

Dimensionamiento de una bomba de calor para aprovechamiento de calor residual en los procesos convencionales de la industria guatemalteca y su utilización en aplicaciones de baja entalpía

Allyson Janett Camposeco Zea y Gamaliel Giovanni Zambrano Ruano

cam16117@uvg.edu.gt, zambrano@uvg.edu.gt

Departamento de Ingeniería Química, Universidad del Valle de Guatemala, Ciudad de Guatemala, Guatemala.

RESUMEN: El incremento de la demanda y costo de generación de calor, ha despertado el interés por la investigación sobre sistemas y tecnologías más confiables y eficientes para el aprovechamiento de calor residual, de modo que se reduzca el impacto en los procesos industriales y resulten beneficiosos en cuanto a temas de ahorro energético. Las bombas de calor se constituyen como una de las tecnologías más útiles para recuperar la energía desechada en forma de calor, y convertirla en una fuente energética de mayor temperatura para su uso directo ya que son equipos de pequeña potencia con accionamiento térmico a baja temperatura. La bomba de calor diseñada para este sistema tiene una capacidad de enfriamiento de 12 kW y de calentamiento de 15 kW, con temperatura aprovechable directa en una aplicación a 50-55°C. El COP estimado de enfriamiento y calentamiento es de 4.6 y 5.6, respectivamente. Con esta propuesta se demuestra que es posible sustituir el sistema que va hacia la torre de enfriamiento por uno que use la bomba de calor para reducir la temperatura del agua de enfriamiento que se utiliza en los condensadores del evaporador de simple efecto y a su vez, aprovechar el calor removido en una aplicación de baja entalpía. Esta tecnología aún se encuentra en desarrollo en Guatemala, por lo que la promoción de cambios internos de operación en el Laboratorio de Operaciones Unitarias, podrían ser a futuro replicados en procesos a mayor escala en la industria guatemalteca.

PALABRAS CLAVE: Calor residual, baja entalpía, bomba de calor, intercambiador de calor, refrigerante, compresor, COP.

Design, sizing and analysis of a heat pump system for waste heat recovery in Guatemalan industries conventional processes and its use in low-enthalpy applications

ABSTRACT: The increase in demand and cost of heat generation has driven interest in research on more reliable and efficient systems and technologies to harness waste heat from industrial processes. Heat pumps are one of the most capable devices to recover low-quality energy from waste heat and transform it into a higher temperature source for direct use, as these are low power devices, which function at lower temperatures. A heat pump system design is proposed to prove that it is possible to replace current system of a cooling tower, by one that uses a heat pump to lower the temperature from the cooling water used in the condensers of a single effect evaporator and harness the resulting heat in a low enthalpy application. The heat pump designed for the evaluated waste-heat recovery system has a cooling capacity of 12 kW and a heating capacity of 15 kW with a direct usable temperature range between 55-60°C. The estimated COP values for cooling and heating are 4.6 and 5.6 respectively. The heat pump system technology is still in a development phase in Guatemala, so its operational demonstration at Universidad del Valle de Guatemala's Unit Operation Laboratory could be replicated in the future in larger-scale processes in the Guatemalan industry.

KEY WORDS: Waste heat, low-enthalpy, heat pump, heat exchanger, refrigerant, compressor, COP.

Introducción

Muchos de los procesos industriales de fabricación requieren sistemas de calentamiento, que actualmente se obtienen con vapor generado en calderas o con resistencias eléctricas, lo que se traduce en su mayoría en problemas de altos consumos de energía y contaminación ambiental por el uso de combustibles fósiles (Zogg, 2008). De hecho, el proceso de calentamiento se considera la segunda operación con más consumo de energía, después de los accionamientos y sistemas propulsores que consumen más de dos tercios de la energía eléctrica industrial (EERE, 2007).

Entre el 20 % y el 50 % del consumo de energía industrial se estima que se pierde como calor residual en forma de gases calientes de escape, agua de refrigeración, agua de condensados, y el calor perdido de las superficies calientes de equipos y productos de calefacción (ITP, 2008). Los efluentes de calor residual a baja temperatura (entre 30°C y 70°C) que se pierden en muchos de los procesos industriales son desechados causando problemas de contaminación térmica (Omber, 2008), a pesar de que su reúso podría representar un ahorro de costos y energía porque puede incorporarse al mismo proceso o en procesos que requieran menores temperaturas (FES, 2006).

En la mayoría de los casos, este calor residual se constituye en una fuente de energía constante que es desechada debido

a que se considera como una energía de baja calidad (Zhang *et al.* 2014). Sin embargo, estas fuentes de calor aún tienen temperaturas aprovechables que se pueden convertir en fuentes con alto potencial de energía para ser recuperada y aprovechada para otros procesos y aplicaciones directas como calefacción, calentamiento de agua para uso en hogares o invernaderos, secado de productos agrícolas, acuicultura, entre otros (Villar, 2014).

Ante esta problemática expuesta, se han enfocado esfuerzos en el desarrollo e investigación de nuevos sistemas y tecnologías más fiables y eficientes para el aprovechamiento de calor residual como lo son las bombas de calor. Las bombas de calor pueden recuperar el calor residual y transferirlo de un medio de baja temperatura a un medio de alta temperatura con la ayuda de una fuente de energía externa (Zhang *et al.* 2016).

Esta máquina térmica, está conformada por un circuito como el de un sistema de refrigeración clásico: compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador; que permite elevar la temperatura de un fluido de menor a mayor temperatura y transferir energía en forma de calor de un foco a otro según se requiera (Herold, 1996).

La figura 1 muestra el ciclo de una bomba de calor con sus componentes principales:

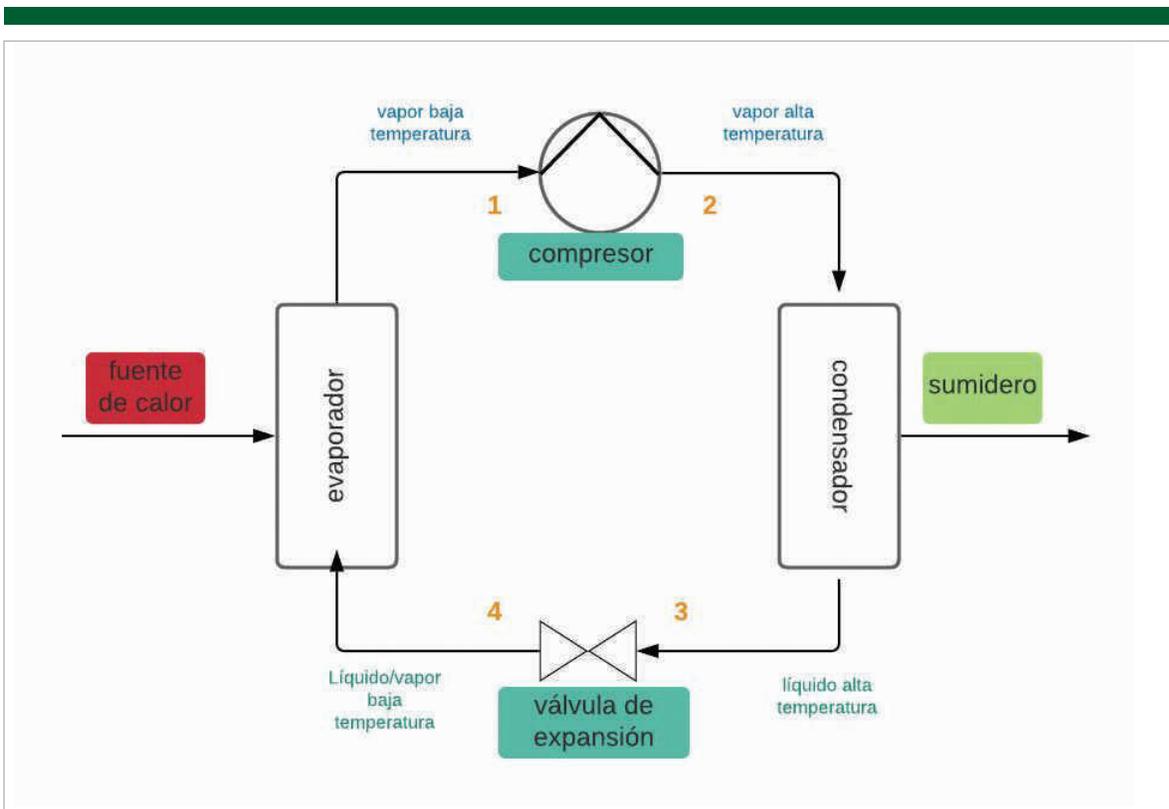


Figura 1. Muestra el ciclo de una bomba de calor con sus componentes principales.

