \left(\frac{1,1}{\psi_r + 8} - 0,014 \right) \quad (29)$$

Paso 39. Factor C_z .

Paso 40. Coeficiente de transferencia de calor convectivo (h_c):

$$h_c = 1,13 \cdot C_z \cdot C_q \cdot \frac{k_g}{d} \cdot \left(\frac{u_g \cdot d}{v_g} \right)^n \cdot \text{Pr}_g^{0,33} \quad (30)$$

Coeficiente de transferencia de calor reducido:

Paso 41. Suposición del valor preliminar de la eficiencia teórica de la aleta (E').

Paso 42. Temperatura promedio de la aleta (T_r):

$$T_r = \bar{g} - (\bar{g} - \bar{T}) \cdot E' \quad (31)$$

Paso 43. Conductividad térmica del material de la aleta (k_r) a la temperatura promedio (T_r) determinada en el paso anterior.

Paso 44. Parámetro de la aleta (β):

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot h_c}{\delta_r \cdot k_r}} \quad (32)$$

Paso 45. Altura convencional de la aleta (l'_r):

$$l'_r = l_r \cdot \left[1 + \left(0,191 + 0,054 \cdot \frac{D}{d} \right) \cdot \ln \left(\frac{D}{d} \right) \right] \quad (33)$$

Paso 46. Eficiencia teórica de la aleta (E):

$$E = \frac{\tanh(\beta \cdot l'_r)}{\beta \cdot l'_r} \quad (34)$$

Paso 47. Comparación del valor de la eficiencia teórica de la aleta (E) determinado en el Paso 46 con el valor de eficiencia asumido preliminarmente en el Paso 41 (E').

En caso de existir una diferencia no superior a $\pm 0,02$ entre E y E', se toma el valor de E determinado en el Paso 46. De lo contrario se vuelve a iterar.

Paso 48. Factor (Ψ_E):

$$\psi_E = 1 - 0,016 \cdot \left(\frac{D}{d} - 1 \right) \cdot [1 + \tanh(2 \cdot \beta \cdot l_r - 1)] \quad (35)$$

Paso 49. Coeficiente μ_r .

Paso 50. Coeficiente de transferencia de calor reducido desde el exterior de la superficie de calentamiento (h_{1rdc}):

$$h_{1rdc} = \left(\frac{A_r}{A} \cdot E \cdot \mu_r \cdot \psi_E + \frac{A_t}{A} \right) \cdot h_c \quad (36)$$

Coeficiente de transferencia de calor desde la pared hacia el medio interno

Paso 51. Número de Reynolds para el agua (Re_f):

$$Re_f = \frac{u_f \cdot d_{in}}{v_f} \quad (37)$$

Paso 52. Parámetro λ :

$$\lambda = 1 + \frac{900}{Re_f} \quad (38)$$

Paso 53. Parámetro ζ :

$$\zeta = (1,82 \cdot \log(Re_f) - 1,64)^{-2} \quad (39)$$

Paso 54. Suposición del valor del área de la superficie exterior de transferencia de calor (A').

Paso 55. Suposición del coeficiente de transferencia de calor (h'_2).

Paso 56. Área interior calculada (A'_{in}):

$$A'_{in} = \frac{A'}{\left(\frac{A}{A_{in}}\right)} \quad (40)$$

Paso 57. Temperatura interior calculada (T'_{in}):

$$T'_{in} = \bar{T} + \frac{Q \cdot 10^3}{A'_{in} \cdot h'_2} \quad (41)$$

Paso 58. Viscosidad dinámica del agua a P'_f y T'_{in} (μ_{in}).

Paso 59. Factor de corrección (C_{tem}):

Para el caso considerado donde el medio de transferencia de calor interno es líquido en descenso (agua) y que es calentado (el flujo de calor es dirigido desde la pared del tubo hacia el agua), el factor de corrección se determina mediante la siguiente ecuación:

$$C_{tem} = \left(\frac{\mu_f}{\mu_{in}}\right)^{0,11} \quad (42)$$

Paso 60. Coeficiente de transferencia de calor desde la pared hacia el medio interno (h_2):

$$h_2 = \frac{k_f}{d_{in}} \cdot \left[\frac{0,125 \cdot \zeta \cdot Re_f \cdot Pr_f \cdot C_{tem}}{\lambda + 4,5 \cdot \zeta^{0,5} \cdot (Pr_f^{0,666} - 1)} \right] \quad (43)$$

Dimensiones del intercambiador:

Paso 61. Coeficiente global de transferencia de calor (U):

$$U = \frac{\psi}{\frac{A}{A_{in}} \cdot \frac{1}{h_2} + \frac{A}{A_{in}} \cdot R_t + \frac{1}{h_{1rdc}}} \quad (44)$$

Paso 62. Diferencia promedio de temperatura (ΔT):

Para arreglo a contracorriente:

$$\Delta T = \frac{(g'_1 - T''_1) - (g''_1 - T'_1)}{\ln \frac{(g'_1 - T''_1)}{(g''_1 - T'_1)}} \quad (45)$$

Paso 63. Área de la superficie de transferencia de calor del intercambiador de calor (A):

$$A = \frac{Q \cdot 10^3}{U \cdot \Delta T} \quad (46)$$

Paso 64. Área de la superficie de transferencia de calor interna calculada (A_{in}):

$$A_{in} = \frac{A}{\left(\frac{A}{A_{in}} \right)} \quad (47)$$

Paso 65. Temperatura interior calculada (T_{in}):

$$T_{in} = \bar{T} + \frac{Q \cdot 10^3}{A_{in} \cdot h_2} \quad (48)$$

Paso 66. Comparación del valor de la temperatura interior T_{in} calculado en el Paso 65 con el valor de la temperatura interior (T'_{in}) determinado en el Paso 57.

