

Potencial energético de una bomba de calor para la producción de vapor de agua  
utilizando refrigerantes naturales

Darwin Felipe Moreno Bernal

Cristian Fernando Gutiérrez Santos

Trabajo de Grado para Optar el Título de Ingeniero Mecánico

Carlos Fidel Amarís Castilla

PhD. Tecnologías de Climatización y Eficiencia Energética en Edificios

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2025

### **Dedicatoria**

En primer lugar, agradezco a Dios por haberme permitido estar acá, por ser mi guía inquebrantable y mi fuente constante de sabiduría, fortaleza y esperanza a lo largo de este proceso.

Al Señor Jesús, por ser mi luz y mi salvador, por acompañarme en cada paso del camino, fortaleciendo mi fe y sosteniéndome en los momentos de dificultad.

A mi padre, Pablo Moreno, a mi madre, Emilce Bernal, a mi hermano Santiago Moreno y a mi hermana, Saray Moreno, por su amor y apoyo incondicional, por siempre creer en mí, por sus palabras de aliento y por ser siempre mi refugio y mi fuerza.

Al profesor Carlos Fidel Amaris Castilla, director de este trabajo de grado, por su constante apoyo, orientación y disposición. Su experiencia, compromiso y acompañamiento fueron determinantes para la finalización de este trabajo de grado.

A Cristian Fernando Gutiérrez Santos, compañero de trabajo de grado, por su apoyo constante, su compromiso y por compartir conmigo cada reto y cada logro durante este camino.

A todos mis amigos y compañeros que me acompañaron a lo largo de este proceso, gracias por su compañía, por los buenos momentos compartidos y por estar ahí cuando más los necesite.

A todos los profesores que dejaron una huella en mi formación, gracias por compartir su conocimiento, por su exigencia, por inspirarme a crecer académica y personalmente, y por motivarme a dar siempre lo mejor de mí.

***Darwin Felipe Moreno Bernal***

En primer lugar, expreso mi gratitud a Dios, por ser luz y guía en este extenso recorrido de formación, brindándome fortaleza en los momentos difíciles y claridad en cada decisión tomada.

A mi madre, Lusalia Santos por su amor incondicional, su ejemplo de entrega y su apoyo constante en cada paso de mi vida; y a su esposo, Hugo Vega por su compañía, comprensión y respaldo durante este proceso.

A mis hermanas, Yulieth Gutierrez, Mabel Gutierrez, Elisabeth Gutierrez por estar siempre presentes con palabras de aliento, gestos de cariño y una fe inquebrantable en mí, incluso en los momentos más difíciles.

A la memoria de mi padre, Félix Gutiérrez, cuyo legado de esfuerzo y perseverancia continúa guiando mi camino. Este logro también es suyo.

Al profesor Carlos Fidel Amaris Castilla, director de este trabajo de grado, por su dedicación, orientación y compromiso, pilares fundamentales en la culminación de esta etapa.

A mi compañero de trabajo de grado Darwin Felipe Moreno Bernal, por su apoyo constante, su compromiso y por compartir conmigo cada reto y cada logro de este camino, por los consejos brindados y las risas compartidas.

Y a mis amigos, Duván Castro por su apoyo sincero, compañía y ánimo constante, que hicieron más llevadero este trayecto académico.

A todos, gracias por ser parte esencial de este logro.

***Cristian Fernando Gutiérrez Santos***

**Tabla de Contenido**

	<b>Pág.</b>
Introducción .....	12
1. Objetivos.....	15
1.1. Objetivo General.....	15
1.2. Objetivos Específicos.....	15
2. Marco Teórico.....	16
2.1. Base Teórica.....	16
2.1.1. Bomba de calor. ....	16
2.1.2 Calderas.....	19
2.1.3. COP.....	23
2.1.4. Dióxido de carbono.....	24
2.1.5. Propano. ....	24
2.1.6. Refrigerantes HFC. ....	24
2.1.7. TEWI.....	24
2.2. Requisitos de temperatura de vapor de agua para diferentes aplicaciones industriales.....	25
2.3. Antecedentes .....	27
3. Marco metodológico .....	32
3.1. Descripción del sistema en estudio .....	32
3.1.1. Modelo inicial . ....	32
3.1.2. Modelo utilizado. ....	36
3.2. Modelo en cascada.....	39
3.3. Consideraciones y condiciones de operación .....	43

3.3. Balances de energía.....	46
3.4. Caldera seleccionada de 10 kW .....	48
3.5. Modelo caldera.....	49
3.5.1. Pre calentamiento del agua. ....	50
3.5.2. Calentamiento en la caldera. ....	50
3.5.3. Sobrecalentamiento del vapor de agua. ....	50
3.6 Ecuaciones y balances de energía caldera .....	50
3.7. Impacto ambiental.....	51
3.7.1 Valores asumidos y referencias. ....	52
3.8. Detalles para la validación del modelo .....	53
3.8.1. Compresor R744. ....	54
3.8.2. Compresor R290. ....	55
3.8.3. Compresor R600a. ....	56
3.9. Condiciones ambientales de Bucaramanga.....	57
4. Resultados y discusión.....	59
4.1. Validación del modelo .....	59
4.1.1. Validación del modelo utilizando R744. ....	60
4.1.2. Validación del modelo utilizando R290. ....	61
4.1.3. Validación del modelo utilizando R600a.....	62
4.2. Efecto de la temperatura ambiente sobre la temperatura de vapor de agua, Consumo de energía y COP.....	63
4.3. Efecto de la temperatura ambiente sobre el Consumo de energía con temperatura de salida de vapor de agua a 135 °C .....	68
4.4. Efecto de la temperatura de salida de vapor considerando una temperatura ambiente de 25 °C .....	70
4.5. Consumo de energía Anual.....	72

4.6. Comparativa del impacto ambiental .....	78
5. Conclusiones .....	80
6. Recomendaciones .....	84
Referencias Bibliográficas .....	86

**Lista de Tablas**

	<b>Pág.</b>
<b>Tabla 1.</b> Parámetros de entrada simulacion utilizando R744.....	44
<b>Tabla 2.</b> Parámetros de entrada simulacion en cascada R600a+R290.....	45
<b>Tabla 3.</b> Rangos de operación del compresor transcrito R744.....	54
<b>Tabla 4.</b> Rangos de operación del compresor subcrítico R290.....	55
<b>Tabla 5.</b> Rangos de operación del compresor subcrítico R600a.....	56
<b>Tabla 6</b> Datos y frecuencia de temperatura ambiente.....	58
<b>Tabla 7</b> Eficiencia global de los compresores.....	59
<b>Tabla 8</b> Consumo energético anual de la caldera eléctrica.....	72
<b>Tabla 9</b> Consumo energético anual bomba de calor operando con R744.....	73
<b>Tabla 10</b> Consumo energético anual bomba de calor operando con R290 y R600a .....	75
<b>Tabla 11</b> Resumen consumo energético anual de cada configuración.....	78

**Lista de Figuras**

	<b>Pág.CO</b>
<b>Figura 1</b> Diagrama de bomba de calor.....	16
<b>Figura 2</b> Esquema básico de diferentes tipos de bombas de calor. ....	18
<b>Figura 3</b> Caldera pirotubular.....	21
<b>Figura 4</b> Caldera acuotubular.....	21
<b>Figura 5</b> Descripción general de los procesos industriales según los requisitos de temperatura.....	26
<b>Figura 6</b> Sistema de bomba de calor iniciar.....	33
<b>Figura 7</b> Sistema de bomba de calor caso de estudio. ....	36
<b>Figura 8</b> Sistema de bomba de calor en cascada caso de estudio. ....	39
<b>Figura 9</b> Sistema caldera eléctrica para validación del modelo.....	49
<b>Figura 10</b> Modelo base de bomba de calor.....	53
<b>Figura 11</b> Perfil de temperatura de la ciudad de Bucaramanga. ....	57
<b>Figura 12</b> Desviación del consumo Total ( $\dot{W}_{Total}$ ) de la bomba de calor con respecto a la literatura R744.....	60
<b>Figura 13</b> Desviación del consumo Total ( $\dot{W}_{Total}$ ) de la bomba de calor con respecto a la literatura R290.....	61
<b>Figura 14</b> Desviación del consumo Total ( $\dot{W}_{Total}$ ) de la bomba de calor con respecto a la literatura R600a. ....	62
<b>Figura 15</b> Comportamiento de la $T_{vap}$ vs $T_{amb}$ .....	63
<b>Figura 16</b> Trabajo Total de cada Configuración vs Temperatura Ambiente.....	65
<b>Figura 17</b> Coeficiente de Desempeño de cada Sistema vs Temperatura Ambiente. ....	67

<b>Figura 18</b> Trabajo Total de cada Configuración vs Temperatura Ambiente. ....	68
<b>Figura 19</b> Trabajo Total de cada Configuración vs Temperatura del vapor de salida a temperatura ambiente de 25 °C .....	71
<b>Figura 20</b> TEWI (Total Equivalent Warming Impact) de cada configuración .....	79

## Resumen

**Título:** Potencial energético de una bomba de calor para la producción de vapor de agua utilizando refrigerantes naturales\*

**Autor:** Darwin Felipe Moreno Bernal, Cristian Fernando Gutiérrez Santos\*\*

**Palabras Clave:** Bombas de calor, Vapor de agua, TEWI, R290, R744, R600a, Consumo energético, Caldera.

### Descripción:

El análisis del uso de bombas de calor para la producción de vapor de agua representa una alternativa más económica y ambientalmente sostenible frente a las calderas industriales convencionales. Estos estudios son fundamentales para evaluar el potencial de reducción del consumo energético y de las emisiones de gases de efecto invernadero, especialmente al emplear refrigerantes naturales como el CO<sub>2</sub> (R744) y el propano e isobutano (R290, R600a). Este trabajo de grado se enfocó en evaluar el rendimiento energético y el impacto ambiental de bombas de calor que utilizan refrigerantes naturales como R744, R290 y R600a para la producción de vapor de agua, considerando una potencia de 10 kW en el condensador o enfriador de gas, y las condiciones ambientales de la ciudad de Bucaramanga, en comparación con una caldera convencional. Para ello, se desarrollaron modelos termodinámicos para cada configuración y se simuló su rendimiento, con el fin de realizar un estudio comparativo considerando el rango de temperaturas ambientales de Bucaramanga. Los resultados obtenidos reflejan que el sistema de bomba de calor presentó un mejor rendimiento en comparación con la caldera eléctrica convencional. En el caso del R744, el coeficiente de desempeño (COP) varió entre 3.36 y 4.57, y para el R290+R600a, entre 2.235 y 2.328. El consumo energético anual fue considerablemente menor en ambos casos: la caldera consumió 98,273.8 kWh/año, mientras que los sistemas con R744 y R290+R600a consumieron 27,793.6 kWh/año y 43,124.2 kWh/año, respectivamente. Del mismo modo, los resultados del impacto total equivalente de calentamiento (TEWI) mostraron que el sistema con R290+R600a generó menos de la mitad de las emisiones en comparación con la caldera eléctrica, mientras que el sistema con R744 alcanzó aproximadamente un tercio de dichas emisiones.

---

\* Trabajo de grado

\*\* Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Ingeniería Mecánica. Director: Carlos Fidel Amaris Castilla. PhD. Tecnologías de Climatización y Eficiencia Energética en Edificios.

### Abstract

**Title:** Energy potential of a heat pump for the production of water vapor using natural refrigerants \*

**Author:** Darwin Felipe Moreno Bernal, Cristian Fernando Gutiérrez Santos \*\*

**Key Words:** Heat pumps, Water vapor, TEWI, R290, R744, R600a, Energy Consumption, Boiler.

### Description:

The analysis of heat pump systems for steam production represents a more economically and environmentally sustainable alternative compared to conventional industrial boilers. Such studies are essential for assessing the potential to reduce energy consumption and mitigate greenhouse gas emissions, especially when using natural refrigerants such as CO<sub>2</sub> (R744) and propane (R290+R600a). This undergraduate thesis focused on evaluating the energy performance and environmental impact of heat pumps employing natural refrigerants R744 and R290+R600a for the generation of water vapor (steam), considering a condenser or gas cooler capacity of 10 kW and the climatic conditions of Bucaramanga, Colombia, in comparison with a conventional electric boiler. Thermodynamic models were developed for each configuration and their performance was simulated, followed by a comparative study based on the local ambient temperature range. The results show that the heat pump systems performed more efficiently than the traditional boiler. For R744, the coefficient of performance (COP) ranged from 3.36 to 4.57, while for R290+R600a it ranged from 2.235 to 2.328. Both refrigerants exhibited significantly lower energy consumption compared to the boiler, with annual energy use of 98,273.8 kWh for the boiler, versus 27,793.6 kWh and 43,124.2 kWh for R744 and R290+R600a, respectively. Similarly, the results of the Total Equivalent Warming Impact (TEWI) showed that the R290+R600a system generated less than half of the emissions compared to the electric boiler, while the R744 system produced approximately one-third of those emissions.

---

\* Degree Work

\*\*Faculty of Fisicomecánicas. School of Mechanical Engineering. Mechanical Engineering. Director: Carlos Fidel Amaris Castilla. PhD. Air Conditioning and Energy Efficiency Technologies in Buildings.

## Introducción

En la industria, la producción de vapor es fundamental para una amplia gama de procesos térmicos, desde la cocción y esterilización hasta el secado y limpieza. Tradicionalmente, este vapor se genera mediante calderas eléctricas o de combustión. Aunque las calderas eléctricas se consideran limpias por la ausencia de emisiones locales, su impacto ambiental total, evaluado mediante el índice TEWI (Total Equivalent Warming Impact), puede ser considerablemente mayor que el de otras tecnologías más eficientes.

El daño que causan las calderas al medio ambiente es más grave de lo esperado, debido a que estos aparatos filtran pequeñas cantidades de metano incluso estando apagadas. Dado que la mayoría de las calderas funcionan con gas natural, compuesto principalmente por metano, siendo este un gas con gran impacto en el efecto invernadero, que también se libera con otros gases contaminantes debido a fugas y una combustión deficiente (Romero, 2022).

Según Nueva generación de fluidos (IIG, 2023), las calderas de gas natural liberan elevadas cantidades de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) y pueden producir óxidos de nitrógeno (NO<sub>x</sub>) los cuales favorecen la aparición de smog (niebla mezclada con humo y polvo en suspensión) y lluvia ácida, no solo afectando al medio ambiente, sino también a la salud humana.

La European Heat Pump Association (EHPA, 2023) revela que el uso de bombas de calor puede disminuir en gran medida las emisiones de gases de efecto invernadero en comparación con los sistemas tradicionales (calderas de gas). De hecho, se estima que adoptando estas tecnologías es posible disminuir las emisiones de dióxido de carbono entre el 35% y el 65%, lo que permite evitar la emisión de más de 9 millones de toneladas de dióxido de carbono en la Unión Europea, contribuyendo a la lucha contra el cambio climático (Lucky Goldstar [LG], 2023).

