



# Ciencia Nicolaita 89

ISSN: 2007-7068



Universidad  
Michoacana  
de San Nicolás  
de Hidalgo

## Diseño térmico, mecánico y simulación estructural de un evaporador del tipo coraza y tubos para aplicaciones de baja temperatura en un Ciclo Rankine Orgánico

### Thermal, mechanical design and structural simulation of a shell and tube evaporator for low temperature applications in an Organic Rankine Cycle

Luis Enrique Muro Teruel\*, Víctor Manuel Ambriz Díaz, Óscar Arturo Chávez López, Israel Rosas Yescas y José Eduardo Acosta Cano de los Ríos

**Para citar este artículo:** Muro Teruel Luis Enrique, Ambriz Díaz Víctor Manuel, Chávez López Óscar Arturo, Rosas Yescas Israel y Acosta Cano de los Ríos José Eduardo, 2023. Diseño térmico, mecánico y simulación estructural de un evaporador del tipo coraza y tubos para aplicaciones de baja temperatura en un Ciclo Rankine Orgánico. Ciencia Nicolaita no. 89, 140-153. DOI: <https://doi.org/10.35830/cn.vi89.701>



#### Historial del artículo:

Recibido: 15 de diciembre de 2022

Aceptado: 8 de mayo de 2023

Publicado en línea: diciembre de 2023



**Ver material suplementario**



**Correspondencia de autor:** [lmuro0436@gmail.com](mailto:lmuro0436@gmail.com)



**Términos y condiciones de uso:** <https://www.cic.cn.umich.mx/cn/about/privacy>



**Envíe su manuscrito a esta revista:** <https://www.cic.cn.umich.mx/cn/about/submissions>



## Diseño térmico, mecánico y simulación estructural de un evaporador del tipo coraza y tubos para aplicaciones de baja temperatura en un Ciclo Rankine Orgánico

## Thermal, mechanical design and structural simulation of a shell and tube evaporator for low temperature applications in an Organic Rankine Cycle

Luis Enrique Muro Teruel, Víctor Manuel Ambriz Díaz, Óscar Arturo Chávez López, Israel Rosas Yescas y José Eduardo Acosta Cano de los Ríos

Tecnológico Nacional de México/I.T. Chihuahua, Av. Tecnológico, 2909, 31310, Chihuahua, México

### Resumen

El evaporador es el componente del Ciclo Rankine Orgánico (ORC) que aprovecha la energía térmica para activar el ciclo. Se muestra el procedimiento para el diseño térmico y mecánico de un evaporador de coraza y tubos de un ORC activado con una fuente de energía térmica de baja temperatura, tal es el caso del agua de un pozo geotérmico de 120 °C. Se utilizaron la primera ley de la termodinámica y el método DMLT para el modelado térmico, y se evalúa el desempeño estructural del diseño mediante simulación numérica. Los resultados muestran un evaporador de 50 tubos de cobre de 1", que trabaja a una tasa de 206.7 kW y produce una potencia de 16.96 kW.

**Palabras clave:** evaporador, coraza y tubos, diseño, simulación, Ciclo Rankine Orgánico.

### Abstract

The evaporator is one component of an Organic Rankine Cycle (ORC), which employs the thermal energy to activate the cycle. This article shows the process for the thermal and mechanical design of a shell and tube evaporator for an ORC activated by a low temperature heat source, such as water from a geothermal reservoir at 120 °C. The first law of thermodynamics and LMDT method are employed for model the thermal behavior and the structural behavior is evaluated using numerical simulation. The results show an evaporator of 50 cooper tubes of 1", which works at a rate of 206.7 kW, and produces 16.96 kW of power.

**Keywords:** evaporator, shell and tubes, design, simulation, Organic Rankine Cycle.

## 1. Introducción

De acuerdo con estudios realizados por la British Petroleum (2022), el consumo global de energía aumentó un 5.8 % en 2021, y se espera que siga creciendo. Del consumo global de energía de este mismo año, 82 % fue producida por combustibles fósiles; este hecho, aunado al crecimiento en la demanda, se manifiesta en un progresivo aumento del costo de producción, así como en una creciente necesidad de buscar alternativas a los combustibles fósiles frente a la crisis climática.

Con el panorama anterior, hay un interés creciente en diseñar nuevas formas de aprovechar fuentes de energía térmica de media y baja temperatura, así como en técnicas de aprovechamiento de calor residual. Se estima que alrededor del 50 % de la energía producida a nivel mundial se pierde en forma de calor (Mahmoudi *et al.*, 2018), de manera que existe un desaprovechamiento considerable, que podría ser empleado para suplir necesidades domésticas. Por ejemplo, de acuerdo con un estudio realizado por Manz *et al.* (2021) en la unión europea, alrededor de 230 PJ anuales de calor residual pueden ser potencialmente empleados para calefacción en hogares y comercios, con lo cual se supliría el 17 % de la demanda de calefacción. Entre los sectores con mayor desperdicio de calor, y mayor potencial para ser fuentes de calor residual, se encuentran la industria cementera, de vidrio, del acero, la agraria y la papelera (Cruz *et al.*, 2022).

El Ciclo Rankine Orgánico (ORC), emerge como una propuesta prometedora para dichos fines. El ORC es un ciclo termodinámico que se caracteriza por que el fluido de trabajo (generalmente una sustancia orgánica) tiene un bajo punto de ebullición, por lo que es adecuado para aplicaciones de baja y media temperatura (Zhao *et al.*, 2020). Una de las ventajas del ORC sobre el Ciclo Rankine Convencional, es que permite diseños más compactos.

Durante los últimos años, el ORC ha comenzado a tener diversas aplicaciones, principalmente en técnicas de recuperación de calor residual de algunas industrias, así como en el aprovechamiento de energía geotérmica, solar y de biomasa (Tartière y Astolfi,

2017). Particularmente, en el sector de la energía geotérmica es donde ha tenido mayor auge, debido a que, a diferencia del resto de energías limpias, la geotérmica no es intermitente; además, produce pérdidas considerables de calor, que, de no ser tratadas adecuadamente, producirían contaminación térmica en el ambiente circundante (Nigusse *et al.*, 2014). En el caso de México, sólo el 2 % de la energía producida al año es de origen geotérmico, sin embargo, se han reconocido por lo menos 11 provincias con reservorios cuya explotación es viable en términos económicos (Prol-Ledesma y Morán-Zenteno, 2019); esto representa un área de oportunidad para cumplir los objetivos del acuerdo de París de reducir las emisiones de dióxido de carbono, así como para garantizar el acceso a la energía en determinadas comunidades.

Debido a la gran cantidad de parámetros que intervienen en el desempeño del ORC, diversas técnicas se han aplicado en años recientes para optimizar el rendimiento del ciclo. Muchas son las variables que intervienen en la eficacia del ORC, pero el componente fundamental del ciclo es el evaporador, pues determina la cantidad de energía que entra al sistema (Zhang *et al.*, 2021). Dentro de los parámetros que más influencia poseen en el desempeño del evaporador, y por ende del ciclo, se encuentran las temperaturas de entrada y salida, y la presión de evaporación (Ping *et al.*, 2022).