En caso de existir una diferencia no mayor a $\pm 1,00$ °C entre T_{in} y T'_{in} , se tomará el valor de T_{in} determinado en el Paso 65. De lo contrario se vuelve a iterar.

Paso 67. Longitud total de los tubos aleteados (sin codos) del intercambiador de calor (L_{rs}):

$$L_{rs} = \frac{A}{A_1} \quad (49)$$

Paso 68. Número total de tubos en el intercambiador de calor (z):

$$z = \frac{L_{rs}}{L_{c.cr.s}} \quad (50)$$

Paso 69. Numero de filas transversales de los tubos (z_2):

$$z_2 = \frac{z}{z_1} \quad (51)$$

Paso 70. Profundidad del conducto de gas (c):

$$c = (z_2 - 1) \cdot S_2 \quad (52)$$

Paso 71. Número real de tubos en el intercambiador de calor (z^a):

$$z^a = z_1 \cdot z_2 \quad (53)$$

Paso 72. Longitud actual de los tubos aleteados del intercambiador de calor (L_{rs}^a):

$$L_{rs}^a = L_{c-cr.s} \cdot z^a \quad (54)$$

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

A continuación, se muestran los resultados obtenidos al aplicar la metodología de diseño del economizador.

3.1. Coeficiente de transferencia de calor convectivo

Paso 1. Definición de los datos iniciales de las corrientes:

La Tabla 5 expresa los valores de los datos iniciales de cada corriente involucrada en el sistema de transferencia de calor.

Tabla 5. Valores de los datos iniciales de cada corriente involucrada:

Parámetro	Agua	Gases	Unidades
Caudal másico	1,200	1,857	kg/s
Temperatura de entrada	25	240	°C
Temperatura de salida	-	120	°C
Presión de entrada	0,5	0,1	MPa

Fuente: Elaboración propia

Paso 2. Definición de los datos requeridos para el intercambiador de calor:

Como bien se estableció con anterioridad, el intercambiador tendrá tubos bimetalicos con arreglo triangular y aletas externas helicoidales, los cuales estarán conectados en forma de serpentín en dirección longitudinal con respecto al paso del aire. Los codos estarán ubicados por fuera del conducto de aire.

En la Tabla 6 se muestran los valores de datos iniciales necesarios para el intercambiador de calor.

Tabla 6. Valores de los datos iniciales requeridos para el intercambiador de calor:

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
Tubos			
Diámetro interno	d_{in}	0,02786	m
Espesor de la pared	δ'_t	0,00277	m
Diámetro externo	d	0,03340	m
Aletas			
Diámetro del tubo aleteado	D	0,0604	m
Altura de la aleta	l_r	0,0135	m
Espaciado de las aletas	s_r	0,0030	m
Espesor medio de las aletas	δ_r	0,0008	m
Otros datos			
Ancho del conducto de gas	a	0,56	m
Altura del conducto de gas	b	0,50	m

Longitud de los segmentos aleteados de los tubos	L_{rs}	1	m
Número de tubos en el haz	z	1	
Longitud total de los segmentos calentados de los tubos no aleteados	L_t	0	m
Número de tubos en la fila transversal del haz	z_1	9	
Numero de filas de tubos en el haz en dirección al flujo de gas	z_2	10	
Longitud de los tubos dentro de los confines del conducto de gas	L_{c-cr-s}	0,5	m
Resistencia térmica de contacto en la interface acero-aluminio	R_{cont}	0,000189	$m^2.K/W$

Fuente: Elaboración propia

Paso 3. Temperatura promedio de los gases de combustión (\bar{g}):

$$\bar{g} = \frac{g' + g''}{2} = \frac{240 + 120}{2} = 180 \text{ } ^\circ C$$

Paso 4. Búsqueda de las propiedades físicas de los gases de combustión a la temperatura promedio determinada en el paso anterior:

Según (Pávlov *et al.*, 1981; Green y Southard, 2019; Ruiz, 2012; Pis'mennyi *et al.*, 2016), los gases de combustión tendrán los valores de las propiedades físicas que se expresan en la Tabla 7 a la temperatura media determinada en el paso anterior.