Las bombas de calor aire-agua, extraen la energía térmica del ambiente exterior y la transfieren al agua, son sistemas versátiles que pueden enfriar y calentar. Estos sistemas aprovechan eficientemente la energía del aire, ya que emplean solo un 25% de electricidad y obtienen el restante del aire ambiente, convirtiéndose en una alternativa sostenible a los sistemas tradicionales que utilizan combustibles fósiles (LG, 2023).

Según la Fundación Ecología y Desarrollo (ECODES, 2023) las bombas de calor convencionales funcionan utilizando refrigerantes fluorados como el HFC-410a y el HFC-32, los cuales presentan un elevado impacto ambiental ampliamente superior al CO<sub>2</sub>. Ante la creciente preocupación global por el cambio climático, se ha demostrado que es posible su funcionamiento usando refrigerantes naturales como dióxido de carbono, hidrocarburos y amoníaco, los cuales además de no contribuir significativamente al cambio climático, ofrecen beneficios económicos, debido a su alta eficiencia.

Las bombas de calor superan significativamente a las calderas. Estas últimas alcanzan un rendimiento del 109% y una eficiencia cercana a 1.09. Por el contrario, las bombas de calor pueden lograr un rendimiento del 400% al 600%, con un coeficiente de rendimiento de 4 a 6, dependiendo del modelo. Esto se traduce en rendimiento hasta seis veces superior (ENDESA, 2023).

El sector industrial y comercial colombiano presenta una alta dependencia de las calderas como fuente de energía térmica para diversos procesos productivos. Según la International Energy Agency (IEA, s.f), la industria es quizás uno de los mayores productores de gases de efecto invernadero, además de ser uno de los principales consumidores de energía a nivel mundial. En Colombia, este panorama se ve agravado por la limitada eficiencia energética de muchas calderas en operación y por la falta de regulaciones estrictas en materia de emisiones. (Ministerio de Ambiente y Desarrollo Sostenible [MADS], 2018)

Según la Asociación Colombiana de Gas Natural (como se citó en *Ámbito Jurídico*, 2024) la oferta de gas local no es suficiente para cubrir la demanda del país en el futuro. Para evitar desabastecimiento, es importante usar fuentes externas para evitar desabastecimiento, como las importaciones de gas natural directamente de Venezuela.

En Colombia una de las funciones que desempeñan las calderas es generar vapor de agua, que se emplea en diferentes procesos industriales (Asociación Colombiana de Gas Natural [NATURGAS], 2024). Las calderas son esenciales para desarrollar procesos en sectores como el termoeléctrico, alimenticio, hospitalario, farmacéutico, hotelero, petrolero y textil, entre otros. Las calderas pueden ser eléctricas o alimentadas por combustibles como el gas natural, la biomasa o biodiesel (CGI S.A.S BIC, 2025).

Este proyecto propone el análisis del rendimiento e impacto ambiental de una bomba de calor para la producción de vapor de agua a diferentes temperaturas, utilizando refrigerantes naturales como el dióxido de carbono (R744), el gas propano (R290) y propano e isobutano, siendo una alternativa viable a las calderas convencionales. El estudio no solo busca evaluar la eficiencia energética del sistema bajo las condiciones ambientales específicas de la ciudad de Bucaramanga, sino también comparar su impacto ambiental en relación con las calderas tradicionales. De esta forma, se ofrece una solución sostenible y económica que se alinea con las tendencias globales de transición energética y responde a las necesidades energéticas y ambientales de Colombia.

## **1. Objetivos**

### **1.1 Objetivo General**

Evaluar el rendimiento e impacto ambiental de una bomba de calor para la producción de vapor de agua a diferentes temperaturas usando refrigerantes naturales (dióxido de carbono R744 y propano e isobutano R290, R600a) en comparación con una caldera convencional usada para aplicaciones industriales. Esto se realizará cumpliendo con la misión de la Universidad Industrial de Santander haciendo énfasis en la ética, innovación y desarrollo tecnológico para dar respuesta a las necesidades de la sociedad.

### **1.2 Objetivos Específicos**

Identificar las condiciones de operación de las calderas convencionales para la producción de vapor de agua para aplicaciones industriales considerando una potencia entregada de 10 KW.

Desarrollar un modelo termodinámico para la evaluación del rendimiento de una bomba de calor para la producción de vapor de agua usando refrigerantes naturales.

Evaluar el rendimiento energético de una bomba de calor para la producción de vapor de agua usando refrigerantes naturales en comparación con una caldera convencional considerando las condiciones ambientales de la ciudad de Bucaramanga.

Comparar el impacto ambiental (TEWI) de la bomba de calor usando refrigerantes naturales en comparación con una caldera convencional considerando las condiciones ambientales de la ciudad de Bucaramanga.

## 2. Marco Teórico

Este capítulo presenta los fundamentos teóricos y la revisión bibliográfica que sirven de base para el desarrollo del presente proyecto de grado.

### 2.1 Base Teórica

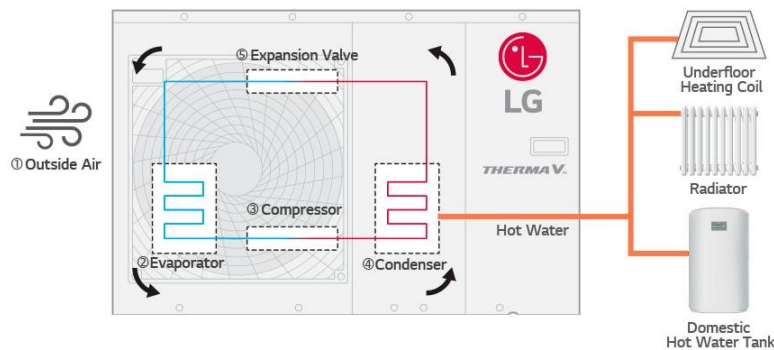
A continuación, se presenta la base teórica necesaria para comprender el desarrollo del proyecto. Inicialmente, se describen los principios fundamentales de los sistemas que se encontraran en este documento, así como los distintos conceptos necesarios para entender este proyecto de grado. Finalmente, se explica detalladamente el funcionamiento de bombas de calor junto con las calderas.

#### 2.1.1 Bomba de calor.

Una bomba de calor es equipo térmico altamente eficiente que puede utilizarse tanto para calentar como para enfriar mediante un ciclo termodinámico reversible. Gracias a su configuración eficiente y simplificada, estos sistemas tienen la capacidad de captar hasta un 75% de energía del entorno, ya sea del aire o de las fuentes geotérmicas, requiriendo solo un 25% de energía eléctrica para su operación. Esto permite así obtener un (COP) superior a 4, dando a entender que, por cada unidad de electricidad consumida, se obtienen hasta 4 unidades de energía térmica.(LG, 2023)

### Figura 1

*Diagrama de bomba de calor.*



*Nota.* Adaptado de *¿Qué es una bomba de calor de fuente de aire?*, por LG, 2023, <https://www.lg.com/cac/business/aire-acondicionado-comercial/que-es-una-bomba-de-calor-de-fuente-de-aire>.

Al inicio del ciclo, obsérvese Figura 1, el refrigerante se encuentra en estado líquido, con baja presión y temperatura. El aire del entorno se hace circular por el evaporador, donde el refrigerante absorbe el calor disponible, permitiendo que este se libere rápidamente a menor temperatura. Como resultado de esta ganancia térmica, el refrigerante se evapora y se transforma en gas, aunque aún permanece a baja presión. A continuación, el compresor eleva significativamente la presión del gas, lo que también incrementa su temperatura. De esta manera, el refrigerante llega al condensador en forma de vapor a alta temperatura. En el condensador, el refrigerante transfiere su energía térmica al ambiente exterior o al fluido a calentar, lo que provoca la condensación y retorno al estado líquido del refrigerante. (COFRICO, 2022)

Este líquido pasa después por la válvula de expansión, donde sufre una fuerte disminución de presión, lo que provoca una reducción de temperatura y lo deja en una mezcla parcialmente líquida y a una temperatura inferior a la del entorno. Así, está preparado para reiniciar el ciclo absorbiendo calor del aire en el evaporador. (COFRICO, 2022)

#### **2.1.1.1 Configuraciones de bombas de calor.**

Existen diferentes tipos de bombas de calor, obsérvese Figura 2, clasificadas según la fuente térmica que aprovechan (aire, agua o tierra) y la forma en que entregan el calor. A continuación, se describen los principales tipos de bombas de calor.

Bomba de calor agua-aire: estas bombas de calor aprovechan la energía térmica que hay en una corriente de agua y la transfieren al flujo de aire, dirigido al lugar a calentar. (COFRICO, 2022)

Bomba de calor aire-aire: estas extraen calor del aire exterior y lo transfieren al aire interior del espacio que se desea climatizar. (COFRICO, 2022)

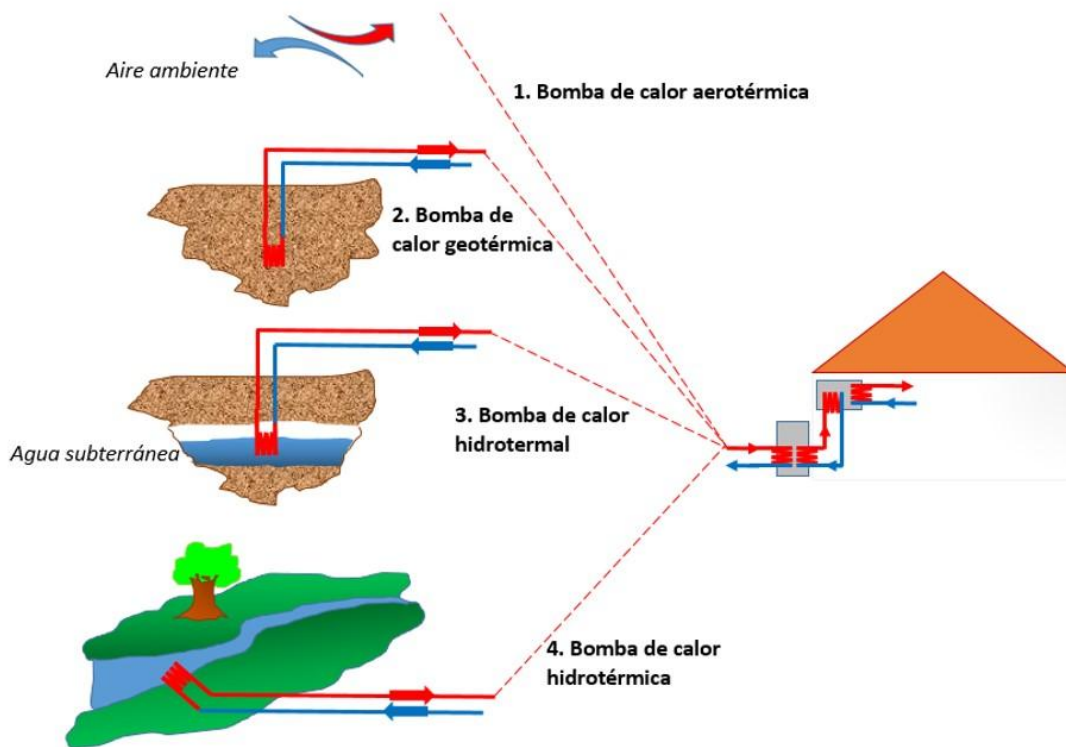
Bomba de calor aire-agua: estas aprovechan el calor del aire para transferirlo a un circuito de agua a calentar. (COFRICO, 2022)

Bomba de calor tierra-agua/aire: estas utilizan tuberías enterradas dentro de las que circula agua y captan el calor constante del subsuelo, lo que las hace ideales para sistemas geotérmicos.

Bomba de calor agua-agua: aprovecha el calor de una corriente de agua o de reservas subterráneas para transferirlo a un circuito cerrado de agua. (COFRICO, 2022)

**Figura 2**

*Esquema básico de diferentes tipos de bombas de calor.*



*Nota.* Esquema básico de diferentes tipos de bombas de calor. Adaptado de *Bombas de calor*, por El Portal de la Energía, 2025, <https://elportaldelaenergia.com/bombas-de-calor/>

### **2.1.1.2 Características operaciones.**

Las bombas de calor aire/aire o aire/agua que emplean aire exterior como fuente de energía renovable, no resultan adecuadas para todos los climas, debido a que su rendimiento está condicionado por las condiciones ambientales, disminuyendo en regiones con bajas temperaturas. (El portal de la Energía, 2025)

Por el contrario, las bombas de calor hidrotermales o geotérmicas, que extraen energía del subsuelo o de fuentes subterráneas de agua, representan una mejor alternativa en zonas frías, gracias a que la temperatura del terreno permanece relativamente constante. No obstante, su viabilidad dependerá de factores como la profundidad requerida para el pozo y las características del terreno en el sitio específico. (El portal de la Energía, 2025)

Rango de temperatura: las bombas de calor operan dentro de rangos específicos de temperatura dependiendo de su aplicación y uso, un caso hallado en la literatura, otorgo un rango de operación entre 5 y 55°C se utilizó el refrigerante R-134a. En este rango se pudo aprovechar la energía térmica residual para el calentamiento de agua. (Packmohr, 2023)

Es importante resaltar que estos sistemas constan de una alta eficiencia COP, el COP es la medida de eficiencia de la bomba de calor, para un caso de estudio se logró evidenciar que el COP de calentamiento fue de 3.4 y de enfriamiento fue de 2.6. (Packmohr, 2023)

### **2.1.2 Calderas**

Una caldera es un sistema a presión que emplea electricidad o la combustión de combustibles para calentar agua, con el fin de proveer calefacción a diferentes espacios o equipos. Algunas operan generando agua caliente, mientras que otras funcionan produciendo vapor. En su interior, el calor es generado por quemadores o resistencias eléctricas, el cual se transfiere al agua

a través de un intercambiador de calor. El gas natural es el combustible más comúnmente empleado para su funcionamiento. (CGI S.A.S BIC, 2025)

Las calderas pueden clasificarse según la fuente de energía que utilizan, el tipo de fluido generado y su aplicación. A continuación, se describen los principales tipos y sus características básicas.

#### **2.1.2.1 Calderas de combustión.**

Las calderas se encargan de la transferencia de calor generada por combustión de algún combustible ya sea líquido sólido o gaseoso hacia un fluido, habitualmente agua, esto con el objetivo de producir agua caliente o vapor de agua. Este producto final se utiliza en diferentes aplicaciones como lo es la calefacción industrial, doméstica o incluso generación de energía eléctrica. (Intelservice combustión y agua caliente [INTELSERVICE], 2025)

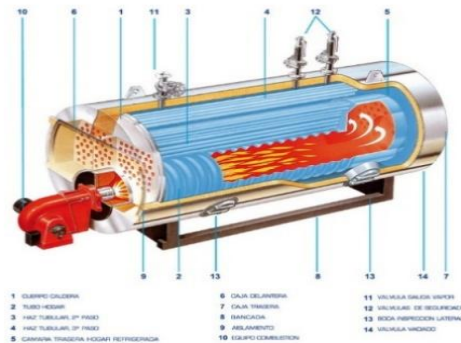
Los tipos de calderas se clasifican en diversos criterios entre ellos esta según su diseño, por el tipo de combustible, la presión de trabajo, etc.