De acuerdo a la *European Heat Pump Association* (EHPA), 11.8 millones de unidades de bombas de calor han sido instaladas en toda Europa. De estas, 3.8 millones están instaladas en hogares para calefacción y calentamiento de agua, mismas que han logrado reducir las emisiones a 9.8 millones de toneladas equivalentes de CO₂, razón por la cual podrían ser una tecnología clave para la reducción de consumo energético y emisiones (García *et al.* 2016)

Por ser una tecnología versátil, las bombas de calor pueden ser aplicadas en múltiples subsectores: industrial, comercial y residencial. Las bombas de calor industriales según su modo de operación pueden clasificarse en cuatro categorías principales: por compresión de vapor, por absorción, por sistema híbrido, o por sistema químico (Zhang *et al.* 2016). Las bombas de calor más comunes funcionan por sistemas de compresión de vapor en las que utilizan un refrigerante que empieza su ciclo en el evaporador en donde cambia de estado líquido a gaseoso por la absorción de calor de la fuente, el refrigerante pasa al compresor en donde alcanza una temperatura y presión de sobrecalentamiento para entrar al condensador en donde el refrigerante cede su energía al agua, aire o suelo. El refrigerante en estado líquido pasa por la válvula de expansión y retorna al evaporador para completar el ciclo (Zhang *et al.* 2014).

Se presenta a continuación una síntesis referente a algunas instalaciones existentes a nivel internacional con bombas de calor, funcionando en el sector industrial, que permiten contextualizar de una mejor manera el tema.

Un primer ejemplo del uso de bombas de calor en la industria, corresponde a una acería austriaca Marienhutte, en donde se instalaron dos bombas de calor, que pueden suministrar calor a una temperatura de hasta 95°C y una capacidad de calefacción de 6 MW a 11 MW. Se utiliza el calor residual de la producción de acero, a temperaturas entre 30°C a 35°C como fuente de calor que, de otro modo, se disiparía al ambiente (Boer *et al.* 2020).

Un segundo ejemplo, es en la industria de automóviles en Japón, en donde, para el proceso de pintado, se utiliza una bomba de calor para suministrar la energía que se necesita en los procesos de calefacción y refrigeración. Tradicionalmente, la mayoría de las necesidades de calefacción y refrigeración eran suplidas por la quema directa de combustibles para la generación de vapor y agua caliente, mientras que el agua fría era generada en refrigeradores por absorción de gas. Con la instalación de la bomba de calor, se redujo los costos de operación en aproximadamente 63%, las emisiones de CO₂ en un 47% y el consumo de energía en 49% mensual en comparación con el uso de la caldera convencional (IEA, 2014).

Como es notorio, el uso de bombas de calor forma parte de la tecnología común empleada en Europa y en países de Primer

Mundo y aún se encuentran en desarrollo (Boer, *et al.* 2020). A pesar de su conocido buen desempeño a escala industrial y residencial en otros contextos, en Guatemala no existe registros o información que evidencie el uso de las mismas. Únicamente, existen precedentes de bombas de calor de alta potencia instaladas en industrias europeas y algunas accionadas con calor residual, con la capacidad de proporcionar energía térmica para diferentes procesos. Ciertamente que los equipos de refrigeración usan bombas de calor para realizar estos procesos de enfriamiento y climatización, pero no se reconocen como tales. En el caso de calentamiento, el uso es casi nulo.

En un contexto muy similar a los casos expuestos en la industria, el Laboratorio de Operaciones Unitarias de la Universidad del Valle hace acopio de energía de calentamiento para el funcionamiento de algunos de sus equipos semi-industriales. Esta energía es obtenida de la combustión de biodiésel al 25% (diésel 75% y biodiésel 25% (B25)) para producir vapor saturado (70/90 psi) en una caldera pirotubular. Sin embargo, por el mismo requerimiento de calentamiento utilizando vapor, se produce condensados a temperaturas entre 30°C a 60°C que se pierden y desechan como efluentes, pero que aún tienen un potencial de energía para ser utilizada *in situ* en otros procesos de calentamiento.

Tal es el caso del evaporador semi-industrial de simple efecto del Laboratorio de Operaciones Unitarias, ya que emplea vapor como fuente de energía de calentamiento y agua de enfriamiento en sus condensadores para que el evaporado pueda condensar. Opera en un circuito cerrado con la torre de enfriamiento (ver figura 2), en la que se disminuye la temperatura del agua de 30°C a 20°C para retornar al evaporador. Durante este proceso, parte del agua se evapora por transferencia de masa y calor cuando entra en contacto con el aire, lo que provoca que constantemente la torre de enfriamiento requiera agua de reposición. Además, demande una serie de cuidados para evitar problemas de incrustación, corrosión, crecimiento biológico y pérdida de eficiencia. Por lo que a pesar de que representan un método relativamente económico para eliminar el calor de baja calidad, la energía que se remueve del agua es una fuente de calor que podría ser aprovechada y no disipada directamente al ambiente.

Por esta razón, el presente trabajo se realizó con el objetivo de proponer y dimensionar una bomba de calor que permita aprovechar la energía removida del agua caliente producida por la operación del evaporador de simple efecto del Laboratorio de Operaciones Unitarias en aplicaciones de baja entalpía y además recircular el agua al sistema de enfriamiento que utiliza el equipo en sus condensadores como sustitución a la torre de enfriamiento (ver figura 3).