Tabla 7. Valores de las propiedades físicas de los gases de combustión:

Propiedad	Símbolo	Valor	Unidades
Densidad	ρ_g	0,779	kg/m^3
Volumen específico	ϵ_g	1,284	m^3/kg
Viscosidad cinemática	ν_g	$2,99 \times 10^{-5}$	m^2/s
Calor específico	Cp_g	1,087	$kJ/kg.K$
Conductividad térmica	k_g	0,0350	$W/m.K$
Número de Prandtl	Pr_g	0,679	-

Fuente: Elaboración propia

Paso 5. Calor intercambiado (Q):

$$Q = G_g \cdot Cp_g \cdot (g' - g'') = 1,857 \cdot 1,087 \cdot (240 - 120) = 242,227 \text{ kW}$$

Paso 6. Entalpía del agua a la entrada del intercambiador de calor (h'):

Tomando en cuenta una temperatura (T') y presión de alimentación del agua (P'_i) de 25 °C y 0,5 MPa, respectivamente, la entalpía del agua será de 105,298 kJ/kg, de acuerdo con (Wagner y Kretzschmar, 2019).

Paso 7. Entalpía del agua a la salida del intercambiador de calor (h''):

Utilizando la ecuación (3) se obtiene:

$$h'' = h' + \frac{Q}{G_f} = 105,298 + \frac{242,227}{1,200} = 307,154 \text{ kJ/kg}$$

Paso 8. Temperatura del agua a la salida del intercambiador de calor (T''):

Para una presión de alimentación (P'_f) de 0,5 MPa y una entalpía de salida (h'') de 307,154 kJ/kg, el agua se calentará hasta una temperatura de 73,27 °C según (Wagner y Kretzschmar, 2019).

Paso 9. Temperatura promedio del agua en el intercambiador de calor (\bar{T}):

$$\bar{T} = \frac{T' + T''}{2} = \frac{25 + 73,27}{2} = 49,135 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Paso 10. Propiedades físicas del agua de alimentación:

La Tabla 8 expresa los valores de las propiedades físicas del agua de alimentación determinados a la temperatura media (\bar{T}) calculada en el paso anterior, así como a la presión (P'_f) de 0,5 MPa, de acuerdo con (ChemicaLogic, 2003; Wagner y Kretzschmar, 2019).

Tabla 8. Valores de las propiedades físicas del agua de alimentación:

Propiedad	Símbolo	Valor	Unidades
Densidad	ρ_f	988,598	kg/m ³
Volumen específico	ε_f	0,00101	m ³ /kg
Viscosidad cinemática	ν_f	5,614x10 ⁻⁷	m ² /s
Viscosidad dinámica	μ_f	0,000555	Pa.s
Conductividad térmica	k_f	0,643	W/m.K
Número de Prandtl	Pr_f	3,609	-

Fuente: Elaboración propia

La Tabla 9 describe los resultados de los parámetros determinados en los Pasos 11 al 21.

Tabla 9. Resultados de los parámetros incluidos en los pasos 11-21:

Paso	Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
11	Área superficial de las aletas por 1 m de longitud del tubo para aletas helicoidales	A_{r1}	1,376	m ²
12	Área superficial del tubo portador, no ocupada por las aletas, por 1 m de longitud del tubo aleteado	A_{t1}	0,077	m ²
13	Área de la superficie externa por 1 m de longitud del tubo	A_1	1,453	m ²
14	Relación A_r / A	A_{r1} / A_1	0,947	-
15	Relación A_t / A	A_{t1} / A_1	0,053	-
16	Área superficial total del tubo portador aleteado por 1 m de longitud del tubo	A_{ret1}	0,105	m ²
17	Área de la superficie interna por 1 m de longitud del tubo	A_{in1}	0,087	m ²
18	Relación A / A_{in}	A_1 / A_{in1}	16,701	-
19	Coefficiente de la aleta del tubo	Ψ_r	13,838	-
20	Espaciado transversal del tubo	S_1	0,059	m
21	Espaciado longitudinal del tubo	S_2	0,051	m

Fuente: Elaboración propia

Paso 22. Definición del espaciado diagonal del tubo con un arreglo “equivalente” (S'_2).

Según (Pis'mennyi *et al.*, 2016), el valor del espaciado del tubo diagonal con un arreglo “equivalente” (S'_2) es igual al espaciado del tubo transversal (S_1), por lo que:

$$S'_2 = S_1 = 0,059 \text{ m.}$$

La Tabla 10 muestra los resultados de los parámetros calculados en los Pasos 23 al 29.

Tabla 10. Resultados de los parámetros incluidos en los pasos 23-29:

Paso	Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
23	Espaciado transversal relativo de los tubos en el haz	σ_1	1,766	-
24	Espaciado longitudinal relativo de los tubos	σ_2	1,527	-
25	Características del espaciado relativo	σ'_2	1,766	-
		σ_1/σ_2	1,156	-
26	Diámetro convencional del tubo aleteado	d_{el}	0,041	m
27	Diámetro del haz	φ_{el}	1	m
28	Área libre mínima	F	0,096	m ²
29	Velocidad del gas calculada	u_g	24,837	m/s

Fuente: Elaboración propia

Paso 30. Numero de comienzos del serpentín (n_x):

Para un arreglo triangular de tubos, $n_x \geq 2$ (Pis'mennyi *et al.*, 2016), por lo que se tomará un valor inicial del $n_x = 2$.