En la categoría de diseño encontramos dos tipos de calderas:

- **Pirotubulares:** la característica principal de este sistema radica en que los gases calientes de la combustión circulan por el interior de tubos, mientras el agua por fuera de ellos rodeándolos. Figura 3 (Portal de arquitectura [Arqhys], 2020)

**Figura 3**

*Caldera piro tubular.*

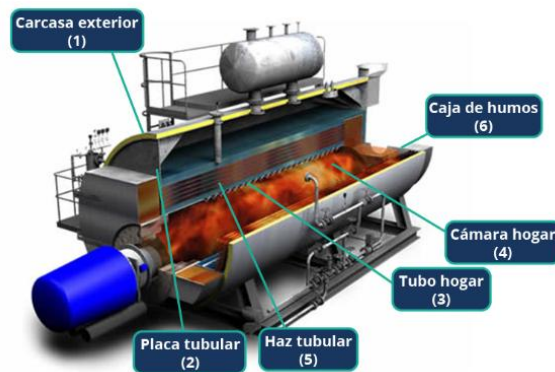


*Nota.* La figura presenta una caldera piro tubular. Adaptado de *Calderas horizontales piro tubulares*, por Sogecal, 2020, <https://sogecal.com/servicios/caldera-piro tubular-fabricantes-instaladores-calderas-industriales-vapor/>.

- Acuotubulares: en este sistema el agua pasa por el interior de los tubos mientras que los gases calientes circulan por el exterior de los tubos es lo opuesto a las piro tubulares. Figura 4. (Vidal y Miranda, 2018)

**Figura 4**

*Caldera acuotubular.*



*Nota.* La figura muestra una caldera acuotubular con sus partes. Adaptado de *¿Cómo funcionan las calderas acuotubulares?*, por Orbingeneria, 2021, <https://www.orbingeneria.com/blog/como-funcionan-las-calderas-acuotubulares>.

### **2.1.2.2 Calderas eléctricas.**

Las calderas eléctricas funcionan como sistemas generadores de calor que utilizan energía eléctrica, en sustitución de la combustión de combustibles fósiles, son utilizadas para la generación de vapor mediante una transferencia térmica a presión constante. Por lo general, el diseño de estas calderas incorpora en su interior resistencias eléctricas, responsables de suministrar el calor necesario al fluido, junto con los dispositivos requeridos para su correcto funcionamiento. Usualmente tienen una configuración horizontal y operan en un rango de potencia que va desde 25 a 2500 kilovatios (kW). (Pirobloc, 2025)

Son comúnmente utilizadas en aplicaciones que requieren vapor de alta calidad, lo que les hace ideales en sectores que precisan de condiciones higiénicas estrictas, como el cosmético, químico, alimentario, farmacéutico, tanto para procesos que demanden vapor como la estilización o para calentamiento de fluido. Además, también tienen presencia en entornos domésticos y comúnmente son usadas para el calentamiento de agua. (Pirobloc, 2025)

Las calderas eléctricas ofrecen ventajas importantes, especialmente para calefacción por radiadores. Una de las principales es que no emiten gases contaminantes ni requieren salida de humos, y su tamaño compacto permite instalarlas incluso en un armario de cocina.

El tamaño de la caldera depende de si se usará solo para agua caliente o también para calefacción. Su instalación es sencilla y no genera emisiones de CO<sub>2</sub>.

Además, estas calderas tienen un rendimiento elevado, cercano al 95%, gracias al control del termostato. Sin embargo, su eficiencia energética es inferior en comparación con otros tipos de calderas. (OSCAGAS, 2025)

Al sustituir una caldera de gas por una eléctrica, es fundamental considerar el aumento en la potencia contratada, ya que estos equipos permanecen conectados constantemente y necesitan

más energía para funcionar adecuadamente. Si no se ajusta la potencia contratada, el interruptor de control (ICP) puede activarse y cortar el suministro.

El consumo de una caldera eléctrica varía en función del uso al que esté destinada, las condiciones climáticas y el tipo de instalación eléctrica disponible. En muchos casos, es necesario aumentar la potencia contratada para garantizar un funcionamiento adecuado del equipo. En aplicaciones residenciales, se estima un consumo anual aproximado de entre 13.400 y 13.500 kWh; sin embargo, el coste total dependerá del precio de la electricidad y del uso específico que se le dé a la caldera a lo largo del año. (OSCAGAS, 2025)

Para la categoría de tipo de combustible encontramos

Gas natural o GLP: su bajo impacto ambiental, la hace óptima para áreas urbanas por su eficiencia (INTELSERVICE, 2025)

Gasóleo: Utilizadas en zonas rurales sin acceso a redes de gas. (INTELSERVICE, 2025)

Biomasa: Funcionan con combustibles orgánicos como pellets o leña, siendo una opción sostenible. (INTELSERVICE, 2025)

Según Máquinas Térmicas (2016), la presión de trabajo de las calderas se clasifica en:

Baja presión: Hasta 4-5 kg/cm<sup>2</sup>, comunes en calderas de agua caliente.

Media presión: Hasta 20 kg/cm<sup>2</sup>, utilizadas en la industria en general.

Alta presión: Más de 20 kg/cm<sup>2</sup>, asociadas a ciclos de potencia.

### **2.1.3 COP.**

El Coeficiente de Rendimiento es un indicador que refleja la eficiencia de una bomba de calor. Representa la relación entre el calor transferido y la cantidad de energía eléctrica consumida, principalmente por el compresor del sistema. (Fernández, 2022)

#### **2.1.4 Dióxido de carbono.**

El CO<sub>2</sub> es un gas sin olor, sin color, ligeramente ácido y no inflamable. Es capaz de disolverse en agua bajo condiciones de presión constante y su estructura molecular es lineal, compuesta por un átomo de carbono unido a dos átomos de oxígeno. Generalmente se encuentra en estado gaseoso bajo condiciones normales, pero puede solidificarse al ser expuesto a temperaturas menores a -79 °C y licuarse al combinarse con agua. (Registro Estatal de Emisiones y Fuentes Contaminantes [PRTR-ESPAÑA], 2007)

#### **2.1.5 Propano.**

Es un hidrocarburo natural que se halla en los depósitos de petróleo y gas natural. Se convierte en estado líquido para facilitar su distribución y aplicación en ámbitos domésticos e industriales. Se considera un gas no tóxico, pero altamente inflamable. (GASEX, s.f)

#### **2.1.6 Refrigerantes HFC.**

Los refrigerantes hidrofluorocarbonos (HFC) son una familia de gases de origen sintético que se emplean principalmente en sistemas de refrigeración y climatización. Aunque constituyen alrededor del 2% de las emisiones totales de gases de efecto invernadero y su contribución al calentamiento global es miles de veces mayor que la del dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>). La mayoría de estos compuestos son contaminantes climáticos de gran potencia y corta duración, con una permanencia en la atmósfera de aproximadamente 15 años. (Climate & Clean air Coalition [CCAC], s.f)

#### **2.1.7 TEWI.**

El Impacto Total Equivalente de Calentamiento es un indicador que evalúa el efecto de calentamiento global de un equipo, tomando en cuenta las emisiones globales de gases responsables del efecto invernadero producidas a lo largo de su operación, como al desechar los

fluidos al final de su vida útil. Se expresa en kilogramos de CO<sub>2</sub> equivalente. (Torrington Refrigerantes, 2020)

## **2.2 Requisitos de temperatura de vapor de agua para diferentes aplicaciones industriales**

En la industria no existe una división clara de los rangos de vapor para distintos procesos industriales, por el contrario, se encontraron fuentes con diversos resultados disparejos, esto dificulta definir de manera exacta y precisa con las aplicaciones.

Según la Figura 5 en la industria del papel se aprecia que los rangos de temperatura de vapor de agua varían entre 90-240 °C para el caso del secado (driying) para el sector de papel, en un sector muy importante como lo es el de alimentos y bebidas para boiling (hirviendo) se encuentra en un rango entre 110-140 °C, para el sector químico (chemicals) el caso de destilación maneja rangos de temperatura entre 100-300 °C, en el sector de madera (Wood), glueing (pegado) y pressing (Prensado) sus rangos de temperatura respectivos son 120-180 °C y 120-170 °C y así se evidencia una gran parte de los sectores resaltados en el segmento azul que se encuentra en el área de trabajo de producción de vapor.



*Nota.* Adaptado de *Solution examples for cooling and process heating in industrial applications*, por C. Arpagaus, F. Bless, M. Uhlmann J. Schiffmann, y S. S. Bertsch, 2018, <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544218305759>

### 2.3 Antecedentes

A continuación, se presenta una revisión de la literatura:

Dubey et al. (2024) reportaron un análisis económico, energético y medioambiental de bombas de calor utilizando refrigerantes de bajo impacto ambiental (R744, R290, etc.) como una alternativa sostenible a las bombas de calor convencionales que utilizan R134a, para aplicaciones en procesos industriales (farmacéuticas, lácteos, alimentos y bebidas) que requieren calefacción usando agua caliente con una temperatura que va desde 60 °C hasta 90 °C. Realizaron un modelo termodinámico para un ciclo de compresión de vapor simple, con una temperatura del agua a la entrada del condensador ( $T_{wi}$ ) entre 15 °C y 40 °C, mientras que para la salida ( $T_{wo}$ ) fluctúa entre 60 °C y 90 °C. El modelo se desarrolló teniendo en cuenta que el sistema es estable, ignorando las resistencias hidráulicas y la transferencia de calor de los componentes del sistema con el ambiente. Del estudio, se identificó que el R744 es más eficiente que otros refrigerantes naturales en condiciones de  $T_{wi}$  bajas y  $T_{wo}$  elevadas. Utilizando un análisis LCCP, se evidenció que el refrigerante que menos emisiones produce es el R744, reduciendo las emisiones en un 99,89 %. Estas aumentan cuando  $T_{wi}$  es mayor a 30 °C y  $T_{wo}$  es menor a 75 °C. También se evidenció una reducción del costo operativo anual cercana al 90 % en comparación con el sistema DFWH (calentador de agua a diésel) y cercana al 35 % usando R134a.

Nawaz et al. (2017) estudiaron el uso de R290 y R600a como sustitutos del R134a en bombas de calor para calentar agua. Se modeló un sistema de calentador de agua con bomba de calor (HPWH), que cuenta con un compresor, evaporador, condensador de tanque envuelto, un

tanque de agua estratificada y dos calentadores eléctricos de resistencia que se activan cuando no se satisfacen las condiciones deseadas. Se concluyó que el R290 es el más adecuado como reemplazo del R134a, debido a que el R600a requiere un compresor más grande para alcanzar el rendimiento deseado. Además, se redujo la cantidad de refrigerante necesaria en el sistema, con una disminución de aproximadamente el 50 % en comparación con el R134a, lo que disminuye el riesgo asociado a la inflamabilidad de estos refrigerantes, ya que se utilizaría una menor cantidad para el funcionamiento del sistema. La temperatura promedio del agua de suministro fue similar para los tres refrigerantes. No obstante, el tiempo de operación de la bomba de calor fue más corto con el R290, a diferencia del R600a, cuyo tiempo de operación fue aproximadamente un 33 % más largo en comparación con el R134a. El COP de la bomba de calor con R290 es muy similar al del R134a, con un valor ligeramente superior a 3.6. En cambio, el COP con R600a se encuentra un poco por encima de 3.2.

Höges et al. (2024) investigaron el uso de refrigerantes de bajo impacto ambiental en bombas de calor, evaluando cuatro hidrocarburos: R290, R600a, R436a y R1270, en comparación con el R134a, en una bomba de calor de agua salada. Debido a la falta de validación experimental en estudios numéricos, se utilizó un banco de pruebas con dos configuraciones: ciclo básico y ciclo con intercambiador de calor interno (IXH). El banco de pruebas cuenta con una capacidad de calentamiento de 5.6 kW, un compresor de pistón rodante, dos intercambiadores de calor de placas soldadas de iguales dimensiones (condensador y evaporador), tres válvulas de expansión EEV y un intercambiador de calor interno, el cual se desvía utilizando válvulas para cambiar de configuración. Los resultados mostraron que, durante el ciclo básico, el refrigerante con mejor eficiencia fue el R1270, superando en un 2 % al R290. Además, se observó que la incorporación de un intercambiador de calor interno logra incrementar hasta en un 27.5 % la eficiencia, lo que

representa una mejora significativa en comparación con el ciclo básico. Sin embargo, estas mejoras son dependientes de la temperatura, ya que, al aumentar ésta, la capacidad de mejora del intercambiador de calor interno se reduce. El COP más alto obtenido fue de 6.6 durante el ciclo IXH utilizando R1270, mientras que, para el R290, alcanzó un valor cercano a 5.5.

Steinberg et al. (2024) evaluaron una bomba de calor que utiliza CO<sub>2</sub> para producir vapor de alta temperatura en una aplicación de la industria química, implementando un ciclo Brayton inverso transcrito que dispone de una turbina de expansión y un intercambiador de calor interno. El estudio se enfocó en la generación de vapor a presión media, un proceso termodinámico de mayor complejidad. Además, se aprovechó el calor residual de la planta química, lo que contribuyó a reducir el consumo eléctrico de la bomba de calor. Los resultados demostraron que el proceso con el COP más elevado genera el mayor número de horas de carga completa y los costos totales del sistema más reducidos, el cual se logró con una temperatura baja en el punto de presión.

Fingas et al. (2024) estudiaron de forma experimental un sistema de bomba de calor utilizando R290 basado en eyector aire-agua de 8kW en aplicaciones domésticas, analizando y comparando el rendimiento con dos dispositivos de expansión distintos: un eyector de dos fases y una válvula de estrangulamiento, utilizando un sistema de compresión de vapor para ambos modos de expansión. El banco de pruebas dispone de un compresor conectado a un inversor, un intercambiador de calor interno para la seguridad del compresor y dos intercambiadores de placas soldadas (condensador y evaporador). Como conclusión principal, se determinó que el uso de un eyector tenía el potencial de reemplazar por completo el sistema de válvula de expansión, ya que logró incrementar el COP en un 38.2% en comparación con el modo de expansión directa bajo condiciones similares de temperatura ambiental baja. Además, permite gestionar y reducir de una mejor forma la carga de refrigerante, operando en un extenso rango de temperaturas. El COP en el

modo eyector varió entre 2.6 y 3, en comparación con en el modo de expansión directa, donde estuvo en un rango de 1.9 a 2.7.

Juárez et al. (2021) estudiaron la viabilidad de usar propano (R290) en lugar de refrigerantes sintéticos comunes, como el R410A, en bombas de calor domésticas, buscando una opción más ecológica. En una primera etapa, se probó cómo funcionaba el sistema de bomba de calor sin realizar ajustes en su diseño para este nuevo fluido de trabajo. Luego, se analizaron distintas configuraciones del circuito, a través de pruebas teóricas y experimentales, para mejorar su eficiencia en condiciones diversas de calefacción. Gracias a los ajustes en el intercambiador de calor, se consiguió un incremento del 3.9% en la eficiencia del sistema, destacando al propano como una alternativa viable para reducir el impacto ambiental en aplicaciones de calefacción doméstica.