Existen diversos tipos de evaporadores, sin embargo, los más comunes en aplicaciones de ORC, son los evaporadores de coraza y tubos, gracias a la facilidad de manufactura de los mismos, así como a las pocas limitaciones en la temperatura y presión de operación (Hadidi *et al.*, 2013). Este tipo de evaporadores son diseñados mediante la técnica DMLT (Diferencia Media Logarítmica de Temperatura), a partir de la cual se estima el área de transferencia de calor del evaporador (Holman, 1999).

Ante la crisis climática y la necesidad de dar una mayor accesibilidad a los recursos energéticos, se vuelve una necesidad indagar en el diseño de ciclos termodinámicos y de sus componentes. El presente trabajo muestra el diseño, tanto térmico como mecánico, de un evaporador de coraza y tubos para un Ciclo Rankine Orgánico de baja temperatura, cuyo fluido de

trabajo es el refrigerante R134a, y cuyo recurso calorífico es agua extraída de un pozo geotérmico. El objetivo es mostrar el procedimiento y los cálculos requeridos para el diseño de esta clase de dispositivos, con vista en una futura construcción del mismo.

## 2. Descripciones y métodos

### 2.1. Descripciones para el análisis

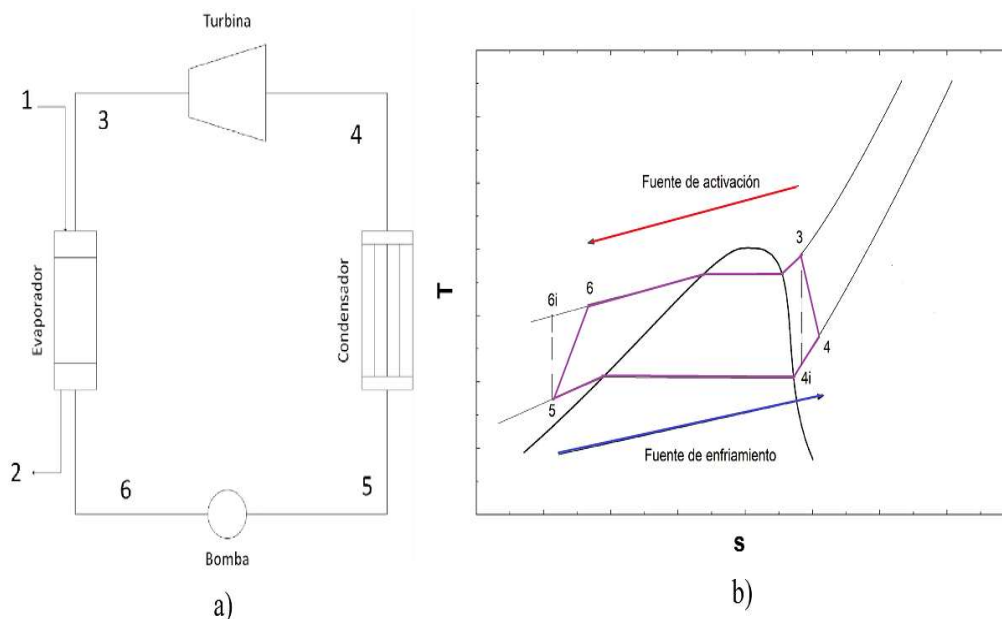
Existen distintas configuraciones para el Ciclo Rankine Orgánico. La más tradicional se conforma de cuatro componentes: una bomba, un evaporador, una turbina y un condensador (Ahmadi *et al.*, 2020). Tal como se aprecia en la Figura 1a, el fluido de trabajo es bombeado a la región de alta presión (proceso 5-6); pasa luego al evaporador, donde el fluido se calienta hasta cambiar a fase gaseosa (proceso 6-3) gracias al calor suministrado por algún recurso térmico, generalmente otro fluido a alta temperatura (proceso 1-2); el gas que sale del evaporador es conducido a la turbina, la cual aprovecha la expansión del gas y la convierte en trabajo mecánico (proceso 3-4); el gas a baja presión que sale de la turbina, pasa por el condensador, donde se le retira calor hasta cambiar a fase líquida nuevamente (proceso 4-5) (Carraro *et al.*, 2021). La Figura 1b, muestra el ciclo ORC, plasmado en un diagrama T-s. Idealmente, el proceso de bombeo y de expansión del fluido de trabajo (procesos 5-6 y 3-4) deberían ocurrir a temperatura constante, sin

embargo, dado que la bomba y la turbina tienen una determinada eficiencia, hay pérdidas de energía debidas a las irreversibilidades termodinámicas ocurridas en estos componentes, tal y como se muestra a través de las líneas punteadas en la Figura 1b.

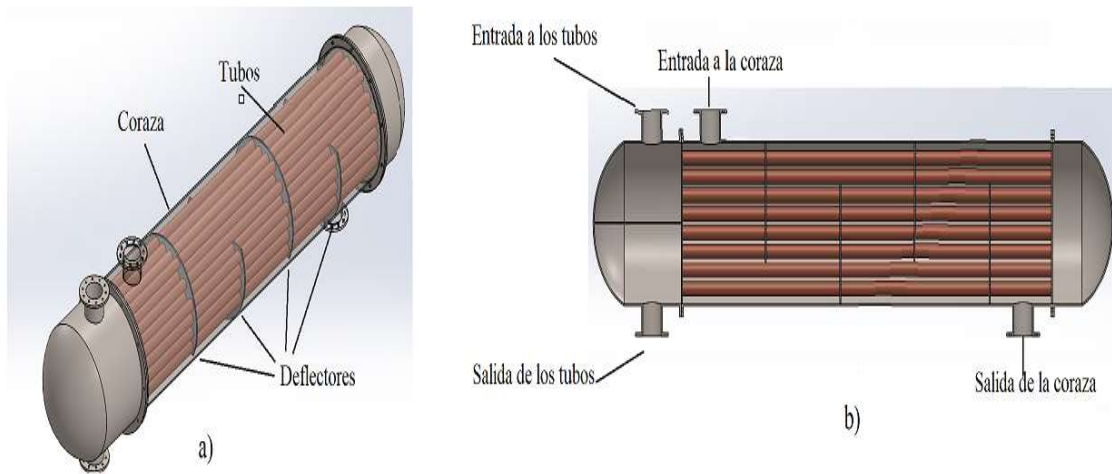
### 2.2. Descripción a detalle del evaporador

Un evaporador de coraza y tubos es un intercambiador de calor, consiste en una coraza dentro de la cual se coloca un arreglo de tubos paralelos; un fluido con una determinada temperatura fluye dentro de los tubos, en tanto que otro, a distinta temperatura, fluye alrededor de éstos, de manera que ambos intercambian calor por efecto de la conducción y la convección (Fetuga *et al.*, 2022). La Figura 2, muestra una vista esquemática de un evaporador de coraza y tubos.