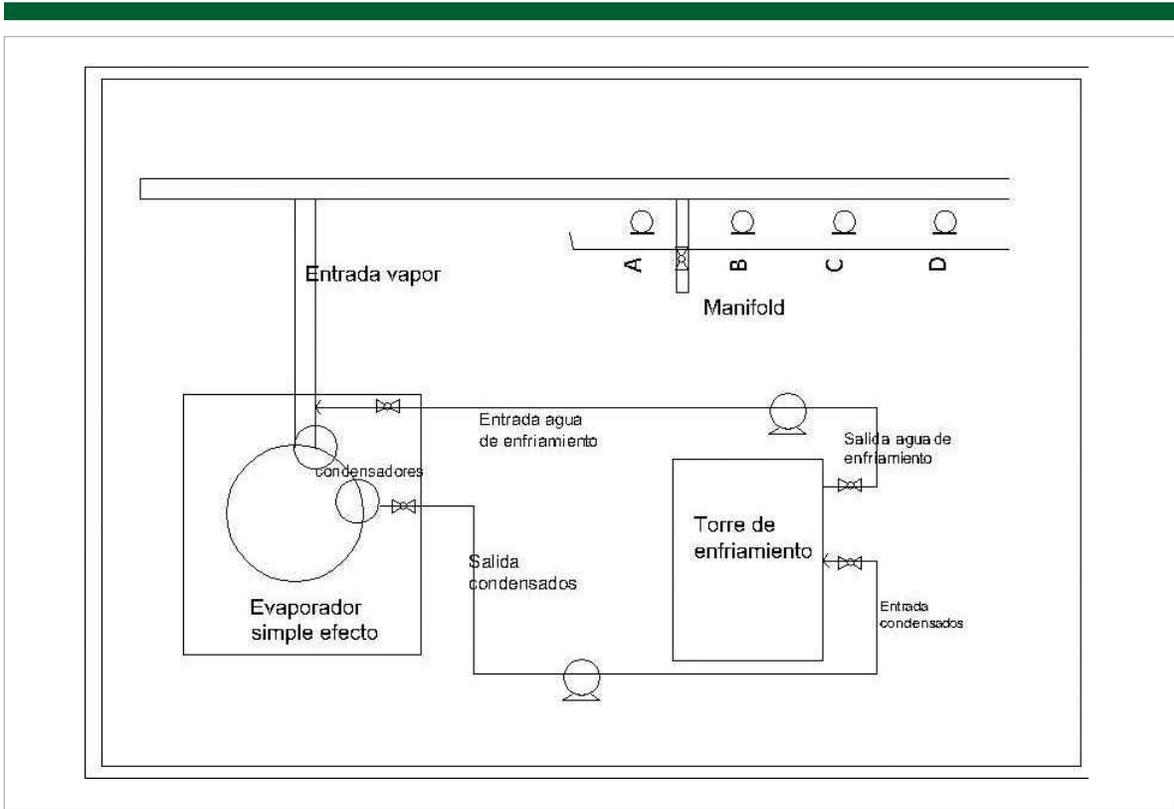


Figura 2. Diagrama de ubicación sistema actual en el Laboratorio de Operaciones Unitarias.

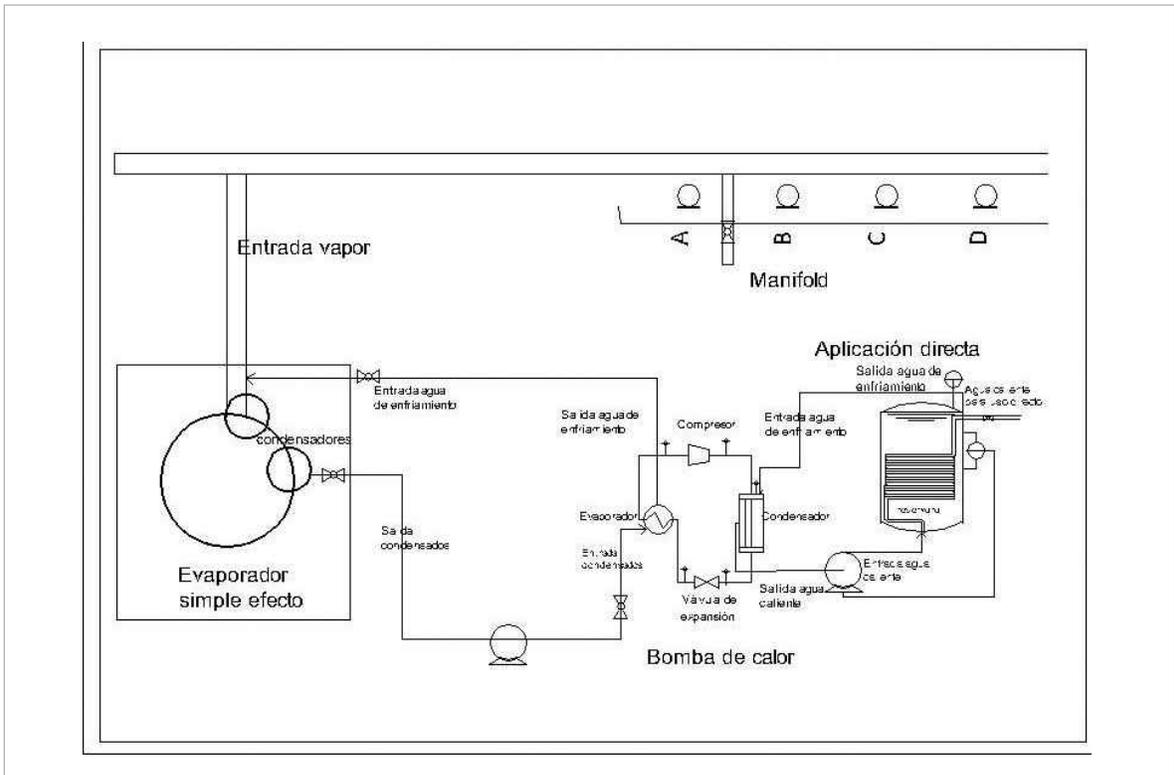


Figura 3. Diagrama de ubicación sistema con la propuesta de bomba de calor en el Laboratorio de Operaciones Unitarias.

Materiales y métodos

Selección y evaluación de la fuente de calor

Para evaluar las condiciones de la fuente se midió el caudal de agua en la entrada de la torre de enfriamiento, las temperaturas del agua al ingreso y egreso en los condensadores del evaporador, las temperaturas en el distribuidor de la torre de enfriamiento y en su reservorio de agua. Con ello se determinó la energía disponible y aprovechable en la fuente.

Dimensionamiento del evaporador para la bomba de calor

Con la energía disponible de la fuente, se estableció la tasa de remoción a la cual se diseña el intercambiador. Estos intercambiadores son tipo serpentín de tubos concéntricos. El tubo interno es de tubería de cobre tipo M por donde fluye el refrigerante R-134a y el tubo externo de polietileno de alta densidad. En el espacio anular fluye agua caliente proveniente de los condensadores del evaporador de simple efecto.

Con esto definido, se hizo un balance de masa y energía considerando que toda la energía que es liberada por el agua caliente de la fuente es absorbida por un fluido refrigerante, de tal forma que el balance de masa y energía es:

$$Q = m_{c_{pc}} (T_{c_{salida}} - T_{c_{centrada}}) = m_{c_{ph}} (T_{h_{entrada}} - T_{h_{salida}})$$

Los subíndices h y c, hacen referencia al fluido caliente y frío, respectivamente.

De la ecuación anterior es posible calcular el flujo másico del fluido frío. Este flujo másico es el mínimo necesario para que el refrigerante pueda retirar el calor de la fuente a la razón requerida. Las primeras temperaturas de trabajo para el refrigerante se seleccionaron a partir de la revisión de la literatura y fichas técnicas de proveedores de bombas de calor (Chen, 2012).

$$m_c = m_h \frac{C_{ph}(T_{h_{entrada}} - T_{h_{salida}})}{C_{pc}(T_{c_{salida}} - T_{c_{centrada}})}$$

Para calcular el flujo másico del fluido caliente (m_{H_2O}) en el espacio anular, se parte de la velocidad lineal (v) a la que este fluye por la tubería, densidad (ρ_{H_2O}) y el área transversal interna del tubo (A_i).

$$m_{H_2O} = v \rho_{H_2O} A_i$$

Con estos valores anteriores, se calculó la temperatura media logarítmica con las temperaturas de entrada y salida del agua caliente y las temperaturas de entrada y salida del refrigerante empleado la siguiente ecuación:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}}$$

En donde (T_1) y (T_2) son las temperatura de entrada y salida del fluido caliente, t_1 y t_2 representan la temperatura de entrada y salida del fluido frío, respectivamente.

Se calculó el coeficiente global de transferencia (U) considerando la resistencia térmica total por los mecanismos de transferencia de calor en el sistema. El calor se transfiere del fluido caliente hasta la pared del tubo por convección, después a través de la pared por conducción y, por último, de la pared hacia el fluido frío de nuevo por convección. Cualesquiera efectos de la radiación suelen incluirse en los coeficientes de convección.

$$U = \frac{1}{R_{total} A_i} + \frac{1}{R_{total} A_o}$$

En donde A_i y A_o son las áreas superficiales internas y externas, respectivamente de la pared de separación mojada por los fluidos.