Oliveira et al. (2013) propusieron un modelo matemático junto con un análisis experimental para evaluar el rendimiento de un sistema de calefacción de agua que emplea CO<sub>2</sub> como refrigerante en un ciclo transcrito. La parte central de este estudio fue modelar el comportamiento del resfriador o condensador en un régimen transitorio y validar este modelo a través de pruebas experimentales. Los resultados revelaron que el modelo coincide adecuadamente con los datos de la literatura sobre transferencia de calor y pérdida de presión. Este tipo de análisis permite comprender mejor el comportamiento de los sistemas de calefacción basados en CO<sub>2</sub> y mejorar la precisión en sus predicciones de rendimiento.

Alonso et al. (2024) investigaron la implementación de una bomba de calor industrial de alta temperatura, que utiliza un ciclo Brayton inverso con CO<sub>2</sub> como refrigerante, para aprovechar el calor residual a baja temperatura (60-70 °C) en la producción de vapor. El sistema propuesto permite reducir el consumo de agua al eliminar la necesidad de torres de refrigeración y, además,

genera electricidad adicional al prescindir de una extracción en la turbina de cogeneración. Se analizaron dos escenarios de funcionamiento, obteniéndose un coeficiente de rendimiento (COP) máximo de 2.03 en las mejores condiciones. Este trabajo destaca la viabilidad técnica y económica de implementar este sistema de recuperación de calor en procesos industriales, favoreciendo tanto la sostenibilidad como el ahorro energético.

Humia et al. (2022) se centraron en el análisis de una bomba de calor que usa CO<sub>2</sub> como refrigerante y cuenta con un evaporador asistido por energía solar. Para maximizar su eficiencia, se desarrolló un modelo matemático que simula su funcionamiento en un ciclo transcrito. Durante las pruebas, se observó que el resfriador de gas contiene la mayor masa de refrigerante, un 45.7% del total, y que el sistema alcanza un COP de hasta 2.81 con irradiación solar y de 1.87 sin ella. Con estos resultados, se determinó que el equipo puede optimizar su rendimiento al operar con una carga de CO<sub>2</sub> de entre 620 y 655 gramos. Este estudio contribuye al diseño de sistemas de calefacción eficientes y sostenibles asistidos por energía solar.

Galván et al. (2008) estudiaron el uso de propano como refrigerante en sistemas de bomba de calor agua-agua, analizando cómo optimizar su rendimiento. Durante el desarrollo de varios prototipos, se realizaron pruebas para encontrar la carga de propano adecuada, concluyendo que una cantidad óptima cercana a los 500 gramos permite maximizar la eficiencia de la bomba bajo condiciones típicas de calefacción y refrigeración. Los resultados muestran que el propano permite obtener un rendimiento superior (COP) en comparación con otros refrigerantes como el R407C, resaltando sus ventajas termodinámicas y de transporte. Este trabajo evidencia el potencial de los hidrocarburos como refrigerantes eficientes y sostenibles en aplicaciones de climatización.

### **3. Marco metodológico**

En esta investigación se llevó a cabo un análisis comparativo del rendimiento energético y del impacto ambiental de una bomba de calor operando con R744 y en cascada con R600a y R290, en contraste con una caldera convencional.

La investigación se desarrolló considerando las condiciones ambientales de la ciudad de Bucaramanga, con el objetivo de simular el coeficiente de rendimiento (COP), el consumo energético y el impacto ambiental para cada sistema evaluado.

#### **3.1 Descripción del sistema en estudio**

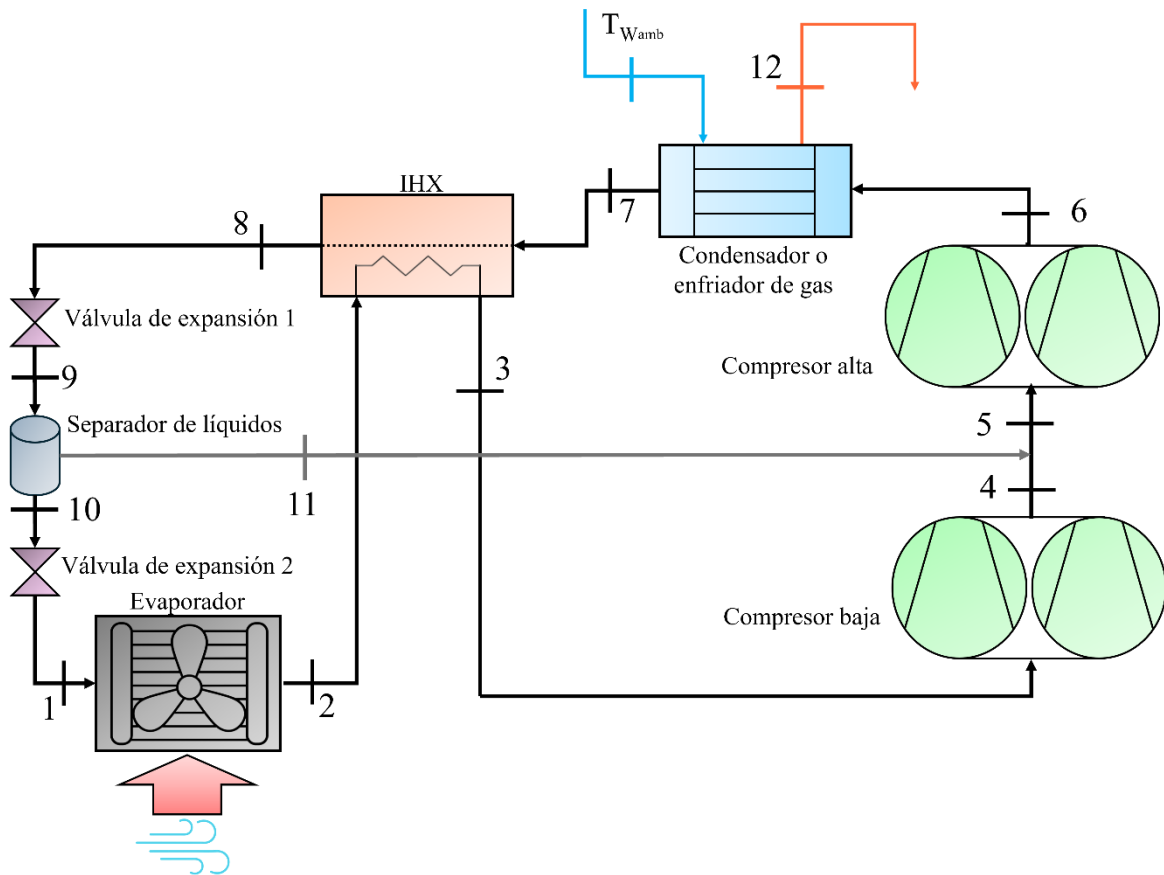
En esta sección se describen dos configuraciones del sistema de una bomba de calor: el modelo inicial y el modelo elegido. El modelo inicial representa una configuración que permite comprender el funcionamiento general del ciclo de la bomba de calor, a partir del análisis de este esquema, se identifican limitaciones y oportunidades de mejora, las cuales conducen al desarrollo del modelo seleccionado.

##### ***3.1.1 Modelo inicial .***

En la Figura 6 se presentan los componentes que conforman el sistema inicial de una bomba de calor de dos etapas de compresión (alta y baja), diseñada específicamente para la generación de vapor de agua.

**Figura 6**

*Sistema de bomba de calor inicial.*



**3.1.1.1 Funcionamiento del sistema.**

A continuación, se describe el funcionamiento de cada componente del sistema:

**Evaporador:** El fluido refrigerante pasa a través del evaporador, donde absorbe calor del ambiente exterior. El refrigerante en estado líquido se vaporiza en este proceso.

**Intercambiador de calor (IHX):** El refrigerante enfriado después del condensador pasa por el intercambiador de calor (IHX), donde se produce el intercambio térmico con el fluido, con el fin de darle calor al fluido de corriente fría 2-3.

**Compresor baja:** El compresor baja toma el vapor de refrigerante del intercambiador IHX y lo comprime, aumentando su presión y temperatura.

**Compresor alta:** El vapor que sale del compresor de baja se combina con el vapor del separador de fluidos, se dirige al compresor alto para continuar su compresión, elevando aún más la presión y la temperatura del refrigerante.

**Condensador:** En el condensador, el refrigerante se enfría y se condensa, liberando el calor absorbido hacia el agua.

**Válvula de expansión 1:** La válvula de expansión reduce la presión del refrigerante, lo que provoca una caída en su presión y temperatura, convirtiéndose en una mezcla de líquido y vapor.

**Separador de líquidos:** El separador de líquidos cumple su función al separar líquido de vapor, este vapor pasa a la entrada del compresor de alta mientras el líquido se dirige a la siguiente válvula.

**Válvula de expansión 2:** Finalmente, el refrigerante atraviesa la válvula de expansión, donde sufre una reducción de presión y temperatura, para ingresar nuevamente al evaporador.

### 3.1.1.2 Limitaciones del modelo y razones para su descarte.

**Temperatura de entrada del agua al condensador:** Se observó que, al ingresar el agua al condensador a una temperatura correspondiente al bulbo húmedo del ambiente, el agua no alcanza las condiciones necesarias para el cambio de fase. Esto se debe a que la carga térmica requerida para inducir dicho cambio de fase es demasiado elevada para las capacidades del sistema.

**Dos compresores en lugar de uno:** El sistema inicialmente consideraba la posibilidad de usar dos compresores, pero al intentar seleccionar un compresor adecuado para trabajar en el estado de alta presión, nos encontramos con que no había compresores disponibles para trabajar bajo temperaturas de evaporación altas. Esto resultó en un diseño poco práctico, por lo que se optó por usar un solo compresor.

Esta decisión permitió seleccionar un compresor más adecuado para las condiciones del sistema, mejorando la eficiencia y reduciendo el tamaño del equipo.

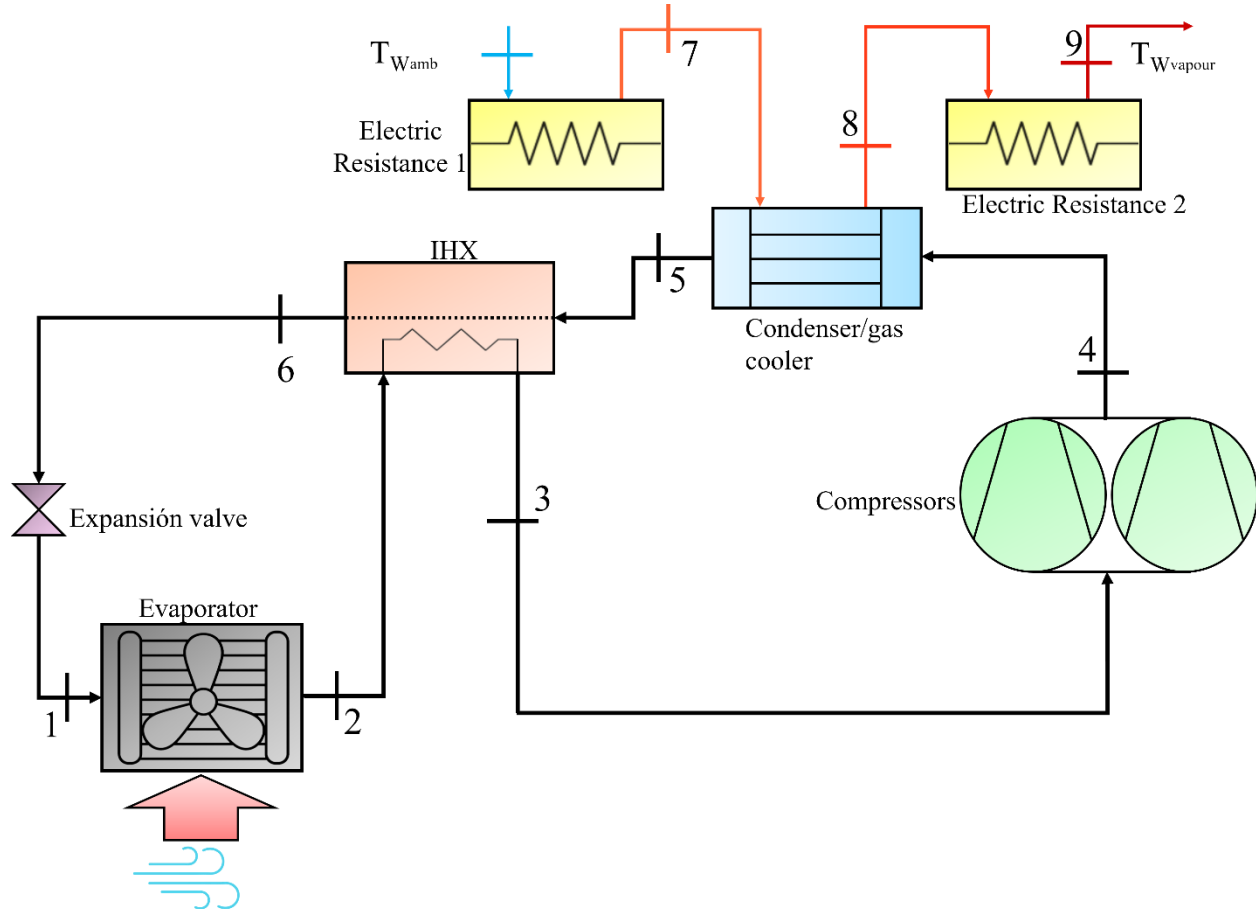
**Presión óptima de salida en el vapor del separador de fase:** En el sistema, el vapor entre el compresor de alta y baja se encontraba a una presión que no era la óptima para ambos compresores, debido a que al intentar encontrar una presión óptima entre 11 y 4, al modelarlo en EES (Engineering Equation Solver) el trabajo del compresor de baja aumentaba y el del compresor de alta disminuía o viceversa. Este comportamiento sugiere una posible falta de control preciso sobre el estado termodinámico del fluido en esa sección del ciclo e impide la convergencia adecuada del modelo. Además, al momento de analizar el sistema y buscar una presión óptima entre el compresor de baja y alta, la curva del COP mostraba que los puntos óptimos se encontraban en los extremos, donde se observaban sus valores máximos. Esto, en cada caso, solo favorecía a un compresor mientras perjudicaba al otro.

Estos problemas fueron decisivos para no seleccionar el sistema tal y como estaba planteado, ya que afectaban la eficiencia del ciclo y generaban inconsistencias en las simulaciones, lo que dificultaba la validación del diseño y no permitían alcanzar el cambio de fase en el agua.

3.1.2 Modelo utilizado.

Figura 7

Sistema de bomba de calor caso de estudio.



En la Figura 7 en el esquema corresponde a una bomba de calor aire-agua de compresión de vapor con integración de una resistencia eléctrica para el precalentamiento, una resistencia de recalentamiento, y un intercambiador de calor interno (IHX). El sistema es evaluado usando el refrigerante R744. En el caso del R290, durante el modelado con R290 se evidenció que no era posible validar el sistema debido a la limitación en la presión máxima de los compresores disponibles y a la temperatura de condensación máxima. Esta restricción impedía alcanzar las condiciones de temperatura y presión necesarias en el refrigerante para lograr el cambio de fase del agua. Por este motivo, se optó por desarrollar un modelo en cascada con propano (R290) e

isobutano (R600a) (ver Figura 8), lo cual permitió superar esta restricción técnica y continuar con la comparación.