Paso 31. Número de tubos conectados en paralelo (z_{tcp}):

$$z_{tcp} = n_x \cdot z_1 = 2 \cdot 9 = 18$$

Paso 32. Área de flujo para el paso del medio de transferencia de calor (f):

$$f = z_{tcp} \cdot \frac{\pi \cdot d_{in}^2}{4} = 18 \cdot \frac{3,14 \cdot (0,02786)^2}{4} = 0,011 \text{ m}^2$$

Paso 33. Velocidad promedio del agua (u_f):

$$u_f = \frac{G_f \cdot \varepsilon_f}{f} = \frac{1,2 \cdot 0,00101}{0,011} = 0,110 \text{ m/s}$$

Paso 34. Eficiencia térmica (Ψ):

Tomando en cuenta los establecido por (Pis'mennyi *et al.*, 2016), se toma un valor de Ψ igual a 0,60 ya que el tipo de combustible quemado es petróleo y que el tipo de superficie de calentamiento es las etapas "calientes" de los economizadores.

Paso 35. Resistencia térmica de la pared de los tubos bimetálicos (R_T):

Para determinar la resistencia térmica de la pared de los tubos bimetálicos (R_T), resulta posible despreciar los parámetros δ'_T/k'_T y δ''_T/k''_T debido a sus pequeños valores, por lo que puede asumirse que $R_T \approx R_{cont} = 0,000189 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$.

Paso 36. Parámetro de forma del haz (X):

$$X = \frac{\sigma_1}{\sigma_2} - \frac{1,26}{\psi_r} - 2 = 1,156 - \frac{1,26}{13,838} - 2 = -0,935$$

Paso 37. Exponente n:

$$\begin{aligned} n &= 0,7 + 0,08 \cdot \tanh(X) + 0,005 \cdot \psi_r \\ n &= 0,7 + 0,08 \cdot \tanh(-0,935) + 0,005 \cdot 13,838 \\ n &= 0,711 \end{aligned}$$

Paso 38. Factor C_q :

$$\begin{aligned} C_q &= [1,36 - \tanh(X)] \cdot \left(\frac{1,1}{\psi_r + 8} - 0,014 \right) \\ C_q &= [1,36 - \tanh(-0,935)] \cdot \left(\frac{1,1}{13,838 + 8} - 0,014 \right) \\ C_q &= 0,075 \end{aligned}$$

Paso 39. Factor C_z :

Tomando en cuenta que $\sigma_1/\sigma_2 < 2$ y $z_2 > 8$, se toma $C_z = 1,0$ (Pis'mennyi *et al.*, 2016).

Paso 40. Coeficiente de transferencia de calor convectivo (h_c):

$$\begin{aligned} h_c &= 1,13 \cdot C_z \cdot C_q \cdot \frac{k_g}{d} \cdot \left(\frac{u_g \cdot d}{v_g} \right)^n \cdot \text{Pr}_g^{0,33} \\ h_c &= 1,13 \cdot 1,0 \cdot 0,075 \cdot \frac{0,0350}{0,03340} \cdot \left(\frac{24,837 \cdot 0,03340}{0,0000299} \right)^{0,711} \cdot (0,679)^{0,33} \\ h_c &= 112,633 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned}$$

3.2. Coeficiente de transferencia de calor reducido

Paso 41. Suposición del valor preliminar de la eficiencia teórica de la aleta (E').

Se asume un valor para E' de 0,92, según recomendaciones de (Pis'mennyi *et al.*, 2016).

Paso 42. Temperatura promedio de la aleta (T_r):

$$T_r = \bar{\theta} - (\bar{\theta} - \bar{T}) \cdot E' = 180 - (180 - 49,135) \cdot 0,92$$

$$T_r = 59,604 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Paso 43. Conductividad térmica del material de la aleta (k_r) a la temperatura promedio (T_r) determinada en el paso anterior:

Según (Green y Southard, 2019), la conductividad térmica del aluminio a $T_r = 59,604 \text{ } ^\circ\text{C}$ es de 262,194 W/m.K.

Paso 44. Parámetro de la aleta (β):

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot h_c}{\delta_r \cdot k_r}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 112,633}{0,0008 \cdot 262,194}} = 32,775$$

Paso 45. Altura convencional de la aleta (l'_r):

$$l'_r = l_r \cdot \left[1 + \left(0,191 + 0,054 \cdot \frac{D}{d} \right) \cdot \ln \left(\frac{D}{d} \right) \right]$$

$$l'_r = 0,0135 \cdot \left[1 + \left(0,191 + 0,054 \cdot \frac{0,0604}{0,03340} \right) \cdot \ln \left(\frac{0,0604}{0,03340} \right) \right]$$

$$l'_r = 0,016 \text{ m}$$

Paso 46. Eficiencia teórica de la aleta (E):

$$E = \frac{\tanh(\beta \cdot l'_r)}{\beta \cdot l'_r} = \frac{\tanh(32,775 \cdot 0,016)}{32,775 \cdot 0,016}$$

$$E = 0,917$$

Paso 47. Comparación del valor de la eficiencia teórica de la aleta (E) determinado en el Paso 46 con el valor de eficiencia asumido preliminarmente en el Paso 41 (E').