Tras el cálculo de la temperatura media logarítmica y el coeficiente global de transferencia de calor, es posible determinar el área necesaria de intercambio de calor a partir de la ecuación general de transferencia de calor. Con esta ecuación, se determinaron, las áreas de transferencia (A_s , el largo (L) de los intercambiadores y el número de vueltas del serpentín ($N_{vueltas}$) para cada uno de los intercambiadores de calor diseñados como acoplamiento a la bomba de calor.

$$A_s = \frac{Q}{U \Delta T_m}$$
$$L = \frac{A_s}{\pi D_o}$$
$$N_{vueltas} = \frac{L}{\pi D_{loop}}$$

El área y número de vueltas adecuadas para el serpentín se calculó usando un simulador creado en Microsoft Excel empleando las ecuaciones anteriores, en el cual se realizaron una serie de iteraciones variando la velocidad del fluido, el diámetro de la tubería de cobre y el diámetro del *loop* del intercambiador hasta determinar en qué condiciones se minimizarían, el área, largo y número de vueltas del intercambiador de calor y por otro lado, se maximizaría el coeficiente de transferencia de calor.

Dimensionamiento del condensador para la bomba de calor

El condensador de la bomba de calor se diseñó con las mismas características en materiales y fluidos que el evaporador. Se calculó el calor de rechazo por el sistema aprovechable directamente en la aplicación con la potencia eléctrica del compresor seleccionado (W_p) y la tasa de remoción de calor de la fuente a la que trabaja el evaporador (Q_c). Razón que se validó al hacer el análisis termodinámico del sistema considerando

el flujo másico del refrigerante y la diferencia de entalpías entre la entrada (H_2) y salida (H_3) del condensador.

$$Q_h = Q_c + W_p$$

$$Q_h = m_{R134a} (H_3 - H_2)$$

Se calculó el flujo másico del agua que es necesario calentar en la aplicación (equipo, sistema o área en donde se aprovecharía el calor) considerando que, según Sinnott y Towler (2008) las velocidades típicas de diseño para un fluido líquido dentro de la tubería del intercambiador de calor deben ser aproximadamente entre 1 a 2 m/s y como máximo 4 m/s. Como se trata de agua como fluido a temperaturas entre 20°C y 25°C, las velocidades de trabajo van desde 1.5 a 2.5 m/s fluyendo por el espacio anular (A_a) del intercambiador (condensador).

$$m_{H_2O} = \nu \rho_{H_2O} A_a$$

Se calculó la temperatura de la aplicación o la temperatura a la que se logra calentar el agua de la aplicación a partir del balance de masa y energía considerando la temperatura de entrada del agua al intercambiador (T_i), el flujo másico (m_{H_2O}) y calor específico del agua ($C_{p_{H_2O}}$) a esa misma temperatura de entrada y tasa de calor liberado y entregado a la aplicación (Q_h).

$$T_{sal} = T_{iH_2O@25^\circ C} + \frac{Q_h}{m_{H_2O} c_{p_{H_2O}}}$$

Finalmente, se repitió el mismo procedimiento para el cálculo del área y vueltas del condensador como se detalló en la sección de diseño del evaporador.

Cálculo y selección del compresor y válvula de expansión para la bomba de calor

Se realizó un balance de masa y energía y un análisis termodinámico preliminar haciendo iteraciones a diferentes temperaturas del refrigerante. Para el compresor se calculó la eficiencia y la entrada de potencia al compresor considerando el trabajo isentrópico (W_{isent}) y real (W_c) realizado por el compresor y la diferencia de entalpías en la entrada (H_1) y salida (H_2) del compresor.

$$\eta_c = \frac{W_{isent}}{W_c}$$

$$W_c = \frac{m_{R134a}(H_2 - H_1)}{\eta_c}$$

La selección del compresor y la válvula de expansión, se llevó a cabo utilizando el simulador *Cool Selector 2* del fabricante Danfoss, debido a que son los fabricantes de los compresores que se utilizan en las bombas de calor. Con la capacidad de enfriamiento calculada, se definió el rango de temperaturas de evaporación y condensación a las cuales el compresor tenía un mejor desempeño considerando un coeficiente de operación entre 2 a 4, valores a los que usualmente operan las bombas de calor diseñadas por diferentes proveedores.

Análisis termodinámico de la bomba de calor y cálculo del COP

Se hizo un análisis de todos los componentes de acuerdo al ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. Se calculó las bombas centrífugas necesarias para mantener el circuito cerrado entre la bomba de calor y el evaporador de simple efecto.

Como una medida de la eficiencia de la bomba de calor se calculó el coeficiente de operación de refrigeración considerando la energía captada por la bomba de calor de la fuente (Q_c) y el trabajo real hecho por el compresor (W_{neto}).

$$COP_E = \frac{Q_c}{W_{neto}}$$

De la misma manera se calculó el coeficiente de operación de calentamiento, COP_c , pero considerando la energía útil liberada en el condensador (Q_h) y el trabajo real hecho por el compresor (W_{neto}).

$$COP_C = \frac{Q_h}{W_{neto}}$$

La eficiencia de una bomba de calor depende especialmente de la diferencia de temperatura entre la fuente de calor residual y la temperatura del sumidero. Es decir, la diferencia de temperatura entre la temperatura de condensación y evaporación: cuanto menor es la diferencia, mayor es el COP.

Finalmente, se construyó un simulador en Microsoft Excel para cualquier usuario que requiera el cálculo y dimensionamiento de una bomba de calor con características similares a las de esta propuesta.

Resultados y discusión

El sistema de bomba de calor propuesto está compuesto por tres unidades (circuitos) principales: intercambiador de captación, bomba de calor e intercambiador de la aplicación. Con estos tres circuitos se transporta energía térmica entre la fuente de captación y la aplicación seleccionada. El detalle se dará

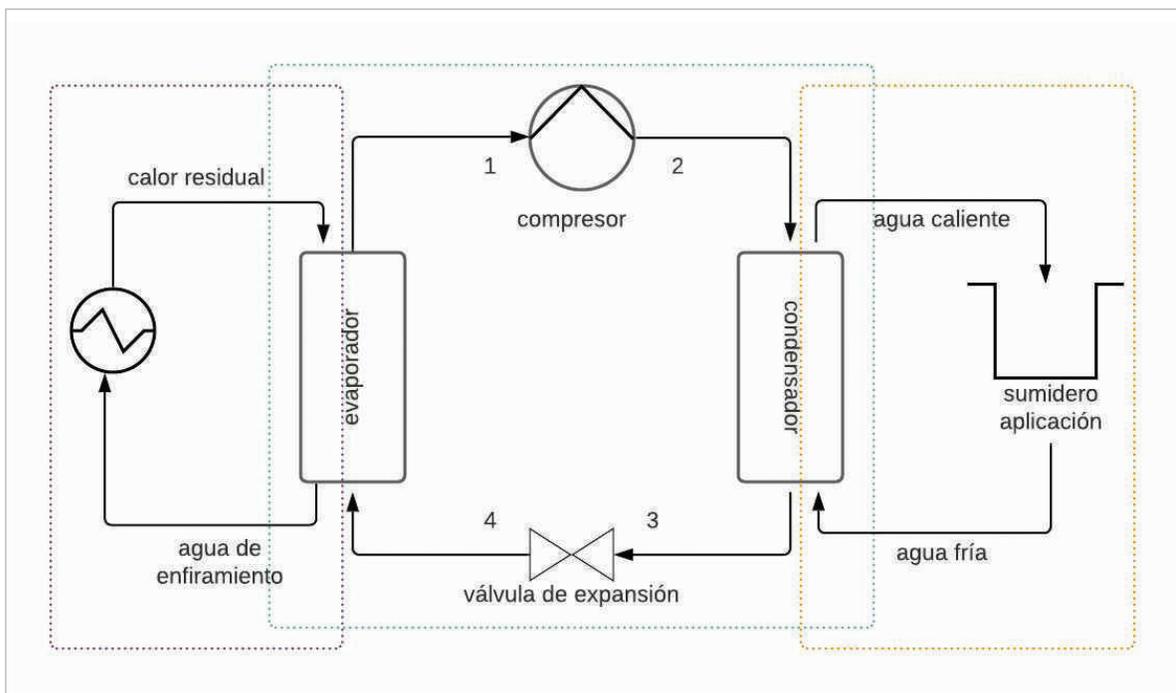


Figura 4. Circuitos sistema bomba de calor propuesta.

específicamente de la bomba de calor que corresponde a sus cuatro componentes: intercambiadores (evaporador y condensador), compresor y válvula de expansión, (figura 4).