Diversos parámetros influyen en el desempeño de los evaporadores, tales como cuestiones geométricas, parámetros de operación, y las propiedades del fluido de trabajo; dentro de los fluidos de trabajo más comunes en intercambiadores de calor, se encuentran el agua, etilenglicol (Slimene *et al.*, 2022), nanofluidos como óxidos de cobre (Cruz *et al.*, 2022), titanio y aluminio (Jassim y Ahmed, 2021), y algunos refrigerantes (Kurose *et al.*, 2021). Algunas técnicas comunes para incrementar la transferencia de calor por convección, son incrementar la velocidad de flujo del fluido de trabajo, incrementar el área de contacto entre el fluido y los tubos, e inducir perturbaciones en el flujo, ya sea



**Figura 1.** a) Esquema de un ciclo ORC convencional. b) Diagrama T-s del ciclo ORC, el subíndice “i” en los números 4 y 6, denota el estado ideal.



**Figura 2.** a) Evaporador de coraza y tubos. b) Vista lateral seccionada del evaporador.

mediante la rugosidad de la superficie de los tubos, o añadiendo elementos tales como deflectores (Warghat y Jagdale, 2020).

Numerosas investigaciones se han hecho para determinar el efecto de los deflectores en la transferencia calor de intercambiadores de coraza y tubos. De acuerdo con los estudios realizados por Ozden *et al.* (2010), la tasa de transferencia de calor incrementa junto con el número de deflectores. Amberkar *et al.* (2016) realizaron un estudio similar, en el que probaron el efecto de distintas configuraciones de deflectores en la transferencia de calor; llegaron a una conclusión similar, en la cual, la reducción del espacio entre los deflectores incrementa la tasa de transferencia de calor, además de que determinaron que los deflectores de segmentación simple tienen mejor desempeño térmico que los deflectores de segmentado doble y que los deflectores helicoidales, pero al precio de una mayor caída de presión. Otro parámetro importante de los deflectores, es el porcentaje de corte, es decir, el porcentaje de área por el que circula libremente el fluido en la coraza. Kumerasan *et al.* (2018) estudiaron el efecto del porcentaje de corte y la inclinación de deflectores de segmentación simple, determinando que, a menor porcentaje de corte, si bien se tiene una mayor caída de presión, se tiene un mejor desempeño térmico, pues los cambios abruptos de dirección del flujo intensifican la turbulencia.

## 2.3. Métodos

### 2.3.1. Diseño térmico

#### Consideraciones para el diseño térmico

Para el diseño térmico del evaporador, se tomarán en cuenta los siguientes datos de entrada: el recurso calorífico es agua obtenida de un pozo geotérmico, a una temperatura de 120 °C y a una tasa de 10 kg/s, misma que sale del evaporador a una temperatura de 100 °C; el fluido de trabajo para el ciclo ORC es refrigerante R134a, el cual es evaporado y calentado hasta una temperatura de 90 °C; se considera que la turbina tiene una eficiencia del 75 %, y la bomba tiene una eficiencia del 75 %. La Figura 3, resume los datos de entrada para el diseño del evaporador.

#### Modelado térmico

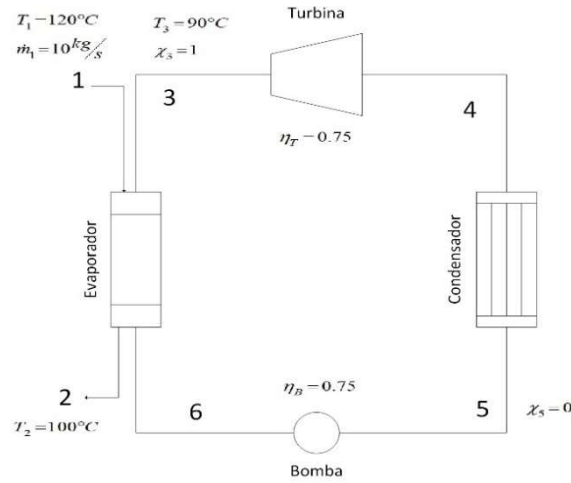
La primera ley de la termodinámica establece que:

$$\frac{dE}{dt} = 0, \quad (1)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum_e \dot{m} \left( h + \frac{v^2}{2} + gz \right) + \sum_s \dot{m} \left( h + \frac{v^2}{2} + gz \right) = 0, \quad (2)$$

donde los subíndices *e* y *s* representan la entrada y la salida del evaporador, respectivamente. El evaporador no recibe calor ninguna fuente externa, ni tampoco genera trabajo; de la misma manera, no existen cambios de altura ni de velocidad considerables, por lo que la ecuación (2) se reduce a:

$$\sum_e \dot{m}h - \sum_s \dot{m}h = 0. \quad (3)$$



**Figura 3.** Datos de entrada para el diseño del evaporador.

El calor que recibe el refrigerante en los tubos del evaporador, debe ser igual al calor que pierde el agua del pozo geotérmico, por ende:

$$\dot{m}_{R134a}(h_3 - h_6) = \dot{m}_{Agua}(h_1 - h_2), \quad (4)$$

A fin de obtener la tasa de transferencia de calor a la que debe trabajar el evaporador, se emplea el software EES para determinar las propiedades termodinámicas de cada uno de los estados del ciclo. Una vez determinado dicho valor, se usa la siguiente expresión para determinar el área de transferencia de calor de los tubos:

$$A = \frac{\dot{Q}_E}{U \Delta T_{ln}}, \quad (5)$$

donde  $\Delta T_{ln}$  es la media logarítmica de temperatura, dada por la expresión:

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_1 - T_3) - (T_2 - T_6)}{\ln \left[ \frac{T_1 - T_3}{T_2 - T_6} \right]}, \quad (6)$$

y  $U$  es el coeficiente global de transferencia de calor; dicho valor depende de las propiedades de los fluidos que intervienen en el evaporador, así como de la geometría del mismo. Con la finalidad de poder calcular el área de transferencia de calor, y determinar así el

diámetro y el número de tubos del evaporador, se recurre a datos experimentales para estimar el valor de  $U$ . Pate (1991) realizó un gráfico que compara el valor del coeficiente de transferencia de calor de evaporación del refrigerante R134a contra la calidad de la mezcla gas-líquido, de acuerdo con los experimentos de distintos autores. Con el fin de tener un diseño conservador, se toma el valor mínimo mostrado en la gráfica, que es de 1.2 kW/m<sup>2</sup>K.

### 2.3.2. Diseño Mecánico

#### Consideraciones para el diseño mecánico

Una vez determinada el área de transferencia de calor, se procede a seleccionar las dimensiones y características de los tubos. Para dicha tarea se emplean los estándares propuestos por la TEMA (Tubular Exchangers Manufacturers Association, 2019).