Considerando el valor de E calculado (0,917), este se encuentra dentro del rango de $\pm 0,02$ establecido con respecto al valor de valor preliminar de la eficiencia teórica de la aleta (E') asumido en el Paso 41, por lo que se empleará éste valor calculado de E para los cálculos posteriores, no resultando necesario efectuar iteración.

Paso 48. Factor Ψ_E :

$$\psi_E = 1 - 0,016 \cdot \left(\frac{D}{d} - 1 \right) \cdot [1 + \tanh(2 \cdot \beta \cdot l_r - 1)]$$

$$\psi_E = 1 - 0,016 \cdot \left(\frac{0,0604}{0,0334} - 1 \right) \cdot [1 + \tanh(2 \cdot 32,775 \cdot 0,0135 - 1)]$$

$$\psi_E = 0,989$$

Paso 49. Coeficiente μ_r :

El valor del coeficiente μ_r toma el valor de 1,0 para aletas con un espesor aproximadamente constante (Pis'mennyi *et al.*, 2016).

Paso 50. Coeficiente de transferencia de calor reducido desde el exterior de la superficie de calentamiento (h_{1rdc}):

$$h_{1rdc} = \left(\frac{A_r}{A} \cdot E \cdot \mu_r \cdot \psi_E + \frac{A_t}{A} \right) \cdot h_c$$

$$h_{1rdc} = (0,947 \cdot 0,917 \cdot 1,0 \cdot 0,989 + 0,053) \cdot 112,633$$

$$h_{1rdc} = 103,830 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

3.3. Coeficiente de transferencia de calor desde la pared hacia el medio interno

Paso 51. Número de Reynolds para el agua (Re_f):

$$Re_f = \frac{u_f \cdot d_{in}}{v_f} = \frac{0,110 \cdot 0,02786}{5,614 \cdot 10^{-7}} = 5458,852$$

Paso 52. Parámetro λ :

$$\lambda = 1 + \frac{900}{Re_f} = 1 + \frac{900}{5458,852} = 1,165$$

Paso 53. Parámetro ζ :

$$\zeta = (1,82 \cdot \log(Re_f) - 1,64)^{-2} = (1,82 \cdot \log(5458,852) - 1,64)^{-2}$$

$$\zeta = 0,037$$

Paso 54. Suposición del valor del área de la superficie exterior de transferencia de calor (A'):

Se asume un valor de $A' = 50 \text{ m}^2$.

Paso 55. Suposición del coeficiente de transferencia de calor (h'_2):

Se asume un valor de h'_2 de $1800 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

Paso 56. Área interior calculada (A'_{in}):

$$A'_{in} = \frac{A'}{\left(\frac{A}{A_{in}}\right)} = \frac{50}{16,701} = 2,994 \text{ m}^2$$

Paso 57. Temperatura interior calculada (T'_{in}):

$$T'_{in} = \bar{T} + \frac{Q \cdot 10^3}{A'_{in} \cdot h'_2} = 49,135 + \frac{242,227 \cdot 10^3}{2,994 \cdot 1800} = 94,082 \text{ }^\circ\text{C}$$

Paso 58. Viscosidad dinámica del agua a P'_f y T'_{in} (μ_{in}).

Para un valor de P'_f de $0,5 \text{ MPa}$ y de T'_{in} igual a $94,082 \text{ }^\circ\text{C}$, se tiene que la viscosidad del agua (μ_{in}) es de $0,000300 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ (ChemicalLogic, 2003).

Paso 59. Factor de corrección (C_{tem}):

$$C_{tem} = \left(\frac{\mu_f}{\mu_{in}}\right)^{0,11} = \left(\frac{0,000555}{0,000300}\right)^{0,11} = 1,070$$

Paso 60. Coeficiente de transferencia de calor desde la pared hacia el medio interno (h_2):

$$h_2 = \frac{k_f}{d_{in}} \cdot \left[\frac{0,125 \cdot \zeta \cdot \text{Re}_f \cdot \text{Pr}_f \cdot C_{tem}}{\lambda + 4,5 \cdot \zeta^{0,5} \cdot (\text{Pr}_f^{0,666} - 1)} \right]$$

$$h_2 = \frac{0,643}{0,02786} \cdot \left[\frac{0,125 \cdot 0,037 \cdot 5458,852 \cdot 3,609 \cdot 1,070}{1,165 + 4,5 \cdot 0,037^{0,5} \cdot (3,609^{0,666} - 1)} \right]$$

$$h_2 = 964,073 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

3.4. Dimensiones del intercambiador

Paso 61. Coeficiente global de transferencia de calor (U):

$$U = \frac{\psi}{\frac{A}{A_{in}} \cdot \frac{1}{h_2} + \frac{A}{A_{in}} \cdot R_t + \frac{1}{h_{1rde}}}$$