De acuerdo a la carga de calor disponible en los condensados y la velocidad de flujo de los mismos a 17 L/min (4.5 gal/min), se estableció una tasa de remoción promedio de calor de 12kW, potencia a la cual el intercambiador (evaporador) de la bomba de calor debe remover el calor de la fuente para mantener el agua de enfriamiento del evaporador de simple efecto a 20°C. En la tabla 1 se detallan las dimensiones de este intercambiador que corresponden a un serpentín con 10 vueltas con diámetro de 0.7 m (diámetro externo correspondiente a una vuelta del serpentín), una potencia de aprovechamiento directo en la aplicación de 12 kW, un área de transferencia de 0.56 m², y coeficiente global de transferencia de 1212 W/m²°C.

A continuación, se detallan en la tabla 2a y 2b las características y especificaciones de la bomba de calor diseñada para este sistema.

Tabla 1. Dimensiones del evaporador de la bomba de calor diseñada para el evaporador de simple efecto.

Dimensiones evaporador bomba de calor		
Tasa de remoción de calor de la fuente (kW)	12 ^a	
Área de transferencia de calor (m ²)	0.56	
Longitud del intercambiador (m)	21.69	
Coefficiente global de transferencia de calor (W/m ² °C)	1212	
Número de vueltas	10	
Diámetro de una vuelta del serpentín (m)	0.7	
Altura del intercambiador (m)	0.4	
Tubería	externa	interna
Diámetro nominal (m)	0.0191	0.0064
Diámetro interno (m)	0.0209	0.0083
Material de construcción	Polietileno HD	Cobre tipo M
Fluido	agua	R-134a
Flujo másico (kg/s)	0.28	0.09
Temperatura entrada del fluido (°C)	30	5
Temperatura salida del fluido (°C)	20	50

Nota: ^a Energía disponible al disminuir la T del agua de 30 °C a 20°C para un flujo volumétrico de 17L/min.

Tabla 2a. Especificaciones de la bomba de calor diseñada para el evaporador de simple efecto.

Especificaciones bomba de calor para evaporador de simple efecto		
Funcionamiento		
Capacidad de enfriamiento	12	kW
Rango capacidad de enfriamiento mín/máx	10/20	-
COP de enfriamiento	4.6	-
COP de calentamiento	5.6	-
Capacidad de calentamiento directo en la aplicación	15	kW
Límites de operación		
Temperatura de diseño de la fuente mín/máx	20/30	°C
Rango de temperatura de la fuente mín/máx	20/35	°C
Temperatura de operación del fluido externo entrada/salida	30/20	°C
Rango de temperatura del circuito del refrigerante T_e/T_c	5/50	°C
Rango de temperatura de la aplicación mín/máx	40/55	°C
Presión mín/máx del circuito del refrigerante	350/1318	kPa
Fluidos de trabajo		
Flujo másico refrigerante	0.09	kg/s
Rango flujo de operación del refrigerante mín/máx	0.08/0.18	kg/s
Flujo másico del agua	0.28	kg/s
Rango flujo de operación del agua mín/máx	0.13/0.38	kg/s
Fluido interno	R-134a	-
Fluido externo	Agua suave	-
Sistema eléctrico		
Fuente	208-230 trifásico	V
Ciclos	60	Hz
Amperaje	10.17	A
Potencia eléctrica de consumo	3.24	kW
Aplicación		
Lugar de instalación	externa/interna	-
Tipo	hidrotérmica	-
Aplicaciones directas de baja entalpía	precalentamiento (agua/aire) agua caliente calefa/enfriam	

Tabla 2b. Especificaciones de la bomba de calor diseñada para el evaporador de simple efecto.

Especificaciones bomba de calor para evaporador de simple efecto		
Dimensiones		
Ancho	1	m
Alto	0.8	m
Largo	1.4	m
Área ocupada	1.12	m ²
Volumen ocupad	1.12	m ³
Componentes		
Compresor		
Marca	Danfoss	-
Modelo	MLZ038T2A	°C
Tipo	Scroll	°C
Arreglo	simple	°C
Velocidad	variable	°C
Refrigerante	R-134a	kPa
Revoluciones	3,500	rpm
Capacidad de enfriamiento mín/máx	5/20	kW
Capacidad de enfriamiento de diseño	11.03	kW
COP enfriamiento	3.4	kW
Potencia eléctrica	3.24	kW
Flujo másico refrigerante	0.09	kg/s
Temperatura de evaporación/condensación	5/50	°C
Eficiencia	0.77	-
Válvula de expansión		
Marca	Danfoss	-
Modelo	067B3297	-
Tipo	Termostática TE5-01	-
Tamaño orificio	1	-
Capacidad nominal	14.6	kW
Capacidad mínima	4.76	kW
Carga	98	%
Flujo másico del refrigerante	0.139	kg/s
Temperatura evaporación/condensación de diseño	5/50	°C
Estado	Abierta	-

El diseño de los intercambiadores de calor de la bomba de calor son tipo serpentín de tubos concéntricos en donde fluye refrigerante R-134a en el tubo interno y agua caliente en el espacio anular entre el tubo interno y externo. Según Sinnott y Towler (2008), los intercambiadores de tipo serpentín, son la forma más simple

y económica para acoplar los intercambiadores a la bomba de calor. Además, permiten que el tubo de cobre sea doblado para formar las vueltas y aprovechar de mejor manera el área disponible, de darle mantenimiento y ser transportado con facilidad, en comparación con otros tipos de intercambiadores.

El tubo interno es de cobre tipo M por las buenas propiedades de conducción, lo que le permite recuperar la misma cantidad de energía con un grosor de pared más delgado que el requerido por otros materiales como aluminio o acero (Kienath *et al.* 2018). Como se trata de un sistema de aprovechamiento de calor residual, las temperaturas (entre 30°C a 70°C) y presiones de trabajo son bajas (entre 5 a 20 kPa), es posible utilizar tubería con paredes delgadas y con ello mejorar y facilitar la transferencia de calor entre los fluidos (Hoysall *et al.* 2018). Se seleccionó tubería de cobre tipo M, pues, según Branch (2020) es la tubería con el menor espesor de pared y además soporta presiones bajas de trabajo. Este tipo de tubería de cobre se utiliza para aplicaciones de calentamiento y enfriamiento a baja presión y temperatura, tipo que resulta apto para este sistema (Boman *et al.*, 2017). El tubo externo lo constituye una tubería de polietileno de alta densidad por su flexibilidad, durabilidad, bajo costo de instalación y sus propiedades aislantes (Atalah, 2018). Este material es el preferido para la tubería de captación e intercambiadores de las bombas geotérmicas de calor (Albertson, 2014).

El refrigerante elegido para la bomba fue R-134a por su una buena estabilidad térmica y química, baja toxicidad, no es corrosivo, ni inflamable. Permite trabajar a bajas presiones y es uno de los refrigerantes que se utiliza en bombas de calor de tamaño mediano o pequeño para instalaciones de refrigeración y calefacción (Jarabi *et al.* 2017). Además, es un refrigerante económico, de uso común que puede conseguirse localmente.