#### Procedimiento del diseño mecánico

De acuerdo con dichos estándares, el diámetro de los tubos puede estar entre ¼" y 2". Se seleccionan tubos de cobre de 1 pulgada de diámetro, con un espesor del tipo BGW 16 (correspondiente a un espesor de pared de 1.65 mm). Respecto a la longitud de los tubos, no hay grandes restricciones; con el fin de tener un diseño compacto, se elige que los tubos sean de 1 m de largo. Entonces, el número de tubos se calcula con la expresión:

$$N = \frac{A}{\pi D_i L}, \quad (7)$$



donde  $A$  es el área de transferencia de calor,  $D_i$  es el diámetro interno de los tubos, y  $L$  es el largo de los mismos. Los estándares de la TEMA también establecen que los tubos deben estar separados una distancia mínima de 1.25 veces el diámetro exterior de los tubos (medida entre los centros de los tubos).

Para el dimensionado de la coraza, se elige el diámetro de manera que contenga a los tubos en la disposición elegida en el paso anterior. Dado que el recurso térmico es agua, se decide emplear acero inoxidable como material de la coraza, y se escoge el diámetro de acuerdo con las dimensiones estándar de la ASME B36.19M (2004). La TEMA establece el espesor mínimo de la coraza en función del diámetro y el material de la misma, por lo que se selecciona una tubería con un espesor mayor. Para las boquillas de entrada y salida de la coraza, la TEMA recomienda que éstas no sobresalgan del contorno interno de la coraza. Para su dimensionado, se consideran dimensiones nominales de tubería de acero inoxidable, tomando en cuenta el mismo espesor mínimo de la coraza, y cuidando que su longitud no sea menor de 100 mm. Por otra parte, se opta por empelar bridas planas para las distintas conexiones del evaporador, las cuales se diseñan según lo establecido por el estándar ASME B16.5 (2013). Dicho estándar establece los materiales y espesores recomendados para las bridas. Adicionalmente, la TEMA recomienda que el diámetro nominal mínimo para los tornillos sea de  $\frac{3}{4}$ " (M20). Para los deflectores, la TEMA establece que el corte de los deflectores debe ser cercano a la línea diametral de la coraza. El espesor y espaciado de dichos deflectores se elige de acuerdo con las recomendaciones de la TEMA. Finalmente, los cabezales se diseñan en

función de las dimensiones de la coraza, con un espesor igual al de la coraza, de acuerdo con las recomendaciones de la TEMA.

#### 2.3.4. Simulación implementando herramientas computacionales

##### Consideraciones de simulación numérica estructural

Se lleva a cabo una simulación estructural. Se consideran únicamente las cargas de presión presentes en el evaporador, las cuales se calcularon en la sección de diseño térmico.

##### Procedimiento para la simulación numérica

Previamente a la simulación, se redondean todos los bordes rectos, a fin de evitar singularidades. Se asigna el material cobre a los tubos del evaporador, y el material acero inoxidable al resto de las piezas. Todas las conexiones en el ensamblaje son fijas. Para el mallado, se selecciona el método de barrido para los tubos y deflectores. Para el resto de componentes se emplea una malla tetraédrica con un dimensionado máximo de 20 mm, tal y como se muestra en la Figura 4.

La pared interior de los tubos, y las paredes interiores de los cabezales se someten a la presión del estado 3 y 6. Las paredes internas de la coraza, las superficies de los deflectores, y las paredes exteriores de los tubos se someten a la presión del estado 1 y 2. Se pone además un soporte fijo en las bridas de conexión del evaporador. Se calcula en este caso, la deformación total, el esfuerzo equivalente de von Mises, la deformación unitaria equivalente de von Mises, y el factor de seguridad de acuerdo con von Mises.

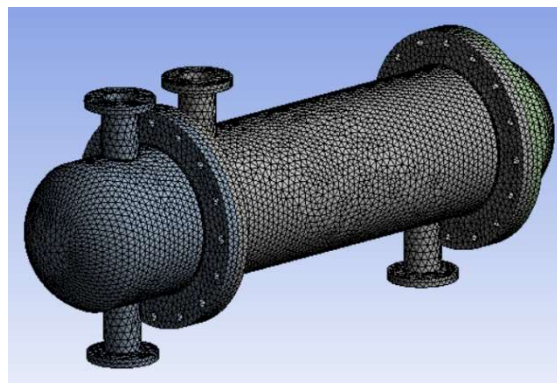


Figura 4. Mallado de la geometría.

### 3. Resultados y discusión

#### Resultados del diseño térmico

Con ayuda del software EES, se determinaron las propiedades termodinámicas de cada estado del ciclo ORC, tal y como se muestran en la Tabla 1. Con dicha información, se determinó que la tasa de transferencia de calor a la que trabaja el evaporador es de 206.7 kW, y dado que se seleccionó un coeficiente de transferencia de calor global de  $1.2 \text{ kW/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ , el área de transferencia de calor necesaria para la superficie interna de los tubos es de  $3.87 \text{ m}^2$ , de acuerdo con la ecuación (5).

De acuerdo con los parámetros de operación de la turbina y la bomba del ciclo, se determinó que la turbina es capaz de producir 20.15 kW de potencia, en tanto que la bomba consume 3.193 kW. A partir de dicha información, se determina que la potencia neta generada por el ciclo es de 16.96 kW.

#### Resultados del diseño mecánico

Siguiendo las recomendaciones de dimensionado de TEMA, y empleando la ecuación (7), se determinó que se requieren 50 tubos de cobre de 1" de diámetro

nominal y 1 m de largo para el evaporador, los cuales se disponen tal y como se muestra en la Figura 5.

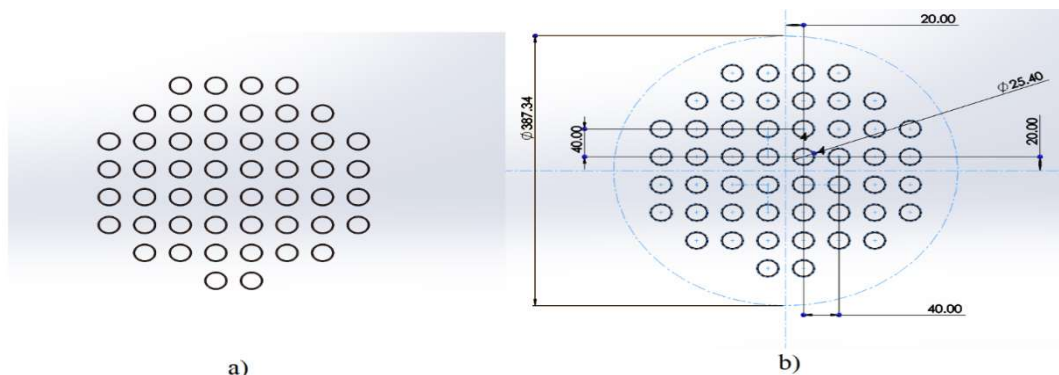
Para la coraza se emplea tubería de acero inoxidable de diámetro nominal de 16" de cédula 40, el cual tiene un espesor de 9.53 mm (mayor al requerido por los estándares de la TEMA). Las boquillas por su parte se dimensionaron de acuerdo con las dimensiones de la tubería de acero inoxidable de 3" de cédula 40, con un espesor de pared de 5.49 mm (también mayor al requerido por la TEMA); se cuidó de igual manera, que la longitud de ambas boquillas fuese mayor a 10 mm, teniendo en este caso, una longitud aproximada de 136 mm. Todas las bridas tienen las dimensiones para brida plana especificadas por la norma ASME B16.5. El modelado de la coraza se puede apreciar en la Figura 6.