$$U = \frac{0,60}{16,701 \cdot \frac{1}{964,073} + 16,701 \cdot 0,000189 + \frac{1}{103,830}}$$

$$U = 19,947 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

Paso 62. Diferencia promedio de temperatura (ΔT):

$$\Delta T = \frac{(g' - T'') - (g'' - T')}{\ln \frac{(g' - T'')}{(g'' - T')}} = \frac{(240 - 73,27) - (120 - 25)}{\ln \frac{(240 - 73,27)}{(120 - 25)}} = 127,63 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Paso 63. Área de la superficie de transferencia de calor del intercambiador de calor (A):

$$A = \frac{Q \cdot 10^3}{U \cdot \Delta T} = \frac{242,227 \cdot 10^3}{19,947 \cdot 127,63} = 95,146 \text{ m}^2$$

Paso 64. Área de la superficie de transferencia de calor interna calculada (A_{in}):

$$A_{in} = \frac{A}{\left(\frac{A}{A_{in}}\right)} = \frac{95,146}{16,701} = 5,697 \text{ m}^2$$

Paso 65. Temperatura interior calculada (T_{in}):

$$T_{in} = \bar{T} + \frac{Q \cdot 10^3}{A_{in} \cdot h_2} = 49,135 + \frac{242,227 \cdot 10^3}{5,697 \cdot 964,073} = 93,238$$

Paso 66. Comparación del valor de la temperatura interior T_{in} calculado en el Paso 65 con el valor de la temperatura interior (T'_{in}) determinado en el Paso 57.

Tomando en cuenta el valor de T_{in} determinado en el paso anterior (93,238 °C), se puede considerar aceptable ya que se encuentra dentro del rango de $\pm 1,00$ °C establecido previamente con respecto al valor de T'_{in} determinado en el Paso 57 (94,082 °C). De esta manera no resulta necesario iterar.

La Tabla 11 presenta los resultados de los parámetros incluidos en los Pasos 67 al 72.

Tabla 11. Resultados de los parámetros incluidos en los Pasos 67-72.

Paso	Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
67	Longitud total de los tubos aleteados (sin codos) del intercambiador de calor	L_{rs}	65,482	m
68	Número total de tubos en el intercambiador de calor	z	131	
69	Numero de filas transversales de los tubos	z_2	16 [‡]	
70	Profundidad del conducto de gas	c	0,765	m
71	Número real de tubos en el intercambiador de calor	z^a	144	
72	Longitud actual de los tubos aleteados del intercambiador de calor	L_{rs}^a	72	m

[‡] Se redondeó hasta el valor par más próximo, según recomendación de (Pis'mennyi *et al.*, 2016)
 Fuente: Elaboración propia

Tomando en cuenta los resultados obtenidos, el agua se calentará hasta una temperatura de 73,27 °C, la velocidad lineal del gas y del agua alcanzaron valores de 24,837 m/s y 0,110 m/s, respectivamente, y la tasa de intercambio de calor (Q) alcanzó un valor de 242,227 kW. El agua fluirá bajo régimen turbulento considerando el valor del número de Reynolds obtenido para este fluido (5458,852), mientras que la eficiencia teórica calculada de la aleta (E) tuvo un valor de 0,917, la cual se encuentra dentro del rango de $\pm 0,02$ establecido con relación al valor preliminar asumido en el Paso 41 para la eficiencia teórica de la aleta (E'), no siendo necesario efectuar la iteración posterior.

Por su parte, la temperatura interior (T_{in}) calculada en el Paso 65 tuvo un valor de 93,238 °C, el cual se encuentra dentro del intervalo de $\pm 1,00$ °C establecido en comparación con el valor de la temperatura interior (T'_{in}) calculado en el Paso 57 (94,082 °C), por lo que no resulta necesario iterar.

El coeficiente de transferencia de calor convectivo (h_c) tuvo un valor de 112,633 W/m².K, mientras que tanto el coeficiente de transferencia de calor reducido (h_{1rdc}) como el coeficiente de transferencia de calor desde la pared hacia el medio interno (h_2) presentaron valores calculados de 103,830 y 964,073 W/m².K, respectivamente.

Se obtuvo como resultado un valor del coeficiente global de transferencia de calor (U) de 19,947 W/m².K, una diferencia promedio de temperatura (ΔT) de 127,63 °C y un área de la superficie de transferencia de calor del intercambiador de calor (A) de 95,146 m².

El economizador tendrá una longitud de los tubos aleteados (L_{rs}) de 65,482 m, un número total de tubos (z) de 131, un número de filas transversales de los tubos (z_2) de 16, una profundidad del conducto del gas (c) de 0,765 m, un número real de tubos (z^a) de 144 y una longitud actual de los tubos aleteados (L_{rs}^a) igual a 72 m.