Para evaluar las condiciones de operación a las que los intercambiadores requieren las menores medidas, se hizo una serie de iteraciones utilizando el simulador creado en Microsoft Excel. Este simulador permitió establecer la velocidad y la combinación de diámetros de tubería interno y externo a la que se obtiene el intercambiador con el mayor coeficiente global de transferencia, la menor área de transferencia y el menor número de vueltas del serpentín para remover la energía de la fuente a una tasa de 12 kW. Las velocidades seleccionadas de flujo fueron 1, 1.5 y 2 m/s y diámetros de tubería de 0.0064 m (1/4 in), 0.0127 m (1/2 in), 0.0191 m (3/4 in) y 0.0254 m (1 in).

Luego de una serie de iteraciones, se presentan en la tabla 3 las dimensiones del condensador de la bomba de calor de 12 kW. Este es un serpentín con 8 vueltas de diámetro de 0.6 m (diámetro externo correspondiente a una vuelta del serpentín), con una potencia de aprovechamiento directo en la aplicación de 15 kW, un área de transferencia de 0.43 m², y coeficiente global de transferencia de 1068 W/m². Este condensador está diseñado para que la temperatura de la aplicación directa esté entre 50 y 55 a un flujo másico de refrigerante de 0.09 kg/s con un flujo de agua de 0.12 kg/s .

En las figuras 5 y 6, es posible observar que a diámetros pequeños y con menor espacio anular entre los tubos, el área

Tabla 3. Dimensiones del condensador de la bomba de calor diseñada para el evaporador de simple efecto.

Dimensiones condensador bomba de calor		
Tasa de calentamiento en la aplicación (<i>kW</i>)	15	
Área de transferencia de calor (<i>m</i> ²)	0.43	
Longitud del intercambiador (<i>m</i>)	14.25	
Coficiente global de transferencia de calor (<i>W/m</i> ² <i>°C</i>)	1068	
Número de vueltas	8	
Diámetro de una vuelta del serpentín	0.6	
Altura del intercambiador (<i>m</i>)	0.3	
Tubería	externa	interna
Diámetro nominal (<i>m</i>)	0.0191	0.0064
Diámetro interno (<i>m</i>)	0.0209	0.0083
Material de construcción	Polietileno HD	Cobre tipo M
Fluido	agua	R-134a
Flujo másico (<i>kg/s</i>)	0.12	0.09
Temperatura entrada del fluido (<i>°C</i>)	25 ^a	5
Temperatura salida del fluido (<i>°C</i>)	50	50

Nota: ^a Temperatura que puede variar de acuerdo a la temperatura ambiente.

de transferencia y el largo del intercambiador disminuyen, pero el coeficiente global aumenta. Esto se debe a que mientras menor es el espacio entre los tubos, se genera más fricción y el fluido aumenta su velocidad lineal, lo cual provoca turbulencia en la tubería. Esto favorece la transferencia de calor entre ambos fluidos ya que, si existe una buena transferencia de calor, el área se reduce y, en consecuencia, el número de vueltas del serpentín también. Sin embargo, es importante considerar que a pesar de que la transferencia de calor se favorece cuando el espacio anular entre los tubos es reducido, la caída de presión en la tubería aumenta porque se genera más fricción cuando el fluido pasa por ella y esto podría ocasionar que se requiera una mayor potencia de bombeo. Para que eso no suceda, se estableció que el diámetro interno del tubo externo debería ser 0.0127 m (0.5 in) mayor al diámetro externo del tubo interno.

En la figura 7 se observa que existe una relación directa entre la tasa de remoción de calor de la fuente y el área de transferencia. Por tanto, se obtuvo un modelo lineal (ver tabla 4) que permite predecir el área del evaporador de la bomba de calor conociendo la tasa de remoción de la fuente, y en consecuencia se obtiene una primera aproximación de las dimensiones del serpentín, número de vueltas y largo.

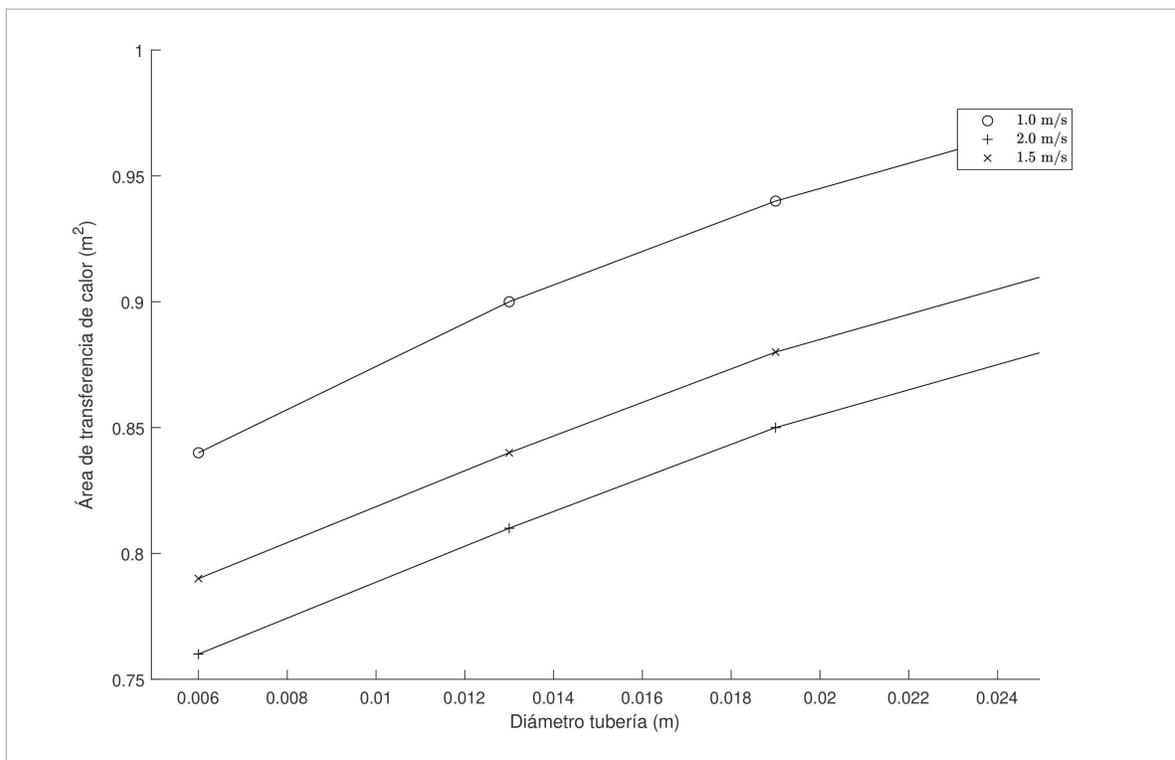


Figura 5. Área de transferencia de calor del evaporador de la bomba de calor en función del diámetro de tubería a diferentes velocidades del fluido.