Los deflectores se cortaron lo más cercano posible a la línea diametral de la coraza, tal como muestra la Figura 7. A fin de darles un espesor mayor al requerido por la TEMA, los deflectores del evaporador tienen un espesor de 5 mm, y entre ellos existe un espaciado de 220 mm, dentro de los límites especificados por la TEMA, con lo cual, se tiene un total de 4 deflectores.

**Tabla 1**

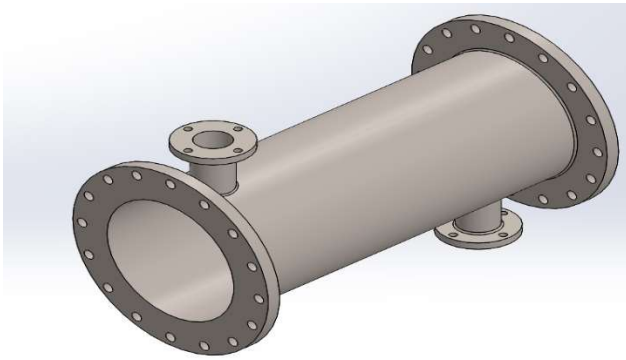
Propiedades termodinámicas para el ciclo ORC.

Estado	$h \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$	$T [^\circ\text{C}]$	$x$	$P [\text{kPa}]$	$s \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \right]$	$\dot{m} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$
1	358	120	0	800	1.527	10
2	337.3	100	0	800	1.306	
3	277.1	90	1	3247	0.8701	
4	260.2	35	1	887.5	0.8884	1.19
5	100.9	35	0	887.5	0.3714	
6	103.5	36.95	0	3247	0.3736	

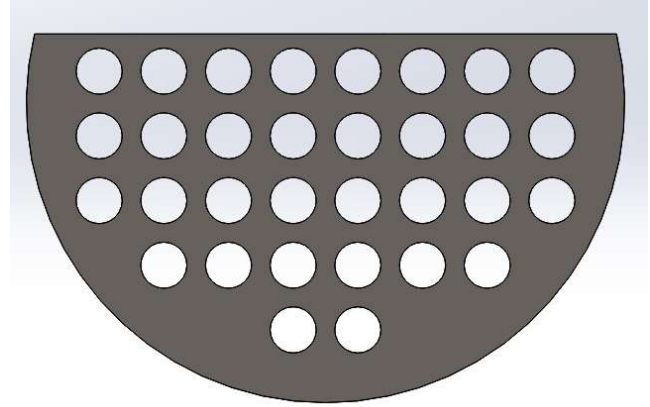


**Figura 5.** a) Disposición de los tubos internos del evaporador. b) Vista auxiliar con dimensiones en milímetros.





**Figura 6.** Vista isométrica de la coraza.



**Figura 7.** Deflectores del evaporador.

La Figura 8 muestra ambos cabezales, los cuales tienen el mismo espesor de pared de coraza. Las boquillas del cabezal con estradas tienen las mismas dimensiones que las de la coraza; de igual manera, las bridas se diseñan con las mismas dimensiones que las de la coraza.

El evaporador ensamblado, se muestra en la Figura 9. El diseño es relativamente compacto, a comparación con evaporadores para un Ciclo Rankine Convencional, lo cual es acorde a las características del Ciclo Rankine Orgánico.

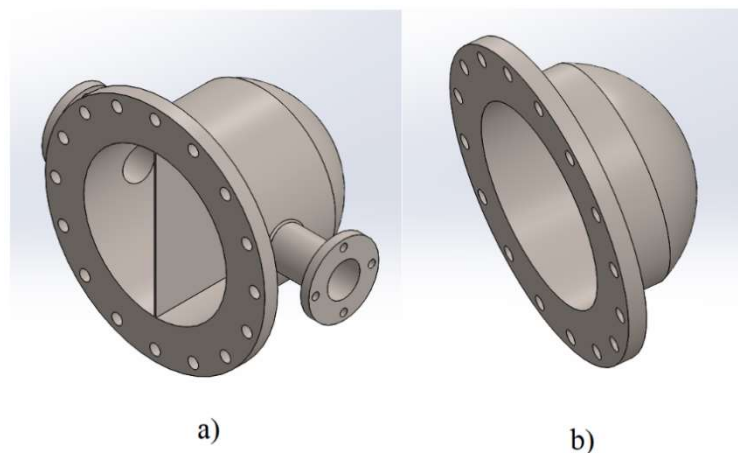
#### **Resultados de la simulación estructural**

La Figura 10, muestra el mapa de contorno para la deformación total en milímetros. Se observa que la deformación máxima es de 0.16827 mm, localizada en la parte posterior del cabezal sin entradas del evaporador, sobre la cual actúa la presión del refrigerante R134a. Dadas las dimensiones del evaporador, puede

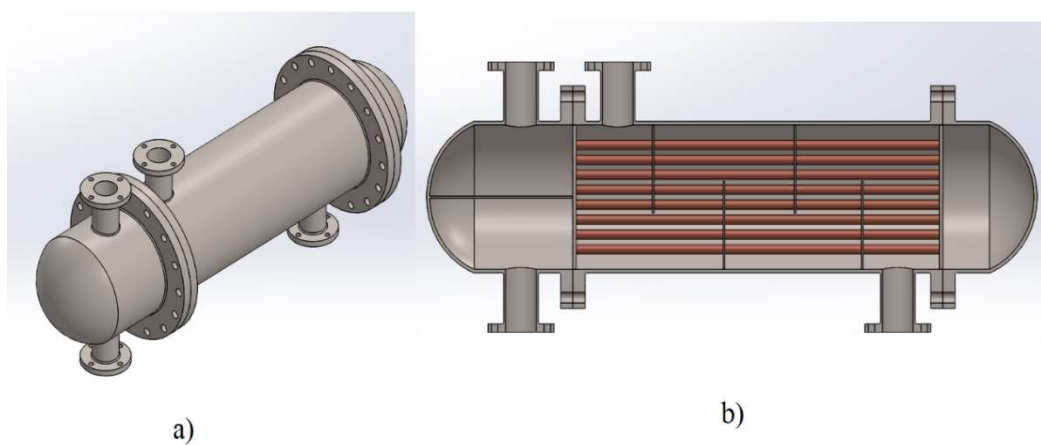
decirse que la deformación máxima obtenida por simulación numérica, es muy pequeña a comparación, y, por ende, se encuentra dentro de los límites aceptables.