En un estudio semejante, el autor (López, 2017) diseñó un economizador siguiendo la metodología presentada por (Pysmenny *et al.*, 2007), la cual es muy similar a la empleada en este artículo. En este trabajo la temperatura inicial y el caudal másico de los gases de combustión es de 274 °C y 0,654 kg/s, respectivamente, mientras que para el agua de alimentación la temperatura y presión inicial es de 64 °C y 0,552 MPa respectivamente, con un caudal másico de 0,387 kg/s, lográndose que la temperatura del agua se incremente hasta los 127,4 °C. Se obtuvieron además otros resultados tales como el coeficiente convectivo (23,91 W/m².K), el coeficiente de convección relativo (20,587 W/m².K), el coeficiente de convección de la pared hacia el fluido interno (2488,65 W/m².K), el coeficiente global de transferencia de calor (11,876 W/m².K), el área de la superficie de intercambio de calor del economizador (105,13 m²), la diferencia promedio de temperatura (82,75 °C), la cantidad de tubos longitudinales (14), la longitud total de los tubos aleteados del economizador (50 m) y la profundidad del conducto de gases (1,162 m).

4. CONCLUSIONES

1. El agua se calentará hasta una temperatura de 73,27 °C, mientras que la tasa de intercambio de calor alcanzó un valor de 242,227 kW.
2. La eficiencia teórica calculada de la aleta tuvo un valor de 0,917.
3. El coeficiente de transferencia de calor convectivo tuvo un valor de 112,633 W/m².K, el coeficiente de transferencia de calor reducido presentó un valor de 103,830 W/m².K, y el coeficiente de transferencia de calor desde la pared hacia el medio interno exhibió un valor de 964,073 W/m².K.
4. Se obtuvo un valor del coeficiente global de transferencia de calor de 19,947 W/m².K, una diferencia promedio de temperatura de 127,63 °C y un área de la superficie de transferencia de calor del intercambiador de calor de 95,146 m².
5. El economizador tendrá una longitud de los tubos aleteados de 65,482 m, un número total de tubos de 131, un número de filas transversales de los tubos de 16, una profundidad del conducto del gas de 0,765 m, un número real de tubos de 144 y una longitud actual de los tubos aleteados igual a 72 m.

REFERENCIAS

- Armijo, J., y Salas, G. (2008). Ahorro de energía en una caldera utilizando economizadores. *Rev. Per. Quím. Ing. Quím.*, 11 (1), 42-46.
- Brumerčik, F., Sojcak, D., Lukáč, M., Nieoczym, A., and Wierzbicki, S. (2016). Modeling of flow and temperature field in an economizer. *Applied Computer Science*, 12 (2), 63-73.
- ChemicaLogic. (2003). *Thermodynamic and Transport Properties of Water and Steam (Version 2.0)*. Burlington, USA: ChemicaLogic Corporation.
- Chopade, M. M. (2018). Thermo Design of Economizer for Waste Heat Recovery Boiler. *International Journal of Engineering Research & Technology*, 7 (10), 96-102.
- Chucuya, R. C. (2017). Ahorro de energía primaria mediante precalentamiento del aire y agua en una unidad de generación de vapor. *INGnosis*, 3 (2), 365-375.
- Farthing, D. C. (2008). *Improving Boiler Room Efficiencies - Economizers*. Oklahoma, USA: Federal Corporation.
- Green, D. W., and Southard, M. Z. (2019). *Perry's Chemical Engineers' Handbook (9th ed.)*. New York, USA: McGraw-Hill.
- Guiot, J. P., y Ramos, D. L. (2018). Diseño de un economizador para una caldera de 500 BHP. (Tesis de Diploma), Fundación Universidad de América, Bogotá, D.C., Colombia.
- Jatola, R., Yadav, G., Jain, M. L., and More, B. (2017). Performance Analysis of Economizer Using Different Material of Tubes. *International Research Journal of Engineering and Technology*, 4 (4), 2389-2391.
- Khoirul, A., and Firman, M. (2019). Design and Optimization of Boiler Economizer for Laundry Industry Using Taguchi Method. *Advances in Social Science, Education and Humanities Research*, 436, 533-537.

López, H. A. (2017). Captar energía de gases de escape mediante un economizador para mejorar el rendimiento de una caldera pirotubular de 200 BHP. (Tesis de Diploma), Universidad Nacional del Centro del Perú, Huancayo, Perú.

Martić, I., Budimir, S., Mitrović, N., Maslarević, A., and Marković, M. (2015). Application and design of an economizer for waste heat recovery in a cogeneration plant. *Thermal Science*, 20 (4), 1355-1362. doi:10.2298/TSCI141113211M.

Melendez, E. R. (2005). Cálculo, diseño e instalación de un economizador para una caldera acuotubular de 2900 BHP. (Tesis de Diploma), Universidad Nacional del Santa, Nuevo Chimbote, Perú.

Morales, M. E., y Veintimilla, E. (2007). Diseño de un recuperador de calor para aprovechar la disponibilidad de los gases de combustión y calentar el colchón de agua del tanque de lavado de petróleo. (Tesis de Diploma), Escuela Politécnica Nacional, Quito, Ecuador.

Oelker, A. (1999). Economizadores. *Revista InduAmbiente*, 7 (37), 1-6.

Oelker, A. (2000). Análisis de la eficiencia en calderas. Santiago de Chile, Chile: Thermal Engineering, LTDA.