A continuación, se detalla su funcionamiento por etapas:

**3.1.2.1 Etapa 1-2: Evaporación.** El refrigerante entra al evaporador luego de la válvula de expansión, en forma de mezcla líquido-vapor a baja presión y temperatura. En este componente, absorbe calor del aire ambiente, lo que provoca su evaporación. El refrigerante sale en el punto 2 ligeramente sobrecalentado.

**3.1.2.2 Etapa 2-3: Intercambiador de calor interno IHX.** El vapor pasa por la primera sección del intercambiador de calor (IHX), donde gana calor sensible por contacto térmico con el refrigerante más caliente que proviene del condensador. Es precalentamiento permite optimizar el ciclo y reduce el trabajo del compresor. El fluido sale del IHX en el punto 3 con mayor entalpía.

**3.1.2.3 Etapa 3-4: Compresión.** El refrigerante entra al compresor, donde se incrementan significativamente su presión y temperatura. A la salida (punto 4), el fluido se encuentra en estado de vapor sobrecalentado a alta presión, en condiciones para ceder calor en el siguiente paso del ciclo.

**3.1.2.4 Etapa 4-5: Condensación o enfriamiento de gas.** El vapor entra al condensador o enfriador de gas, donde cede calor al fluido de trabajo secundario (agua) se enfría el gas en el caso del refrigerante R744. Este calor se utiliza para la producción de vapor de agua. El sistema cuenta con resistencias eléctricas auxiliares (7 y 8) que se activan cuando es necesario elevar aún más la temperatura del fluido útil. El refrigerante sale del enfriador de gas (punto 5) para ser enviado al intercambiador IHX.

**3.1.2.5 Etapa 5-6: Enfriamiento en el IHX.** El refrigerante pasa nuevamente por el intercambiador de calor IHX, esta vez para ceder parte de su calor sensible al flujo de baja presión que viene desde el evaporador. Esto provoca un enfriamiento de gas para el R744, lo que incrementa la eficiencia energética del ciclo. El fluido sale en el punto 6 con menor temperatura.

**3.1.2.6 Etapa 6-1: Expansión.** Finalmente, el refrigerante pasa por la válvula de expansión, donde experimenta una caída brusca de presión y temperatura, transformándose en una mezcla bifásica lista para reingresar al evaporador. Así se completa el ciclo.

### **3.1.2.7 Circuito del agua – Calentamiento progresivo y generación de vapor.**

- Etapa A: Precarga térmica ( $T_{wamb} \rightarrow 7$ ).

El agua entra al sistema a temperatura ambiente y pasa por la primera resistencia eléctrica (punto 7). Esta etapa permite elevar su temperatura inicial a un nivel intermedio, preparándola para recibir el calor principal desde el condensador. Este precalentamiento garantiza una mejor transferencia en la siguiente etapa.

- Etapa B: Calentamiento principal ( $7 \rightarrow 8$ ).

El agua precalentada pasa por el condensador o enfriador de gas según el refrigerante usado, donde recibe el calor recuperado del refrigerante, idealmente alcanzando condiciones de vapor sobrecalentado, dependiendo de las condiciones de operación. En este proceso se debe asegurar una potencia térmica de 10 kW y un flujo másico de 14.1-14.5 kg/h.

- Etapa C: Respaldo térmico ( $8 \rightarrow 9$ ).

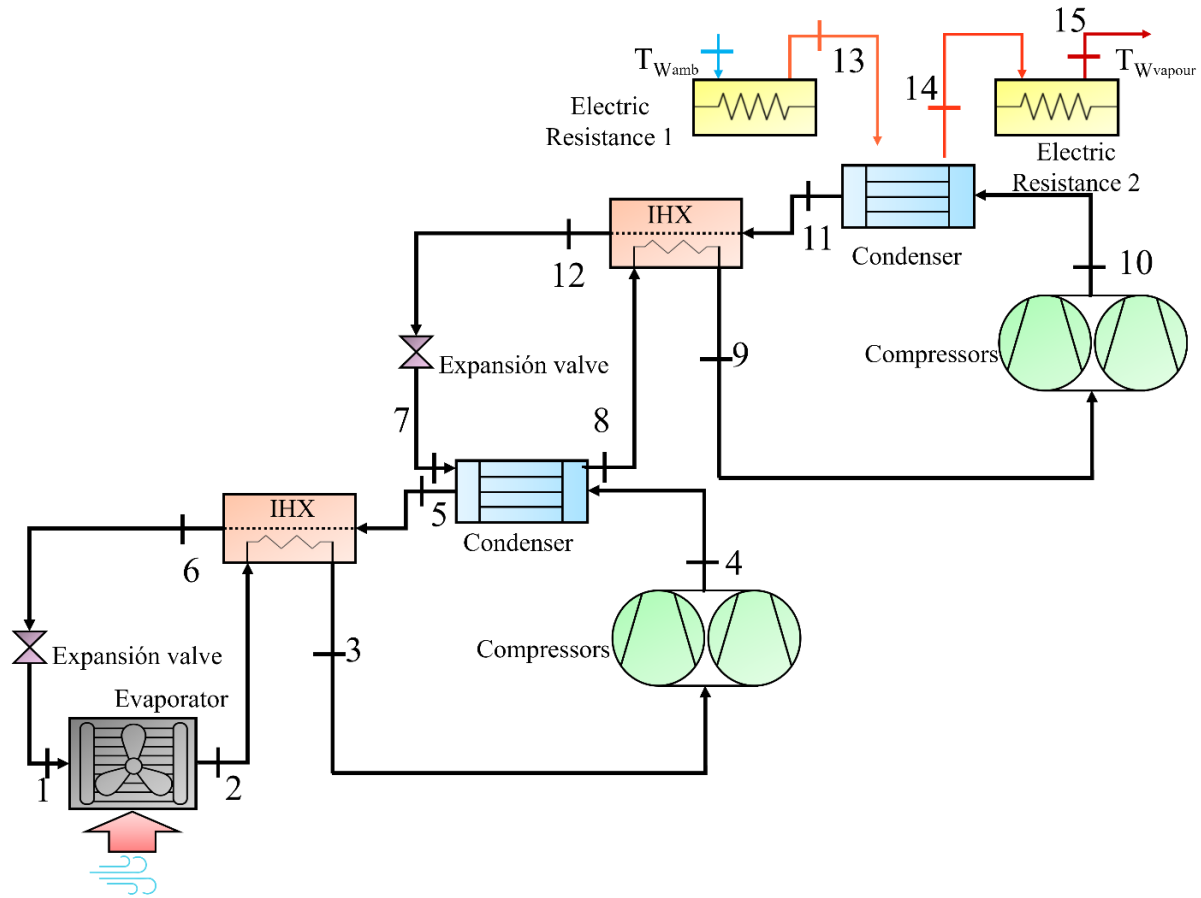
En caso de que la temperatura entregada por el condensador o enfriador de gas no sea suficiente para completar la temperatura requerida (después de 100 °C), entra en operación la segunda resistencia eléctrica (punto 8 a 9), cumpliendo así con el requerimiento térmico del proceso.

**3.2 Modelo en cascada**

A continuación, se observa el sistema cascada propuesto y utilizado para el R290+ R600a.

**Figura 8**

*Sistema de bomba de calor en cascada caso de estudio.*



En la Figura 8 el esquema corresponde a un sistema cascada de una bomba de calor aire-agua de compresión de vapor con integración de una resistencia eléctrica para el precalentamiento, una resistencia de recalentamiento, y dos intercambiadores de calor internos (IHX). El sistema es evaluado usando el refrigerante R290 y R600a.

A continuación, se detalla su funcionamiento por etapas:

**3.2.2.1 Etapa 1-2: Evaporación.** El refrigerante R290 entra al evaporador luego de la válvula de expansión, en forma de mezcla líquido-vapor a baja presión y temperatura. En este componente, absorbe calor del aire ambiente, lo que provoca su evaporación. El refrigerante sale en el punto 2 ligeramente sobrecalentado.

**3.2.2.2 Etapa 2-3: Intercambiador de calor interno IHX.** El vapor pasa por la primera sección del intercambiador de calor (IHX), donde gana calor sensible por contacto térmico con el refrigerante más caliente que proviene del condensador. Es precalentamiento permite optimizar el ciclo y reduce el trabajo del compresor. El fluido sale del IHX en el punto 3 con mayor entalpía.

**3.2.2.3 Etapa 3-4: Compresión.** El refrigerante entra al compresor, donde se incrementan significativamente su presión y temperatura. A la salida (punto 4), el fluido se encuentra en estado de vapor sobrecalentado a alta presión, en condiciones para ceder calor en el siguiente paso del ciclo.

**3.2.2.4 Etapa 4-5: Condensación.** El vapor entra al condensador o enfriador de gas, donde cede calor al fluido de trabajo secundario (R600a) y se condensa totalmente en el caso del ciclo con R290.

**3.2.2.5 Etapa 5-6: Enfriamiento en el IHX.** El refrigerante pasa nuevamente por el intercambiador de calor IHX, esta vez para ceder parte de su calor sensible al flujo de baja presión que viene desde el evaporador. Esto provoca un subenfriamiento del refrigerante antes de la expansión para el R290, lo que incrementa la eficiencia energética del ciclo. El fluido sale en el punto 6 con menor temperatura.

**3.2.2.6 Etapa 6-1: Expansión.** Finalmente, el refrigerante pasa por la válvula de expansión, donde experimenta una caída brusca de presión y temperatura, transformándose en una mezcla bifásica lista para reingresar al evaporador.

**3.2.2.7 Etapa 7-8: Calentamiento.** El refrigerante R600a entra al condensador luego de la válvula de expansión. En este componente el R600a absorbe calor del R290 para aumentar su temperatura. El refrigerante sale en el punto 8 ligeramente sobrecalentado.

**3.2.2.8 Etapa 8-9: Intercambiador de calor interno IHX.** El vapor pasa por la primera sección del intercambiador de calor (IHX), donde gana calor sensible por contacto térmico con el refrigerante más caliente que proviene del condensador. Es precalentamiento permite optimizar el ciclo y reduce el trabajo del compresor. El fluido sale del IHX en el punto 9 con mayor entalpía.

**3.2.2.9 Etapa 9-10: Compresión.** El refrigerante entra al compresor, donde se incrementan significativamente su presión y temperatura. A la salida (punto 10), el fluido se encuentra en estado de vapor sobrecalentado a alta presión, en condiciones para ceder calor en el siguiente paso del ciclo.

**3.2.2.10 Etapa 10-11: Condensación** El vapor entra al condensador, donde cede calor al fluido de trabajo secundario (agua) y se condensa totalmente en el caso del ciclo con R600a. Este calor se utiliza para la producción de vapor de agua. El sistema cuenta con resistencias eléctricas auxiliares (13 y 14) que se activan cuando es necesario elevar aún más la temperatura del fluido útil. El refrigerante sale del condensador (punto11) para ser enviado al intercambiador IHX.

**3.2.2.11 Etapa 11-12: Enfriamiento en el IHX.** El refrigerante pasa nuevamente por el intercambiador de calor IHX, esta vez para ceder parte de su calor sensible al flujo de baja presión que viene desde el evaporador. Esto provoca un subenfriamiento del refrigerante antes de la expansión para el R600a, lo que incrementa la eficiencia energética del ciclo. El fluido sale en el punto 6 con menor temperatura.

**3.2.2.12 Etapa 12-7: Expansión.** Finalmente, el refrigerante pasa por la válvula de expansión, donde experimenta una caída brusca de presión y temperatura, transformándose en una mezcla bifásica lista para reingresar al condensador.

**3.2.2.13 Circuito del agua – Calentamiento progresivo y generación de vapor.**

- Etapa A: Precarga térmica ( $T_{W_{amb}} \rightarrow 13$ ).

El agua entra al sistema a temperatura ambiente y pasa por la primera resistencia eléctrica (punto 13). Esta etapa permite elevar su temperatura inicial a un nivel intermedio, preparándola para recibir el calor principal desde el condensador. Este precalentamiento garantiza una mejor transferencia en la siguiente etapa.

- Etapa B: Calentamiento principal ( $13 \rightarrow 14$ ).

El agua precalentada pasa por el condensador o enfriador de gas según el refrigerante usado, donde recibe el calor recuperado del refrigerante, idealmente alcanzando condiciones de vapor sobrecalentado, dependiendo de las condiciones de operación. En este proceso se debe asegurar una potencia térmica de 10 kW y un flujo másico entre 14.1-14.5 kg/h.

- Etapa C: Respaldo térmico ( $14 \rightarrow 15$ ).

En caso de que la temperatura entregada por el condensador o enfriador de gas no sea suficiente para completar la temperatura requerida (después de 100 °C), entra en operación la segunda resistencia eléctrica (punto 14 a 15), cumpliendo así con el requerimiento térmico del proceso.

### 3.3 Consideraciones y condiciones de operación

A continuación, se detallan las suposiciones y aproximaciones consideradas en la configuración de los sistemas, con el propósito de simplificar la obtención de resultados. Para el desarrollo del modelo se consideraron las siguientes suposiciones:

- Los efectos de la energía potencial y la energía cinética a través de los componentes del sistema se consideran despreciables.
- Los efectos de la fricción a través de los componentes del sistema se desprecian.
- Las propiedades de los fluidos son constantes en cada punto de referencia.
- El proceso en la válvula de expansión se modela como isoentálpico.
- Se desprecia las caídas de presión en tuberías, accesorios, condensador y evaporador.
- Los componentes del sistema como tuberías y accesorios se consideran adiabáticos.
- El sistema opera bajo condiciones de flujo estable y régimen estacionario.
- Las características de intercambiador de calor interno, condensador y evaporador son iguales para cada simulación.
- El condensador o enfriador de gas del sistema se dimensiona para una capacidad térmica de 10 kW.
- Cada modelo se desarrolló considerando una temperatura mínima de salida de vapor de agua de 110 °C, en caso de que el sistema modelado no alcance esa temperatura se hace necesario usar la resistencia de sobrecalentamiento según corresponda.
- Se optó por una bomba de calor aire-agua, dado que se adapta adecuadamente a las condiciones ambientales de Bucaramanga.

Una vez establecidas las condiciones del sistema, se establecen los parámetros de entrada para cada simulación (Ver tablas 1 y 2) :

**Tabla 1**

*Parámetros de entrada simulación utilizando R744.*

<b>Parámetro</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Valor</b>
Potencia del enfriador de gas	$\dot{Q}_{GC}$	10 [kW]
Rango de temperatura ambiente	$T_{amb}$	19 °C - 34 °C
Temperatura entrada agua al precalentamiento	$T_{Wamb}$	16 °C - 31 °C
Temperatura del agua a la entrada del enfriador de gas	$T[7]$	48 °C
Efectividad IHX	$\epsilon_{IHX}$	0.9
Diferencia de temperatura entre $T_{amb}$ y $T_{Evap}$	$DT_{evap}$	10 °C

Para la temperatura del agua a la entrada del sistema se definió considerando la temperatura de bulbo húmedo del aire ambiente con una humedad relativa del 75 %, condición representativa de ambientes industriales húmedos o semicerrados.