La Figura 11, muestra el mapa de contorno para el esfuerzo equivalente de von Mises, con unidades en MPa. El esfuerzo máximo es de 102.46 MPa, y se localiza en las uniones de las boquillas con la estructural principal del evaporador. Es de esperarse que el esfuerzo máximo ocurra en zonas donde existe un cambio de sección transversal, por lo que debe tenerse especial cuidado en la elaboración de las juntas soldadas para la construcción del evaporador.

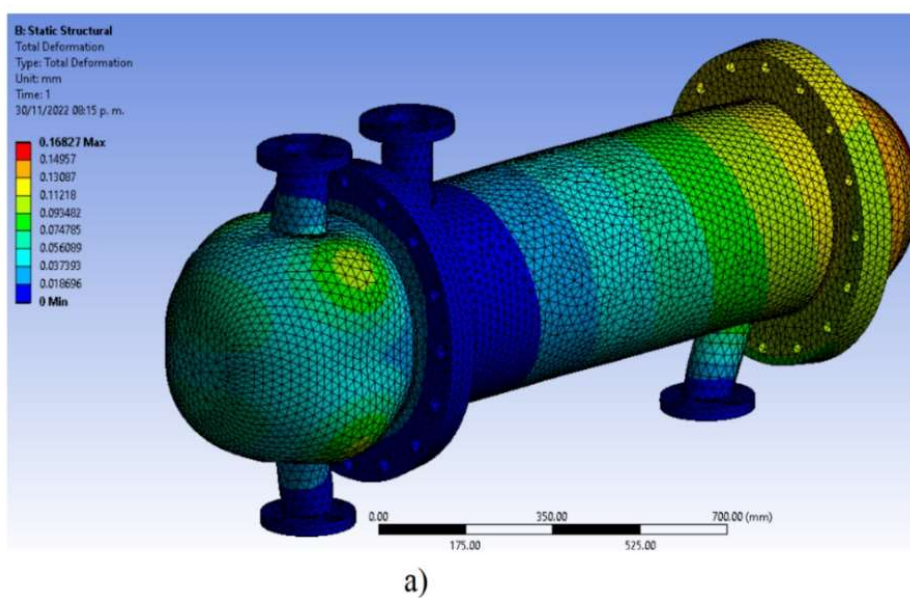
La Figura 12, muestra el mapa de contorno para el factor de seguridad de acuerdo con el criterio de von Mises. El valor mínimo fue de 2.0203, localizado en la unión entre las boquillas y el cabezal con entradas del evaporador. Dado que el esfuerzo máximo se localizó



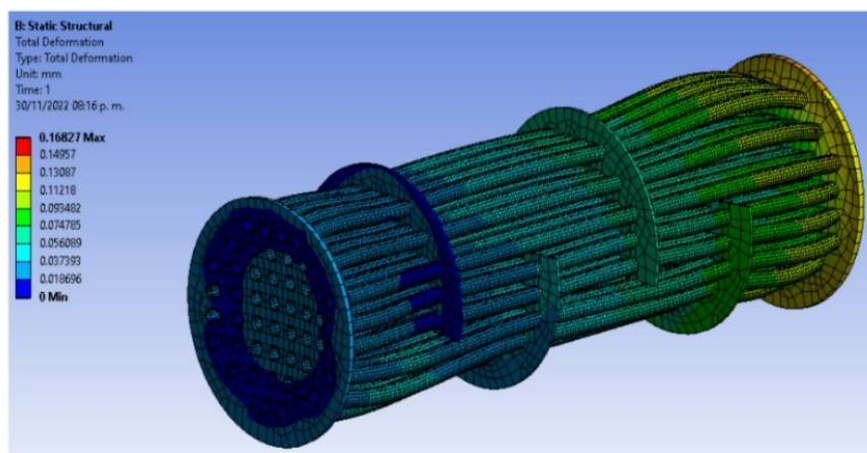
**Figura 8.** a) Cabezal con entradas para el R134a. b) Cabezal sin entradas.



**Figura 9.** a) Vista isométrica del evaporador de coraza y tubos. b) Vista lateral seccionada del evaporador de coraza y tubos.

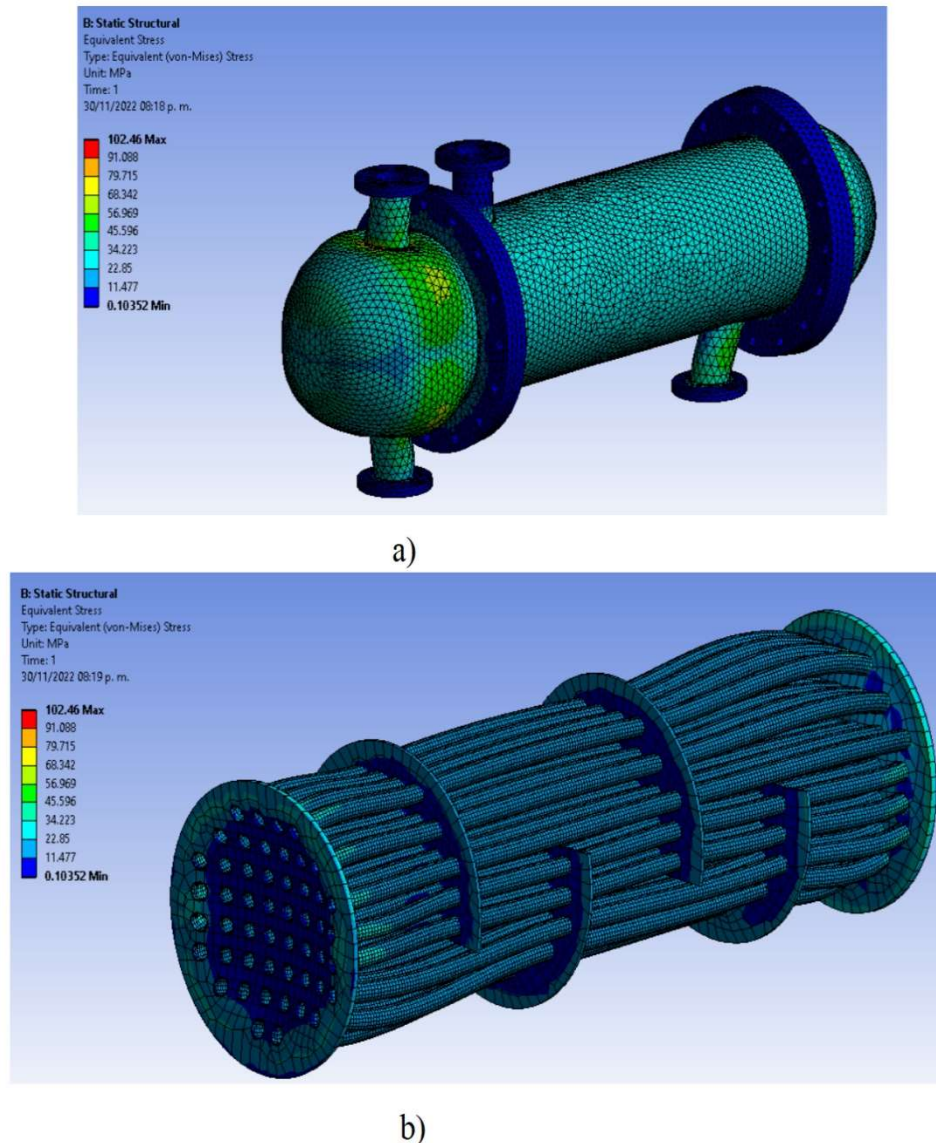


a)



b)