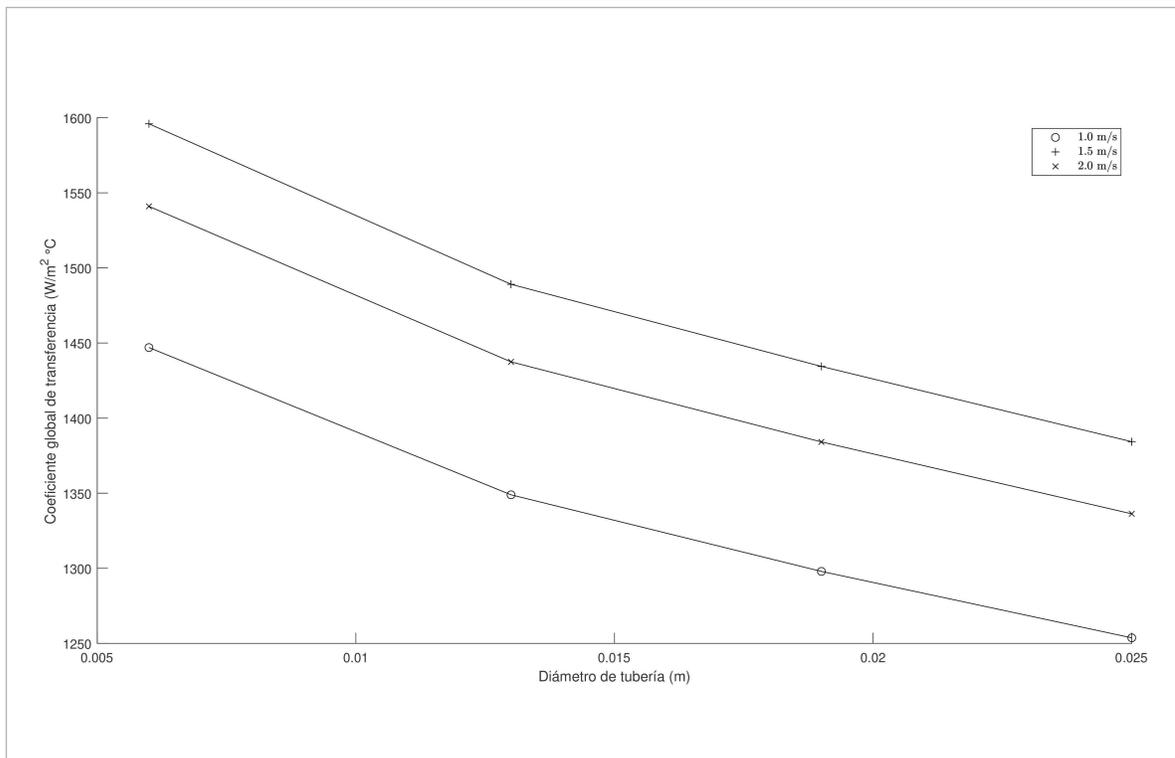


Figura 6. Coeficiente global de transferencia de calor del evaporador de la bomba de calor en función del diámetro de tubería a diferentes velocidades del fluido.

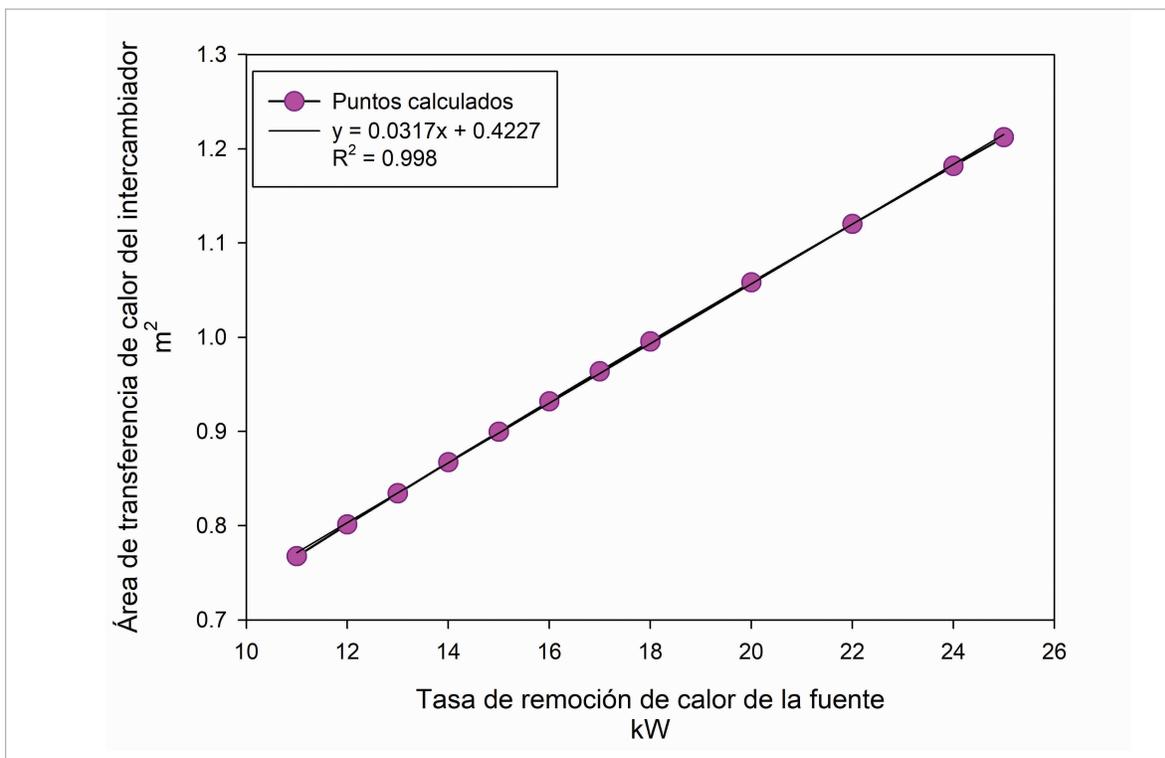


Figura 7. Predicción del área de transferencia de calor del evaporador en función de la tasa de remoción de calor para una tubería interna de cobre de 1/4" y externa de polietileno de alta densidad de 3/4".

Tabla 4. Modelo lineal para la predicción del área de transferencia del evaporador en función de la tasa de remoción de la fuente.

Predicción	Función ^a	R ²
Área de transferencia de calor	$y = 0.0317 x + 0.4227$	0.9999

Nota: ^a El modelo aplica para un intercambiador con tubería externa de polietileno de 3/4" e interna de cobre tipo M de 1/4". Con agua como fluido externo a 1.5 m/s y R-134a.

Se seleccionó un compresor tipo scroll, con capacidad de enfriamiento de 11.93 kW, para refrigerante R-134a en un ciclo de evaporación/condensación de 5°C/ 50°C, modelo MLZ038T2A y una válvula termostática con capacidad nominal de 14.6 kW con tamaño de orificio No.1 modelo TE5-01, ambos de la marca Danfoss. Estos son los equipos que normalmente se emplean para sistemas de enfriamiento y calefacción de baja potencia, entre 5 a 40 kW (ver tabla 2b) (Jensen, 2008).

Se determinó que, si el compresor es mayor al necesario, se induce a que el sistema emplee más energía de la que se podría obtener directamente de la fuente, lo cual lo hace un sistema

completamente ineficiente o que el flujo del refrigerante sea mayor al que se necesite en el sistema y por lo tanto, podría provocar que la temperatura del agua disminuya tanto hasta congelarse. Otro factor importante a considerar es que la eficiencia de la bomba de calor está directamente relacionada con la eficiencia de operación del compresor. Por tanto, si hay pérdidas de carga en las tuberías de descarga, se forzará a que el compresor trabaje a mayores presiones y en consecuencia requiera mayor consumo eléctrico, lo cual reduce la eficiencia de la bomba.

Del análisis termodinámico se obtuvo el coeficiente de operación de la bomba, siendo un COP_e de enfriamiento de 4.6 y un COP_c de calentamiento de 5.6 como se observa en la tabla 5. Como enfriamiento se entiende a la capacidad de la bomba de mantener el agua de enfriamiento del evaporador de simple efecto a 20°C y como calentamiento, a la capacidad de calentamiento que tendría la bomba en la aplicación.

Tabla 5. COP de enfriamiento y calentamiento para la bomba de calor diseñada.

COP _e enfriamiento	COP _c calentamiento
4.6	5.6

Los valores obtenidos del COP establecen que la cantidad de energía eléctrica que debe suministrarse al compresor es menor de la que se está aprovechando en la fuente de calor y eso en consecuencia, permite que la bomba de calor trabaje eficientemente (Morilla et al. 2015).

Comparando estos valores obtenidos con las bombas de calor en el mercado diseñadas para instalaciones residenciales y comerciales, los coeficientes de operación obtenidos se encuentran dentro del rango esperado para bombas de calor de ese tipo que trabajan con un COP en un rango entre 2 y 6 (Kudela, 2018).