Para el R744, la temperatura de salida del enfriador de gas se toma como la temperatura ambiente más una diferencia de 3 grados, según Tsamos, Ge, Santosa, y Tassou, (2017) esta diferencia de tres grados permite obtener las condiciones del refrigerante a la salida del enfriador de gas.

**Tabla 2**

*Parámetros de entrada simulación en cascada R600a+R290.*

Parámetro	Símbolo	Valor
Potencia del condensador R600a	$\dot{Q}_{\text{Cond}}$	10 [kW]
Rango de temperatura ambiente	$T_{\text{amb}}$	19 °C - 34 °C
Temperatura entrada agua al precalentamiento	$T_{\text{Wamb}}$	16 °C - 31 °C
Temperatura del agua a la entrada del condensador	$T[13]$	48 °C
Efectividad IHX R290	$\epsilon_{\text{IHx R290}}$	0.2
Efectividad IHX R600a	$\epsilon_{\text{IHx R600a}}$	0.5
Temperatura condensación R600a	$T_{\text{cond}}$	108 °C
Temperatura evaporación R600a	$T_{\text{evap}}$	35 °C
Diferencia de temperatura entre $T_{\text{amb}}$ y $T_{\text{Evap R290}}$	$DT_{\text{evapR290}}$	10 °C
Diferencia de temperatura entre $T_{\text{CondR290}}$ y $T_{\text{EvapR600a}}$	$DT_{\text{condCascada}}$	8 °C
Subenfriamiento condensador R290 y R600a	$DT_{\text{subc}}$	4 °C

La temperatura de evaporación y la presión de evaporación se obtuvo considerando una diferencia de temperatura respecto al ambiente de 10 °C para el R744 y el R290, mientras que para el R600a la diferencia de temperatura (Pinch point) entre la condensación del R290 y condensación del R600a se estableció en 8 °C. La temperatura de condensación para el R600a se fijó en 108 °C la cual está por debajo del límite de funcionamiento del compresor para este refrigerante.

Para el caso del modelo utilizando el R744 la efectividad mínima en el intercambiador IHX se encontró que debe ser de 0.78 asegurando que para el rango de temperatura ambiente dado se garantice el cambio de fase y obtención de vapor sobrecalentado a temperaturas más altas en la bomba de calor. Si no se asegura esta efectividad no se obtienen el cambio de fase. Por este motivo, se adoptó como criterio de diseño una efectividad de 0.9, lo que permite asegurar de manera confiable la vaporización completa del agua en el sistema.

En el ciclo en cascada se definió una efectividad de 0.2 para el R290 y de 0.5 para el R600a, dado que estas condiciones aseguran la evaporación y posterior sobrecalentamiento del R600a, alcanzando así los requerimientos necesarios para inducir el cambio de fase del agua.

Para el caso del R744 y la etapa del ciclo en cascada con R600a y R290, se estableció una temperatura de entrada del agua al condensador y al enfriador de gas de 48 °C, con el fin de garantizar el cambio de fase del agua a la salida del condensador, dentro del rango de temperaturas ambientales de Bucaramanga. Esta configuración de temperaturas también permite alcanzar rangos similares tanto en el flujo másico del agua, como en las temperaturas de salida del agua, en ambas configuraciones de la bomba de calor.

### 3.3 Balances de energía

En esta sección se presentan las ecuaciones empleadas en el desarrollo de los modelos termodinámicos implementados en EES, las cuales se derivan de los balances de energía y masa establecidos por primera ley de la termodinámica, aplicados a cada uno de los componentes que integran la bomba de calor. Estos se representan en la Figura 7 y Figura 8.

Resistencia eléctrica:

$$\dot{m}_{Win} * h_{Win} + \dot{W}_{elec} = \dot{m}_{Wout} * h_{Wout} \quad (1)$$

Evaporador:

$$\dot{m}_{in} * h_{in} + \dot{Q}_{Ev} = \dot{m}_{out} * h_{out} \quad (2)$$

Intercambiador de calor interno (IHX)

$$\dot{m}_{C,in} * h_{C,in} + \dot{Q}_{IHx} = \dot{m}_{C,out} * h_{C,out} \quad (3)$$

$$\dot{m}_{H,in} * h_{H,in} = \dot{m}_{H,out} * h_{H,out} + \dot{Q}_{IHx} \quad (4)$$

$$\varepsilon_{IHx} = \frac{T_{C,out} - T_{C,in}}{T_{H,in} - T_{C,in}} \quad (5)$$

Compresor (Potencia ideal):

$$\dot{m}_{in} * h_{in} + \dot{W}_{Comp,s} = \dot{m}_{out} * h_{out,s} \quad (6)$$

Compresor (Potencia real):

$$\dot{W}_{Comp} = \frac{\dot{W}_{Comp,s}}{\eta_{comp}} \quad (7)$$

Condensador o enfriador de gás:

$$\dot{m}_{in} * h_{in} = \dot{m}_{out} * h_{out} + \dot{Q}_{cond/GC} \quad (8)$$

Válvulas de expansión

$$\dot{m}_{in} * h_{in} = \dot{m}_{out} * h_{out} \quad (9)$$

$\dot{m}_W$  representa el flujo másico de agua y  $\dot{m}$  corresponde al flujo masico de refrigerante (R744/R290/R600a). Los subíndices “in” y “out” indican, respectivamente, las condiciones de entrada y salida de cada componente del sistema.  $h_W$  corresponde a la entalpia específica del agua, mientras que  $h$  es la entalpia específica del refrigerante.

$\dot{Q}_{Ev}$  es el flujo de calor extraído del aire por el evaporador,  $\dot{Q}_{IHX}$  y  $\epsilon_{IHX}$  indican el flujo de calor y la efectividad del intercambiador de calor interno, los subíndices “C, in” y “C, out” corresponden a refrigerante frio de entrada y refrigerante frio de salida y los subíndices “H, in” y “H, out” corresponden a refrigerante caliente de entrada y refrigerante frio de salida en el IHX.

$\dot{W}_{elec}$  corresponde a la energía consumida por la resistencia eléctrica  $\dot{W}_{Comp,s}$  es la potencia ideal en el compresor y  $h_{out,s}$  es su entalpia de salida ideal,  $\eta_{comp}$  es la eficiencia del compresor y  $\dot{W}_{Comp}$  es la potencia real del compresor.

$\dot{Q}_{cond/GC}$  representa el flujo de calor entregado al agua por el condensador o enfriador de gas, los subíndices “W, in” y “W, out” corresponden a agua de entrada y agua de salida.

El coeficiente de rendimiento (COP) de una bomba de calor se determina mediante la siguiente expresión:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Cond/GC}}{\dot{W}_{Comp}} \quad (10)$$

Donde  $\dot{Q}_{Cond/GC}$  es la potencia térmica entregada en el condensador o enfriador de gas y  $\dot{W}_{Comp}$  es la potencia consumida por el compresor o compresores.

Para realizar la validación del sistema, se emplea la relación de presiones definida por la siguiente expresión:

$$Rp = \frac{P_H}{P_L} \quad (11)$$

Donde  $P_H$  corresponde a la presión de alta, generada por el compresor y  $P_L$  corresponde a la presión de baja del sistema.

### 3.4 Caldera seleccionada de 10 kW

La caldera seleccionada como referencia fue de la marca Ghindini, referencia Maxi 24, de acuerdo con la información proporcionada por su catálogo. Este equipo es un generador de vapor automático y eléctrico que está disponible en potencias de 6 a 22 kW y ofrece una presión de vapor de 1 a 7 bar. La caldera puede ser alimentada directamente de la red de agua o de un depósito de acero inoxidable, y su presión de ejercicio varía entre 1 y 7 bar. El flujo másico de agua también se encuentra especificado en el catálogo, con una producción de vapor que varía entre 6 y 29.7 kg/h dependiendo de la configuración de resistencias seleccionada (1 o 2 grupos de resistencias). (GHINDINI, 2025)

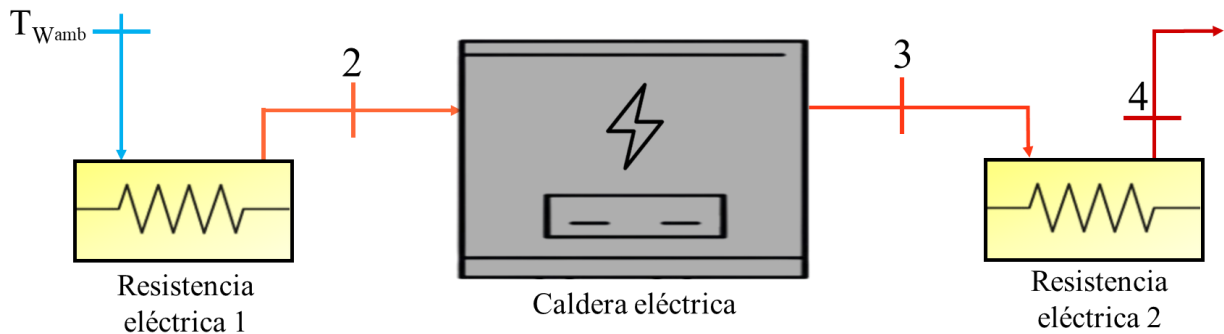
Los datos del fabricante no suministraban la eficiencia de la caldera, sin embargo, se encontró en los datos presentados por el catálogo CERTUSS una tabla de capacidades de rendimiento para las calderas de la misma capacidad con lo cual se pudo realizar una estimación

de la eficiencia promedio del equipo. Esta eficiencia se calculó como el cociente entre la potencia calorífica entregada (salida útil) y la potencia eléctrica suministrada (entrada). Por ejemplo, para el modelo E-MX 10, la potencia térmica es de 8 kW y la potencia eléctrica consumida es de 8.7 kW, lo que arroja una eficiencia de aproximadamente 91.95 %. Para el modelo E-MX 20, la potencia térmica es de 16 kW y la potencia eléctrica suministrada es de 16.7 kW, resultando en una eficiencia de alrededor del 95.81 %. Promediando ambos valores, se obtiene una eficiencia media de aproximadamente 93.88 %, lo cual indica un buen desempeño energético de estas calderas dentro de su rango de operación. Esta eficiencia es clave para evaluar su viabilidad en proyectos que buscan optimizar el uso de energía en procesos térmicos. (CERTUSS, 2025)

### 3.5 Modelo caldera

**Figura 9**

*Sistema caldera eléctrica para la validación del modelo.*



El modelo mostrado en la Figura 9 corresponde a una línea de producción de vapor de agua a base de una caldera eléctrica, como consideración consta de dos resistencias eléctrica, una de precalentamiento y otra de sobrecalentamiento con el fin de obtener una comparación lo más equitativa posible en la obtención de resultados.

### ***3.5.1 Pre calentamiento del agua.***

El agua ingresa a temperatura ambiente y es inicialmente calentado por una resistencia eléctrica, elevando su temperatura antes de entrar a la caldera. Se consideró elevar la temperatura del agua de entrada a 48 °C, como en el caso del modelo utilizando R744, siendo estas las condiciones más favorables en la obtención del rango de temperaturas de salida de vapor de agua y en el consumo energético.

### ***3.5.2 Calentamiento en la caldera.***

Dentro de la caldera eléctrica, las resistencias eléctricas internas convierten la energía eléctrica en calor sensible que es transferida al agua, aumentando significativamente la temperatura del agua y permitiendo que alcance su punto de ebullición.

### ***3.5.3 Sobrecalentamiento del vapor de agua.***

Una vez el agua ha sido vaporizada, atraviesa una segunda resistencia eléctrica con el objetivo de elevar aún más su temperatura, alcanzando así las condiciones de vapor sobrecalentado. Este sobrecalentamiento permite ajustar la temperatura del vapor de acuerdo con los requerimientos específicos del proceso industrial en el que será utilizado.

## **3.6 Ecuaciones y balances de energía caldera**

En esta sección se presentan las ecuaciones empleadas en el desarrollo de los modelos termodinámicos implementados en EES, las cuales se derivan de los balances de energía y masa establecidos por primera ley de la termodinámica, aplicados a cada uno de los componentes que integran el sistema empleado para la caldera.

Caldera eléctrica:

$$\dot{m}_{win} * h_{win} + \dot{Q}_{caldera} = \dot{m}_{wout} * h_{wout} \quad (12)$$

Eficiencia caldera:

$$\eta_{caldera} = \frac{\dot{Q}_{caldera}}{\dot{W}_{caldera}} \quad (13)$$

Donde  $\dot{Q}_{caldera}$  corresponde al flujo de calor transferido al agua por la caldera,  $\eta_{caldera}$  es la eficiencia de la caldera, la cual se obtiene de un catálogo,  $\dot{W}_{caldera}$  corresponde a la energía consumida por la caldera.

### 3.7 Impacto ambiental

Para evaluar el impacto ambiental, es fundamental calcular el Impacto de Calentamiento Equivalente Total (TEWI), que integra tanto las emisiones directas de CO<sub>2</sub> generadas por fugas de refrigerante durante la vida útil del equipo y las emisiones indirectas asociadas al consumo de energía del sistema para operar el equipo. TEWI es una metodología utilizada para calcular las emisiones de gases de efecto invernadero asociadas a aplicaciones específicas, como los sistemas de aire acondicionado o de refrigeración, basándose en una serie de supuestos relacionados los patrones de uso, las propiedades del refrigerante, las características de la generación de electricidad y el rendimiento del equipo. (The Australian Institute of Refrigeration [AIRAH], 2012)

Para determinar el valor de TEWI se utiliza la siguiente relación matemática:

$$TEWI = DGW + IGW \quad (14)$$

Donde **DGW** representas las emisiones directas expresadas como:

$$DGW = [GWP * L_{anual} * m * n] + [GWP * m * (1 - \alpha_{recuperación})] \quad (15)$$

Siendo **IGW** las emisiones indirectas, determinadas mediante:

$$IGW = [E_{anual} * \beta * n] \quad (16)$$

Remplazando la ecuación 17 y 18 en la ecuación 16 se obtiene:

$$TEWI = [GWP * L_{anual} * m * n] + [GWP * m * (1 - \alpha_{recuperación})] + [E_{anual} * \beta * n] \quad (17)$$

Donde:

- GWP representa el potencial de calentamiento global del refrigerante en comparación con el CO<sub>2</sub>.
- L<sub>anual</sub> corresponde a la tasa de fuga anual del refrigerante, expresada en kilogramos (kg).
- n indica la vida útil del sistema en años.
- m es la carga total de refrigerante en el sistema, medida en kilogramos (kg).
- $\alpha_{\text{recuperación}}$  es el factor de recuperación del refrigerante, que varía entre 0 y 1.
- E<sub>anual</sub> denota el consumo de energía anual del sistema, expresado en kilovatios-hora (kWh).
- $\beta$  es el factor de emisión indirecta, que representa los kilogramos de CO<sub>2</sub> emitidos por cada kWh consumido.