**Figura 10.** Mapa de deformación total en mm. a) Exterior. b) Interior.



**Figura 11.** Mapa de esfuerzo de von Mises en MPa. a) Exterior. b) Interior.

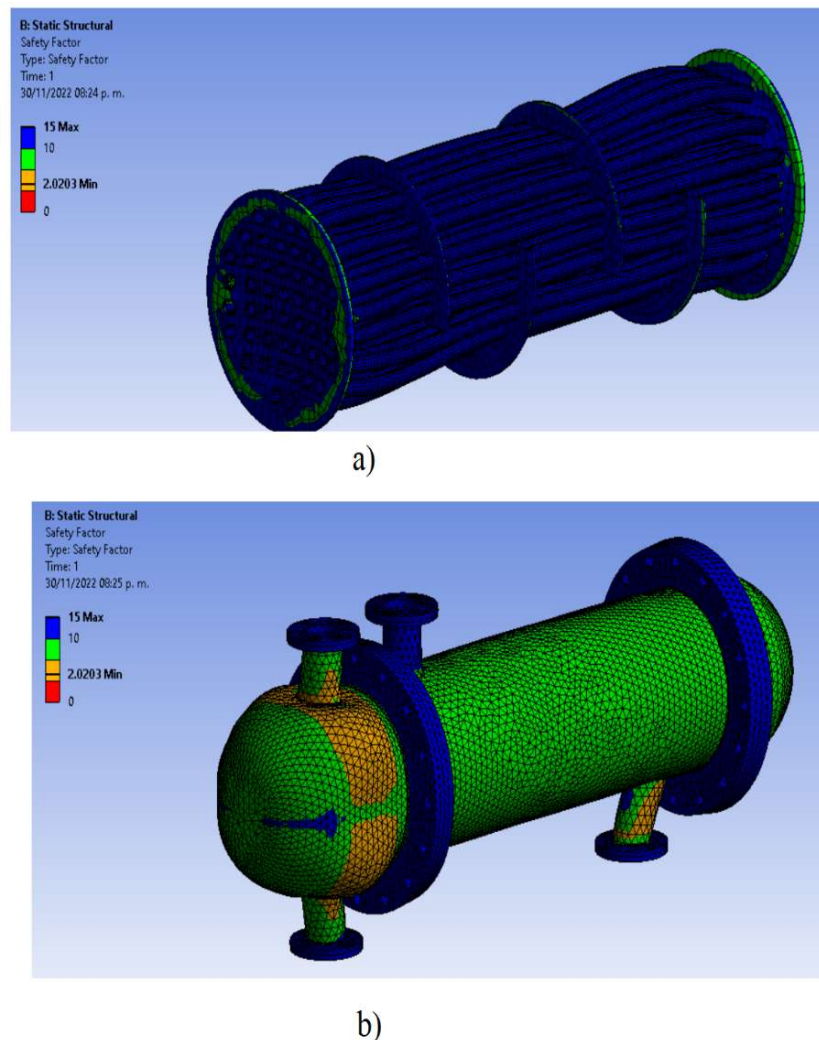
en las uniones de las boquillas con la carcasa y cabezales, es plausible pensar que el factor de seguridad fuese mínimo en dichas zonas; sin embargo, el factor de seguridad mínimo resultó ser superior a 1, razón por la cual el diseño es seguro en términos estructurales (resistirá las cargas de presión a las que está sometido).

#### 4. Conclusiones

Se diseñó un evaporador de coraza y tubos para un Ciclo Rankine Orgánico alimentado con agua obtenida de un reservorio geotérmico, tanto desde el enfoque térmico, como mecánico, de igual manera se probó el

desempeño estructural del diseño con una simulación numérica. En este sentido, se obtuvieron las siguientes conclusiones:

- Del diseño térmico, se obtuvieron los parámetros de operación del fluido de trabajo, así como del agua de activación; dichos valores son acordes a lo marcado por los modelos teóricos. De igual manera, se determinó el área de transferencia de calor necesaria para la operación del evaporador, dato que fue el punto de partida para el diseño mecánico.
- Del diseño mecánico, se obtuvieron las dimensiones y el modelado 3D del evaporador. Las dimensiones fueron determinadas a partir del



**Figura 12.** Mapa de factor de seguridad. a) Interior. b) Exterior.

área de transferencia de calor requerida, así como de las recomendaciones de la TEMA, y de otros de la ASME.

- De la simulación numérica, se determinaron los valores de esfuerzo, deformación, deformación unitaria, y factor de seguridad de von Mises para el diseño del evaporador obtenido en el apartado anterior. Los resultados muestran que no hay exceso de deformación y que el esfuerzo experimentado por los componentes del evaporador está dentro de un límite aceptable.
- De manera general, se tiene un diseño funcional de un evaporador de coraza y tubos para un ORC de potencia nominal de aproximadamente 20 kW, y que aprovecha fuentes de energía térmica de baja temperatura.