Pacheco, R. A., y Vargas, D. G. (2021). Recuperación de gases de caldera 500 BHP para calentamiento de agua en una máquina removedora de piel de pescado-Empresa Conservera la Chimbotana S.A.C. (Tesis de Diploma), Universidad Nacional del Santa, Nuevo Chimbote, Perú.

Pávlov, K. F., Romankov, P. G., y Noskov, A. A. (1981). Problemas y ejemplos para el curso de operaciones básicas y aparatos en tecnología química. Moscú, Rusia: Editorial Mir.

Pis'mennyi, E., Polupan, G., Carvajal, I., Sanchez, F., and Pioro, I. (2016). Handbook for transversely finned tube heat exchanger design. London, UK: Academic Press.

Polupan, G., Jarquin, G., Carvajal, I., y Pysmenny, Y. (2011). Desarrollo de Recuperadores de Energía para Calderas Basados en Elementos Bifásicos. *Información Tecnológica*, 22 (5), 83-90. doi:10.4067/S0718-07642011000500011.

Pysmenny, Y., Polupan, G., Carvajal, I., y Sánchez, F. (2007). Manual para el cálculo de intercambiadores de calor y bancos de tubos aletados. Barcelona, España: Editorial Reverté.

Restrepo, Á. H., Burbano, J. C., y Carranza, Y. A. (2006). Estudio de la factibilidad técnico-económica para la recuperación de calores residuales en la Empresa Manufacturas Carolina S.A. *Scientia et Technica*, XII (31), 79-84.

Ruiz, C. M. (2012). Análisis energético de caldera bagacera marca Babcock & Wilcox: Propuesta de instalación de economizador. (Tesis de Diploma), Universidad Veracruzana, Veracruz, México.

Trojan, M., and Granda, M. (2018). Modeling of the boiler economizer. *MATEC Web of Conferences*, 240, 1-7. doi:10.1051/mateconf/201824005034.

Wagner, W., and Kretzschmar, H.-J. (2019). *International Steam Tables* (3rd ed.). Berlin, Germany: Springer-Verlag GmbH Germany.

Zarifi, S., and Moghaddam, M. M. (2020). Utilizing finned tube economizer for extending the thermal power rate of TEG CHP system. Energy, 202, 1-13.

SEMBLANZA DE LOS AUTORES



Amaury Pérez Sánchez: Obtuvo el grado de Ingeniero Químico en la Universidad de Camagüey, Cuba en el año 2009, donde actualmente es profesor instructor e investigador auxiliar. En estos momentos se encuentra estudiando un Máster en Biotecnología en el Centro de Ingeniería Genética y Biotecnología de Camagüey. Trabaja en líneas de investigación vinculadas fundamentalmente con el diseño de equipos de transferencia de calor y masa, simulación y optimización de procesos y operaciones de la industria química mediante el empleo de simuladores tales como SuperPro Designer® y ChemCAD®, y la evaluación técnico-económica de procesos y plantas biotecnológicas.



Noemí Acosta Pérez: Obtuvo el grado de Ingeniero Químico en la Universidad de Camagüey, Cuba en el año 2020. Se desempeña profesionalmente como Especialista Adiestrada del Laboratorio Físico-Químico de la Empresa Azucarera Camagüey (AZCUBA), Cuba. Trabaja en líneas de investigación relacionadas con el diseño de equipos de transferencia de calor y masa, determinación cuantitativa de muestras de procesos de la industria azucarera, y evaluación termodinámica de operaciones y etapas de la rama energética.



Greisy Ivety Valero Almanza: Obtuvo el grado de Ingeniero Químico en la Universidad de Camagüey, Cuba en el año 2019. Se desempeña profesionalmente como Especialista de Ciencia, Tecnología y Medio Ambiente en el Departamento de Gestión Ambiental del Centro de Ingeniería Ambiental de Camagüey. Su área de investigación comprende la realización de estudios de riesgos medioambientales en empresas y fábricas químicas, gestión medioambiental de residuales y desechos químicos, análisis físico-químico de aguas y aguas residuales, así como también el diseño y evaluación de equipos de transferencia de calor y masa.



Elizabeth Ranero González. Obtuvo el grado de Ingeniero Químico en la Universidad de Camagüey, Cuba en el año 2016. Se desempeña profesionalmente como Profesor Instructor en la Universidad de Camagüey, Cuba. Su área de investigación abarca el diseño y evaluación de equipos y procesos de transferencia de calor y masa, evaluación termodinámica de procesos químicos, y la simulación de procesos y sistemas biotecnológicos.



Eddy Javier Pérez Sánchez: Obtuvo el grado de Ingeniero Químico en la Universidad de Camagüey, Cuba en el año 2016. Se desempeña profesionalmente en la Empresa de Servicios Automotores S.A., en el Departamento de Dirección Comercial. Trabaja en líneas de investigación relacionadas con el diseño, evaluación y/o operación de equipos de transferencia de calor y masa, así como también la simulación de procesos petroquímicos y biotecnológicos.