### 3.7.1 Valores asumidos y referencias.

El valor del factor  $\beta$  se obtuvo a partir de la información publicada por XM, entidad encargada de operar el Sistema Interconectado Nacional y de administrar el Mercado de Energía Mayorista en Colombia. En su portal web, XM presenta un estudio correspondiente al año 2022, en el cual se analiza la cantidad de dióxido de carbono emitida como resultado de la generación de la electricidad consumida en el país. El valor de  $\beta$  representa un promedio ponderado que refleja el impacto de todas las fuentes de generación eléctrica utilizadas a nivel nacional.

$$\beta = 0.112378 \left[ \frac{kgCO_2}{kWh} \right]$$

El factor de fugas considerado en esta investigación se asumió como el 15% (Au, 2012). el n se establece por 10 años, para el  $\alpha_{\text{recuperación}}$  se fijó en 0.95. (Au, 2012; Tsamos et al., 2017)

Para el caso de las cargas de refrigerante de R744 se tomó un valor de 1.5 [kg/kW de enfriamiento], valor recomendado por (Lorentzen, 1994)

Para el R290 se consideró una carga de refrigerante de 1 [kg/kW de enfriamiento], valor recomendado por la literatura para sistemas de estas características (IEA, 2012).

Rangos de operación entre 0.05 y 0.10 kg/kW para el caso de R290, para el R744 los rangos encontrados en la literatura oscilan entre 1.5 y 3.0 kg al ser una bomba de calor de una capacidad de 10 kW estos rangos se multiplican para la cantidad.(IEA, 2012)

Para el R600a los valores encontrados en la literatura se encontró valores entre 0.5 y 0.15 kg/kW. (Lee y Su, 2002)

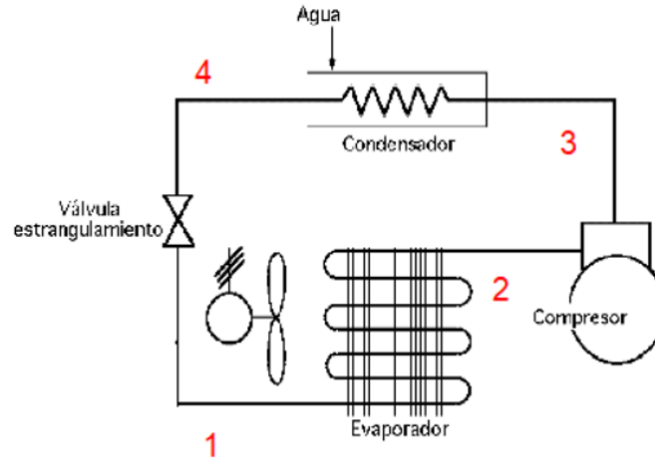
En el caso de la caldera, esta solo tiene impacto ambiental indirecto debido al consumo de energía eléctrica considerando una eficiencia de conversión de energía del 93.8%.(CERTUSS, 2025)

### **3.8 Detalles para la validación del modelo**

Para obtener las correlaciones del comportamiento de los compresores, se utilizó como referencia el sistema representado en la Figura 10, correspondiente a una bomba de calor con sus componentes básicos. Dicho sistema fue modelado en el software Engineering Equation Solver (EES) al cual se le incorporaron los datos de rendimiento extraídos del catálogo técnico del compresor. El objetivo fue correlacionar la eficiencia de cada compresor en función de las condiciones de operación. En el caso del compresor transcrito, adicionalmente se correlaciono la presión de salida del enfriador de gas.

#### **Figura 10**

*Modelo base de bomba de calor.*



*Nota.* Adaptado de *Un poco de teoría: Etapas del Ciclo de Refrigeración*, por Kosner, 2016, <https://www.kosner.es/ciclo-de-refrigeracion/>

### 3.8.1 Compresor R744.

El modelo seleccionado fue el HGX12/20-4 SH CO2 T, como se ve en la Tabla 3 el compresor opera con un límite de presión cercano a los 128 bares, una temperatura de evaporación máxima de 20.1 °C y una temperatura máxima de salida del enfriador de gas 50°C. Está diseñado para su uso en bombas de calor que entregan una potencia térmica en un rango de 7.94 kW a 12.5 kW.

**Tabla 3**

*Rangos de operación del compresor transcrito R744.*

Condiciones de operaciones del compresor transcrito R744		
Parámetro	Valor Min	Valor Max
$T_{\text{evap}}$ [°C]	5.1	20.1
Presión salida compresor [kPa]	7200	12700
$T_{\text{GC,out}}$ [°C]	30	50
Calor heat pump [kW]	7.94	12.5
Consumo energético [kW]	1.3	3.47

A partir del compresor seleccionado, se extrajeron los datos de rendimiento con el objetivo de establecer las correlaciones que permitan estimar la eficiencia del compresor y la presión de

salida del enfriador de gas. El compresor seleccionado para el diseño del sistema corresponde a un compresor reciprocante de dos cilindros, semihérmético, equipado con un motor eléctrico integrado de forma hermética en una carcasa de una sola sección. Esta configuración ofrece una combinación adecuada entre eficiencia, confiabilidad y facilidad de mantenimiento.(BOCK VAP, 2025)

**3.8.2 Compresor R290.**

Se intentó seleccionar un compresor que cumpliera con los parámetros de diseño establecidos, particularmente en cuanto a las temperaturas de evaporación y de salida del condensador. Sin embargo, se evidenció que no existía un equipo que coincidiera exactamente con dichas especificaciones. Por este motivo, se seleccionó el compresor modelo HG44e/475-4 S HC, el cual se ajusta adecuadamente a los requerimientos del sistema. Según lo indicado en la Tabla 4, este compresor es apto para operar en bombas de calor que entregan una potencia térmica hasta 74. kW. Además, admite una temperatura de evaporación máxima de 35 °C, una temperatura máxima de salida del condensador de 70 °C y puede trabajar con una presión máxima de operación de 26 bares.

**Tabla 4**

*Rangos de operación del compresor subcrítico R290.*

Condiciones de operaciones del compresor subcrítico R290		
Parámetro	Valor Min	Valor Max
T <sub>evap</sub> [°C]	0	35
T <sub>cond,out</sub> [°C]	20	70
Presión salida compresor [kPa]	836.6	2587
Calor heat pump [kW]	26.4	74.3
Consumo energético [kW]	4.75	12.5

A partir del compresor seleccionado, se extrajeron los datos de rendimiento con el objetivo de establecer las correlaciones que permitan estimar la eficiencia del compresor. El compresor

utilizado en este sistema es un compresor reciprocante de cuatro cilindros, semihérmético, con un motor de accionamiento eléctricamente integrado dentro de una carcasa de una sola sección. Esta configuración proporciona una capacidad de compresión superior y un mayor caudal volumétrico en comparación con opciones de menor cilindrada, lo cual es especialmente beneficioso en aplicaciones que requieren alta potencia térmica.(BOCK VAP, 2025)

**3.8.3 Compresor R600a.**

Se buscó un compresor que se ajustara a los parámetros de diseño establecidos; no obstante, se evidencia que ningún equipo disponible cumplía exactamente con dichas especificaciones. En consecuencia, se seleccionó un compresor de mayor capacidad, el modelo HG66e/1340-4 HC. Tal como se muestra en la Tabla 5, este compresor es adecuado para su aplicación en bombas de calor, con un rango de potencia térmica entregada hasta 111 kW, una temperatura máxima de evaporación de 35 °C, una temperatura máxima de condensación de 110 °C y una presión máxima de descarga de 3200 kPa.

**Tabla 5**

*Rangos de operación del compresor subcrítico R600a.*

Condiciones de operaciones del compresor subcrítico R600a		
Parámetro	Valor Min	Valor Max
T <sub>evap</sub> [°C]	-10	35
T <sub>cond,out</sub> [°C]	20	120
Presión salida compresor [kPa]	-	3200
Calor heat pump [kW]	12.8	111
Consumo energético [kW]	7.68	23.8

A partir del compresor seleccionado se recopilaron los datos de rendimiento para correlacionar la eficiencia. El equipo corresponde a un compresor reciprocante semihérmético de émbolo oscilante y seis cilindros, cuyo diseño integrado garantiza una mayor capacidad de

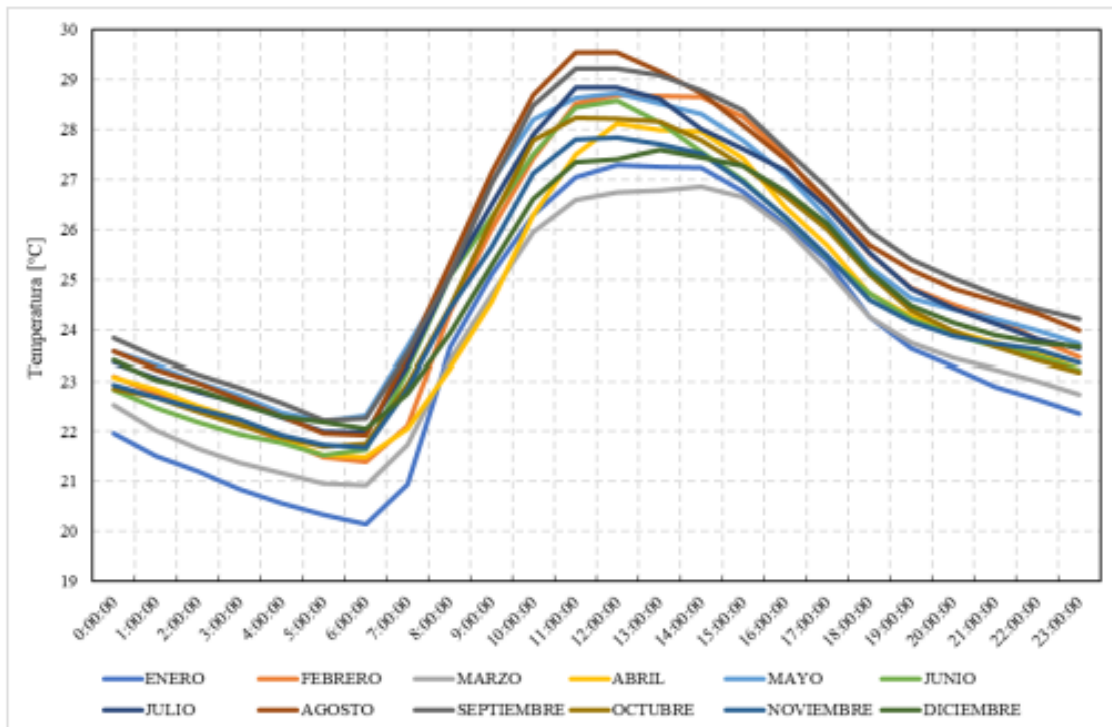
compresión y caudal volumétrico, características favorables en aplicaciones de elevada demanda térmica. (BOCK VAP, 2025)

### 3.9 Condiciones ambientales de Bucaramanga

Para las condiciones ambientales de la ciudad de Bucaramanga los datos se recolectaron de la Universidad Industrial de Santander, de una estación meteorológica situada allí, estas medidas se tomaron cada 10 min a lo largo de las 24 horas del día durante todo el año del 2023, 1 de enero hasta 31 de diciembre del mismo año. Acá se tomaron valores de bulbo seco y humedad absoluta. A continuación, la Figura 11 presenta el perfil de temperatura de la ciudad de Bucaramanga. (Vergara y Aranda, 2024)

**Figura 11**

*Perfil de temperatura de la ciudad de Bucaramanga.*



*Nota.* La figura muestra el perfil de temperatura en la ciudad de Bucaramanga. Adaptado de *Evaluación Técnica y Ambiental de Sistemas de Refrigeración por Compresión Mecánica Tipo*

*Booster Utilizando CO2 como Refrigerante Natural en la Ciudad de Bucaramanga*, por Vergara y Aranda, 2024.

En la Tabla 6 se seleccionaron las 3 temperaturas con más frecuencia al año, 23 °C fue aproximadamente la temperatura más frecuente para el 2023 con una frecuencia de 1344.89 horas al año, seguido de 24 °C con 1282.99 horas al año y por último 25 °C con una frecuencia de 1079.47 horas. Los datos presentados se utilizarán para estimar el efecto en el rendimiento y el consumo de energía de los sistemas seleccionados. (Vergara y Aranda, 2024)

**Tabla 6**

*Datos y frecuencia de temperatura ambiente.*

<b>T_amb</b>	<b># Data</b>	<b># hrs/year</b>	<b>% time</b>
19	31	6.13	0.07%
20	615	121.63	1.39%
21	1898	375.38	4.29%
22	4711	931.73	10.64%
23	6800	1344.89	15.35%
24	6487	1282.99	14.65%
25	5458	1079.47	12.32%
26	4359	862.12	9.84%
27	3625	716.95	8.18%
28	3363	665.13	7.59%
29	3150	623.00	7.11%
30	2234	414.84	5.04%
31	1099	217.36	2.48%
32	402	79.51	0.91%
33	55	10.88	0.12%
34	5	0.99	0.01%
<b>Total</b>	<b>44292</b>	<b>8760.0</b>	<b>100%</b>

Nota: en la Tabla 6 se logra evidenciar el número de horas al año que se presenta cada temperatura y el número de datos que hay de la misma al año. Adaptado de *Evaluación Técnica y Ambiental de Sistemas de Refrigeración por Compresión Mecánica Tipo Booster Utilizando CO2 como Refrigerante Natural en la Ciudad de Bucaramanga*, por Vergara y Aranda, 2024.

### 4. Resultados y discusión

#### 4.1 Validación del modelo

La Tabla 7 muestra las expresiones que permiten calcular la eficiencia de los compresores en función de la relación de presiones (Rp) y de la temperatura de entrada del refrigerante al compresor (T<sub>Comp(in)</sub>). Se consideran tres compresores obtenidos de Danfoss, cada uno asociado a un refrigerante específico: R744, que opera en condiciones transcríticas; R290, en condiciones subcríticas; y R600a, también en condiciones subcríticas.