## Referencias

- Ahmadi, A., Haj-Assas, M.E., Jamali, D.H., Kumar, R., Li, Z.X., Salameh, T., Al-Shabi, M., Ehyaei, M.A., 2020, Applications of geothermal organic Rankine Cycle for electricity production: *Journal of Cleaner Production*, 274, 122950, ISSN: 0959-6526, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.122950>.
- Ambekar, A.S., Sivakumar, R., Anantharaman, N., Vivekenandan, M., 2016, CFD simulation study of shell and tube heat exchangers with different baffle segment configurations: *Applied Thermal Engineering*, 108, 999-1007, ISSN: 1359-4311, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.08.013>.
- American Society of Mechanical Engineers, "ASME B16.5 Pipe Flanges and Flanged Fittings", <https://www.asme.org/codes-standards/find-codes->



- standards/b16-5-pipe-flanges-flanged-fittings-nps-1-2-nps-24-metric-inch-standard, [Consultado el 17 de octubre de 2022].
- American Society of Mechanical Engineers, "ASME B36.19M Stainless Steel Pipe".  
<https://www.asme.org/codes-standards/find-codes-standards/b36-19m-stainless-steel-pipe>, [consultado el 17 de octubre de 2022].
- British Petroleum, "bp Statistical Review of World Energy", <https://www.bp.com/en/global/corporate/energy-economics/statistical-review-of-world-energy.html>, [consultado el 4 de octubre de 2022].
- Carraro, G., Pili, R., Lazzaretto, A., Haglind, F., 2021, Effect of the evaporator design parameters on the dynamic response of organic Rankine cycle units for waste heat recovery on heavy-duty vehicles: *Applied Thermal Engineering*, 198, 117496, ISSN: 1359-4311, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117496>.
- Cruz, I., Johansson, M.T., Wren, J., 2022, Assessment of the potential for small-scale CHP production using Organic Rankine Cycle (ORC) systems in different geographical contexts: GHG emissions impact and economic feasibility: *Energy Reports*, 8, 7680-7690, ISSN: 2352-4847, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2022.06.006>.
- Cruz, P.A.D., Yamat, E.J.E., Nuqui, J.P.E., Soriano, A.N., 2022, Computational Fluid Dynamics (CFD) analysis of the heat transfer and fluid flow of copper (II) oxide-water nanofluid in a shell and tube heat exchanger: *Digital Chemical Engineering*, 3, 100014, ISSN: 2772-5081, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.dche.2022.100014>.
- Fetuga, I.A., Olakoyejo, O.T., Abolarin, S.M., Gbegudu, J.K., Onwuegbusi, A., Adelaja, A.O., 2022, Numerical analysis of thermal performance of waste heat recovery shell and tube heat exchangers on counter-flow with different tube configurations: *Alexandria Engineering Journal*, ISSN 1110-0168, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.aej.2022.09.017>.
- Hadidi, A., Haididi, M., Nazari, A., 2013, A new design approach for shell-and-tube heat exchangers using imperialist competitive algorithm (ICA) from economic point of view: *Energy Conversion and Management*, 67, 66-74, ISSN: 0196-8904, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.11.017>.
- Holman, J.P., 1999. Transferencia de calor: *Mc. Graw Hill*, p. 386, ISBN: 84.481-2040-X.
- Jassim, E.I., Ahmed, F., 2021, Assessment of nanofluid on the performance and energy-environment interaction of Plate-Type-Heat exchanger: *Thermal Science and Engineering Progress*, 25, 100988, ISSN: 2451-9049, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2021.100988>.
- Kumaresan, G., Santosh, R., Duraisamy, P., Venkatesan, R., Kumar, N.S., 2018, Numerical Analysis of Baffle Cut on Shell Side Heat Exchanger Performance with Inclined Baffles: *Heat Transfer Engineering*, 39, 1156-1165, ISSN: 1521-0537, DOI: [10.1080/01457632.2017.1363624](https://doi.org/10.1080/01457632.2017.1363624).
- Kurose, K., Watanabe, N., Miyata, K., Mori, H., Hamamoto, Y., Umezawa, S., 2021, Numerical simulation of flow and cooling heat transfer of supercritical pressure refrigerants in chevron-type plate heat exchanger: *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 180, 121758, ISSN: 0017-9310, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121758>.
- Mahmoudi, A., Fazli, M., Morad, M.R., 2018, A recent review of waste heat recovery by Organic Rankine Cycle: *Applied Thermal Engineering*, 143, 660-675, ISSN: 1359-4311, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.07.136>.
- Manz, P., Kermeli, K., Persson, U., Neuwirth, M., Fleiter, T., Crijns-Graus, W., 2021, Decarbonizing District Heating in EU-27 + UK: How Much Excess Heat Is Available from Industrial Sites?: *Sustainability*, 13, 1493, ISSN: 2071-1050, DOI: <https://doi.org/10.3390/su13031439>.
- Nigusse, H.A., Ndiritu, H.M., Kiplimo, R., 2014, Performance Assessment of a Shell Tube Evaporator for a Model Organic Rankine Cycle for Use in Geothermal Power Plant: *Journal of Power and Energy Engineering*, 2, 9-18, ISSN: 1934-8983, DOI: <https://doi.org/10.4236/jpee.2014.210002>.
- Ozden, E., Tari, I., 2010, Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger: *Energy Conversion and Management*, 51, 1004-1014, ISSN: 0196-8904, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.12.003>.
- Pate, M.B., 1991, "Evaporators and condensers for refrigeration and air-conditioning systems", Sadik Kakac, *Evaporators and Condensers*, Iowa, Wiley, 1991, pp. 635-716, ISBN: 978-0-471-62170-6.
- Ping, X., Yang, F., Zhang, H., Zhang, J., Zhang, W., 2022, Elman and back propagation neural networks based working fluid side energy level analysis of shell-and-tube evaporator in organic Rankine cycle (ORC) system: *Alexandria Engineering Journal*, 61, 7339-7352, ISSN:



- 1110-0168, DOI:  
<https://doi.org/10.1016/j.aej.2022.01.006>.
- Prol-Ledesma, R.M., Morán-Zenteno, D.J., 2019, Heat flow and geothermal provinces in Mexico: *Geothermics*, 78, 183-200, ISSN: 0375-6505, DOI:  
<https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2018.12.009>
- Slimene, M.B., Poncet, S., Bessrour, J., Kallel, F., 2022, Numerical investigation of the flow dynamics and heat transfer in a rectangular shell-and-tube heat exchanger: *Case Studies in Thermal Engineering*, 32, 101873, ISSN: 2214-157X, DOI:  
<https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.101873>.
- Tartière, T., Astolfi, M., 2017, A World Overview of the Organic Rankine Cycle Market: *Energy Procedia*, 129, 2-9, ISSN: 1876-6102, DOI:  
<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.09.159>.
- Tubular Exchangers Manufacturers Association, "Standards of Tubular Exchangers Association",  
<https://tema.org/standards/>, [consultado el 17 de octubre de 2022].
- Warghat, K.V., Jagdale, H.D., 2020, Heat transfer enhancement in concentric tube heat exchanger with tangential injection and twisted tape inserts: *Journal of Physics*, 1473, 012032, ISSN: 1742-6596, DOI:  
10.1088/1742-6596/1473/1/012032.
- Zhang, W., Yang, F., Zhang, H., Ping, X., Yan, D., 2021, Numerical analysis and optimization design of fin-and-tube evaporator in organic Rankine cycle system for diesel engine waste heat recovery: *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 175, 121376, ISSN: 0017-9310, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121376>.
- Zhao, D., Deng, S., Zhao, L., Xu, W., Wang, W., Nie, X., Chen, M., 2020, Overview of artificial intelligence in design of Organic Rankine Cycle: *Energy and AI*, 1, 100011, ISSN: 2666-5468, DOI:  
<https://doi.org/10.1016/j.egyai.2020.100011>.