Es importante considerar que la eficiencia de la bomba de calor depende mayormente en la diferencia de temperatura entre la fuente de calor residual y la temperatura del sumidero. Es decir, cuando menor es la diferencia de temperatura entre la temperatura de condensación y evaporación, mayor será el COP. Sin embargo, también debe considerarse la eficiencia de operación del compresor y la temperatura ambiente que podría provocar que la capacidad del condensador disminuya ya que, para alcanzar el equilibrio termodinámico, el sistema debe operar con temperaturas de condensación superiores a las que está diseñado, para disipar la misma cantidad de calor en el foco caliente (aplicación).

Conclusiones

La propuesta de una bomba de calor diseñada para el aprovechamiento de calor residual, demuestra que puede ser una tecnología útil y eficiente como sustituto a los sistemas convencionales de producción de calor por su alto potencial de flexibilidad térmica.

La bomba de calor dimensionada tiene una capacidad de enfriamiento de 12 kW y calentamiento de 15 kW, con temperatura aprovechable directa en una aplicación a 50-55°C. El COP estimado de enfriamiento y calentamiento fue de 4.6 y 5.6, respectivamente. El sistema está compuesto por dos intercambiadores de calor, un compresor y una válvula de expansión. Los intercambiadores de calor son tipo serpentín de tubos concéntricos diseñados de acuerdo a energía disponible de la fuente. El evaporador tiene una capacidad de enfriamiento de 12 kW y un área de transferencia de 0.56 m² con 10 vueltas (0.7m). Mientras que el condensador tiene una capacidad de calentamiento de 15 kW, con área de transferencia de 0.43 m² y 8 vueltas (0.6 m). El compresor seleccionado es de tipo scroll con capacidad de enfriamiento de 11.93 kW, para refrigerante R-134a que opera en un ciclo de evaporación/condensación de 5°C/50°C y una válvula termostática con capacidad nominal de 14.6 kW con tamaño de orificio No.1 modelo TE5-01, ambos de la marca Danfoss.

Este estudio puede ser considerado precursor de un modelo desarrollado en Guatemala como alternativa para el mejor aprovechamiento y la revalorización de la energía térmica residual de baja temperatura generada en los procesos de producción, de manera que contribuya a lograr procesos más eficientes y con bajas emisiones.

Aporte de autores

AJCZ: Redactor del artículo como una adaptación de su trabajo de graduación para optar al grado de Ingeniera Química.

GGZR: Participó como uno de los asesores de este trabajo de investigación.

Bibliografía

- Albertson, P. (2014) *Closed-Loop/Geothermal Heat Pump Systems, Design and Installation Standards latest edition*. International Ground Source Heat Pump Association, Oklahoma State University. United States.
- Atalah, A. (2018) *Polyethylene Tube Handbook ASTM D3035 Standard Specification for Polyethylene (PE) Plastic Pipe (DR-PR) Based on Controlled Outside Diameter*. Bowling Green State University, Ohio, American Society for Testing and Materials (1). Bajado de: https://www.engineeringtoolbox.com/ASTM-D3035-PE-pipes-d_2138.html, en septiembre 2020.
- Boer, R., Marina, B., Zu_hlsforf, C., Bantle, M., Benson, J. (2020) *Strengthening Industrial Heat Pump Innovation, Decarbonizing Industrial Heat*. Extraído de: <https://www.sintef.no/globalassets/sintef-energi/industrial-heat-pump-whitepaper/2020-07-10-whitepaper-ihp-a4.pdf>, en marzo 2020.
- Boman, D., Hoysall, D., Pahinkar, D., Ponkala, M., Garimella, S (2017) *Screening of working pairs for adsorption heat pumps based on thermodynamic and transport characteristics*. Applied Thermal Engineering 34 (1): 123:422-434. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.04.153>.
- Branch, J. (2020) *Industry Standard Guide for the Design and Installation of Copper Piping Systems Copper Development Association Copper Tube Handbook*. Inc. Publication A4015-14/20.
- Chen, D., Xie, H (2012). *The handbook of heat pump technology Beijing: Chemical Industry Press. 109 pp. EERE (Energy Efficiency and Renewable Energy) (2007) U.S. energy requirements for aluminum production. Historical perspective, theoretical limits and current practices*. U.S. Department of Energy, Washington, USA. Bajado de: https://www1.eere.energy.gov/manufacturing/resources/aluminum/pdfs/al_theoretical.pdf, en enero 2019.
- FES (Future Energy Solutions) (2006) *Renewable heat and heat from combined heat and power plants*. Study and analysis report, AEA Technology, UK. Bajado de: <https://info.ornl.gov/sites/publications/files/Pub13655.pdf>, en agosto 2021.
- García, J. Gómez, C. Monedero, F. Arroyo, I. (2016) *Síntesis del Estudio Parque de Bombas de calor en España*. Instituto para la Diversificación y ahorro de la energía, España. 42 pp.
- Herold K., Radermacher, S., Klein, R. (1996) *Absorption chillers and heat pumps* CRC Press. Hoysall, D., Garimella, S. (2018) *Investigation of a serpentine micro-pin fin heat and mass exchanger for absorption systems*, International Journal of Refrigeration, 93 (1): 108-121.

- IEA (International Energy Agency) (2014) *Application of Industrial Heat Pumps Annex 35 Final Report, part 1*. 201 pp. bajado de: <https://iea-industry.org/app/uploads/annex-xiii-part-a.pdf>, en abril 2020.
- ITP (Industrial Technologies Program) ((2008) *Waste heat recovery -Technologies and opportunities in U.S. industry*, U.S. Department of Energy, Washington, USA. Bajado de: https://www.energy.gov/sites/prod/files/2013/11/f4/data_collection_and_analysis_of_chp_system_emmc.pdf, en abril 2020.
- Jabari, F., Mohammadi, B. Mehrjerdi, M. Li, G. (2017) *Design and performance investigation of a novel absorption ice-making system using waste heat recovery from flue gases of air to air heat pump*, Applied Thermal Engineering, 130 (1): 782-792.
- Jensen, J. (2008) *Optimal operation of refrigeration cycles* Norwegian University of Science y Technology, Trondheim, Norway.
- Keinath, C., Garimella, S. (2018) *Development and demonstration of a microscale absorption heat pump water heater* International Journal of Refrigeration 88 (1): 151-171.
- Kudela, L. (2018) *Potential of Predictive Control for Improvement of Seasonal Coefficient of Performance of Air Source Heat Pump in Central European Climate Zone*, United States.
- Morilla, F., Vázquez, F., Rodríguez, J., Garrido, S. Fragoso, S. (2015) *Rango de operación en un sistema de refrigeración por compresión de vapor* 45 (1): 238-241.
- Omer, M. (2008) *Energy, environment and sustainable development*, Renewable and Sustainable Energy Reviews 12 (9): 2265-2300.
- Sinnott, R., Towler, G., (2008) *Chemical Engineering Design. Principles, practice and economics of Planta and Process Design*, Elsevier Inc.
- Villar, J. (2014) *Aprovechamiento de calor residual en industrias de proceso continuo y su aplicación*, Universidad de Oviedo, España.
- Zhang, J., Zhang, H., He, Y., Tao, W., (2016) *A comprehensive review on advances and applications of industrial heat pumps based on the practices in China*, Key Laboratory of Thermal Fluid Science and Engineering of Ministry of Education, School of Energy & Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, China.
- Zhang, J., Wang, H., Zhang, Y. (2014) *Study on principle and application of heat pump technology*. Applied Mechanics Mater 525-607 pp. China.
- Zogg, M. (2008) *History of Heat Pumps. Swiss Contributions and International Milestones* 9th Int. IEA Heat Pump Conf., IEA. 20-22 pp.