**Tabla 7**

*Eficiencia global de los compresores.*

Compresor	Refrigerante	Condición	Eficiencia global del modelo
HGX12/20-4 SH CO2 T	R744	Transcrítico	$\eta_{global} = 1.02164130E^{-1} + 3.33925593E^{-1} * Rp - 6.43465710E^{-2} * Rp^2 + 6.33186438E^{-3} * T_{Comp(in)} + 3.74504952E^{-5} * T_{Comp(in)}^2$
HG44e/475-4 S HC	R290	Subcrítico	$\eta_{global} = 4.76917303E^{-1} + 1.21951217E^{-1} * Rp - 1.37740609E^{-2} * Rp^2 + 4.47964767E^{-3} * T_{Comp(in)} - 1.48279222E^{-4} * T_{Comp(in)}^2$
HG66e/1340-4 HC	R600a	Subcrítico	$\eta_{global} = 3.14082041E^{-1} + 1.14891488E^{-2} * T_{Comp(in)} - 1.66626332E^{-4} * T_{Comp(in)}^2 + 9.44160742E^{-2} * Rp_{R600a} - 4.77579948E^{-3} * Rp_{R600a}^2$

Estas ecuaciones permiten evaluar el comportamiento de cada compresor bajo diferentes condiciones operativas, y son fundamentales para validar el modelo propuesto.

$$P_{GC(out)} = -6.92142857E^2 + 2.72642857E^2 * T_{GC(out)} - 2.14285714E^{-1} * T_{GC(out)}^2 \quad (18)$$

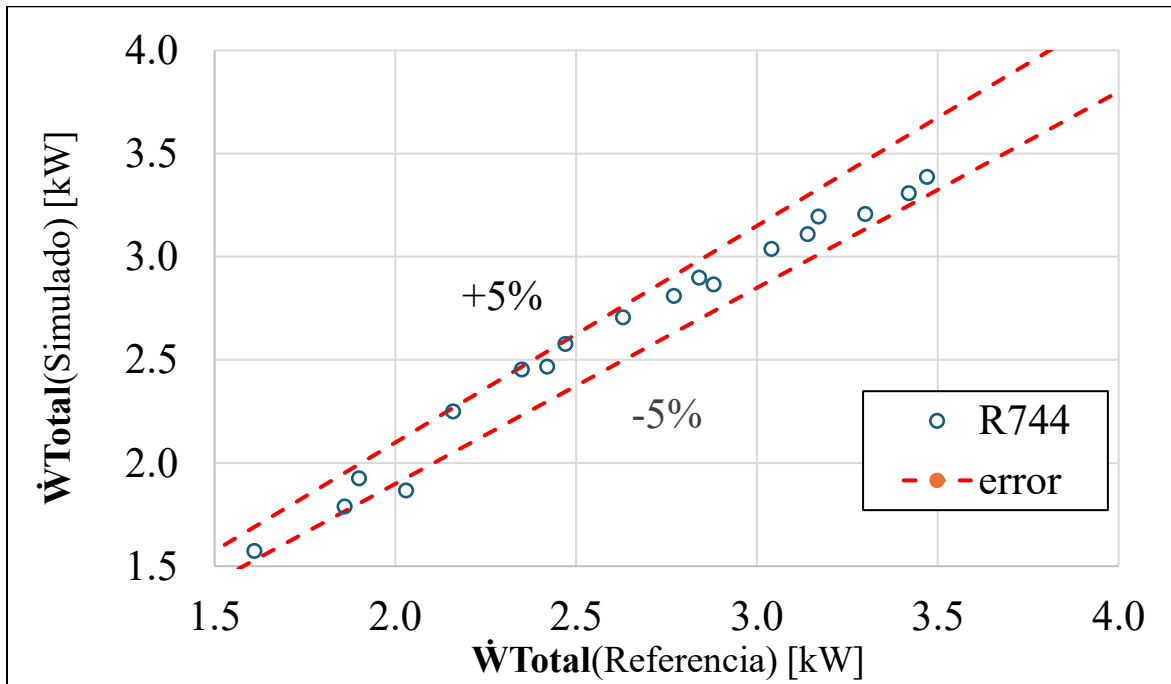
La ecuación 19 permite estimar la presión a la salida del enfriador de gas (P<sub>GC(out)</sub>) en función de la temperatura de salida del enfriador de gas (T<sub>GC(out)</sub>), para el refrigerante R744. Lo anterior se obtuvo a partir de las condiciones de operación dadas por el fabricante.

**4.1.1 Validación del modelo utilizando R744.**

En la Figura 12 se presenta la comparación entre la potencia total simulada y la potencia total de referencia, dado por las condiciones de operación del compresor transcrito para el refrigerante natural R744.

**Figura 12**

*Desviación del consumo total ( $\dot{W}_{Total}$ ) de la bomba de calor con respecto a la literatura R744.*



Como se puede observar, la mayoría de los puntos se encuentran dentro del margen de  $\pm 5\%$  de error, lo que indica que el modelo tiene una buena capacidad predictiva; es decir, que los valores simulados se aproximan con alta precisión a los valores de referencia.

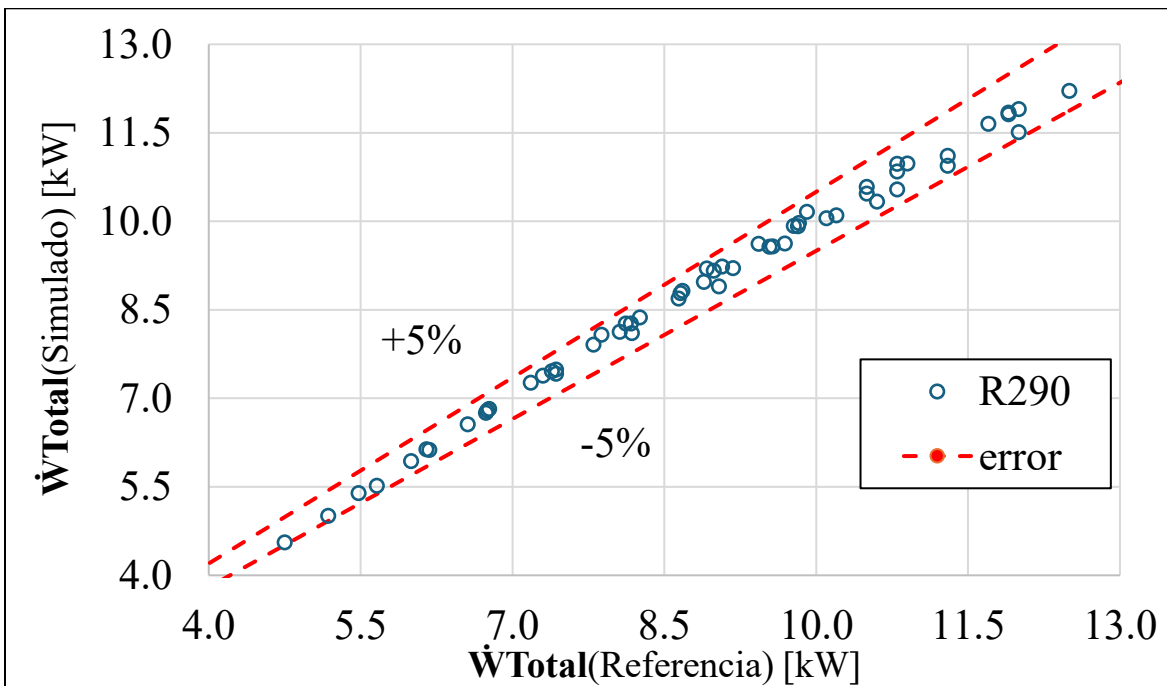
Este comportamiento valida las correlaciones utilizadas en el modelo, especialmente la ecuación de eficiencia del compresor, la cual fue implementada en modelo de la bomba de calor que opera con R744 en el software EES para calcular el trabajo real del compresor, demostrando que los valores simulados reproducen adecuadamente el comportamiento del sistema real.

**4.1.2 Validación del modelo utilizando R290.**

La Figura 13 se presenta la comparación entre la potencia total simulada y la potencia total de referencia, dado por las condiciones de operación del compresor subcrítico para el refrigerante R290.

**Figura 13**

*Desviación del consumo total ( $\dot{W}_{Total}$ ) de la bomba de calor con respecto a la literatura R290.*



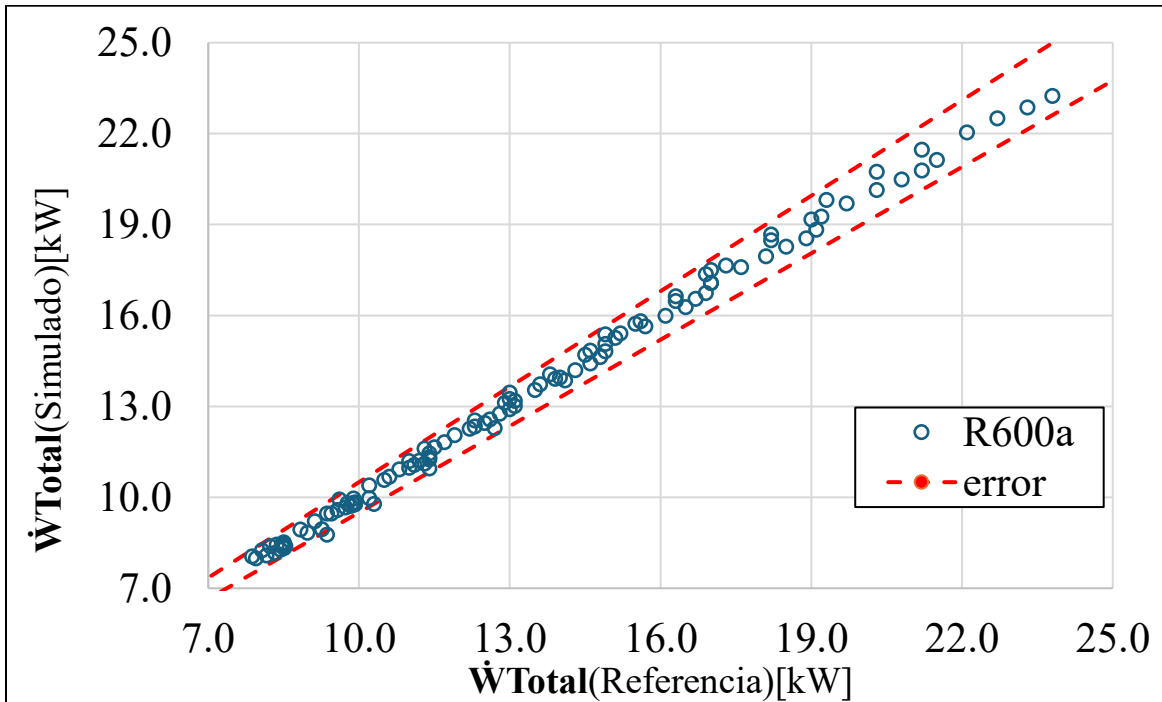
Como se aprecia, la disposición de los puntos dentro del rango de  $\pm 5\%$  de error evidencia que el modelo proporciona resultados consistentes y confiables. Este comportamiento en el modelo indica que las variables consideradas en la correlación de la eficiencia del compresor en función de la relación de presiones y la temperatura de entrada al compresor correspondientes al ciclo en cascada operando con R290 son adecuadas para validar dicha eficiencia, por lo tanto, el buen ajuste entre la simulación y datos reales respalda la aplicabilidad del modelo para sistemas de bombas de calor.

**4.1.3 Validación del modelo utilizando R600a**

La Figura 14 se presenta la comparación entre la potencia total simulada y la potencia total de referencia, dado por las condiciones de operación del compresor para el refrigerante R600a.

**Figura 14**

*Desviación del consumo total ( $\dot{W}_{Total}$ ) de la bomba de calor con respecto a la literatura R600a.*



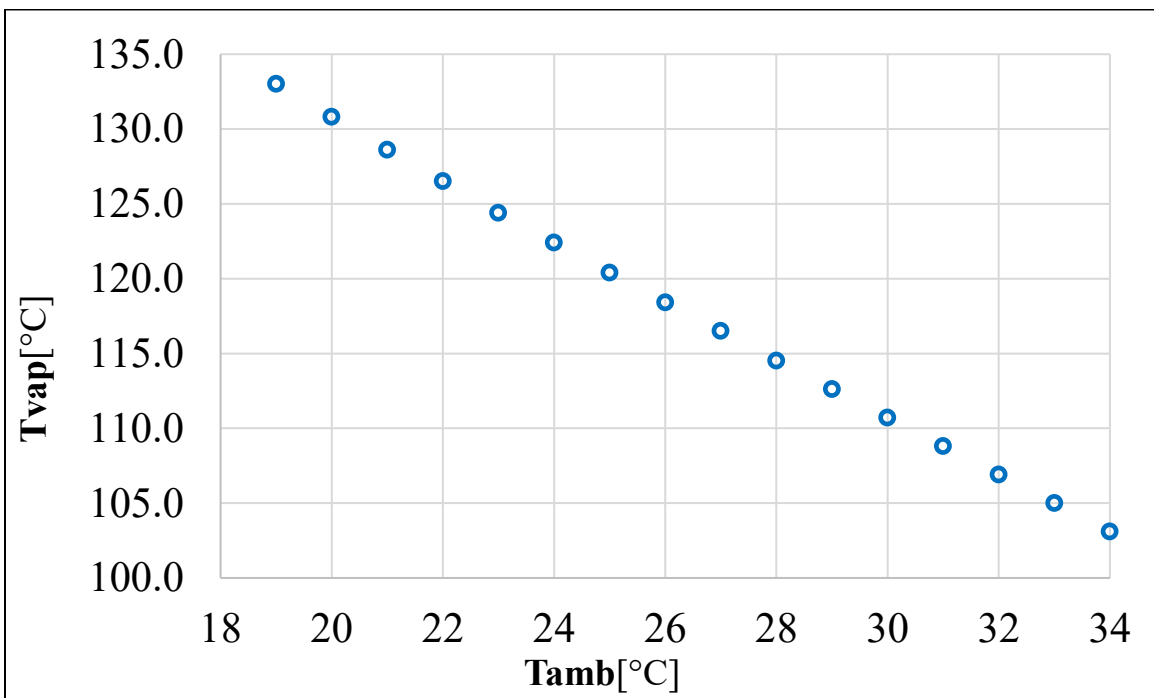
Como se aprecia, la distribución de los puntos dentro del margen de error de  $\pm 5\%$  demuestra que el modelo ofrece resultados fiables y coherentes. Este comportamiento refleja que las variables empleadas en la correlación de la eficiencia del compresor, en función de la relación de presiones y la temperatura de entrada al compresor correspondientes al ciclo en cascada operando con R600a, son apropiadas para su validación. En consecuencia, la concordancia obtenida entre la simulación y los datos experimentales respalda la pertinencia del modelo en la evaluación de sistemas de bombas de calor.

**4.2 Efecto de la temperatura ambiente sobre la temperatura de vapor de agua, Consumo de energía y COP**

En estos sistemas, únicamente en la gráfica de  $T_{vap}$  en función de la temperatura ambiente  $T_{amb}$  no se contempla el efecto del sobrecalentamiento generado por la resistencia 2. Es decir,  $T_{vap}$  representa exclusivamente la temperatura de vapor del agua a la salida de la bomba de calor, antes de iniciar el proceso de sobrecalentamiento.

**Figura 15**

*Comportamiento de la  $T_{vap}$  vs  $T_{amb}$ .*



La Figura 15 muestra cómo varía la temperatura del vapor del agua ( $T_{vap}$ ), en función de la temperatura ambiente ( $T_{amb}$ ) para tres sistemas; bomba de calor operando con R744, bomba de calor operando en cascada con R600a+R290 y una caldera. Para los modelos de bomba de calor se fijó una temperatura constante de 48°C del agua a la salida de la resistencia de precalentamiento, considerando deltas de temperatura constantes en el condensador y enfriador de gas. Bajo estas condiciones, tanto el flujo masico como la temperatura de salida del vapor de agua se mantuvieron

iguales en ambos modelos, lo que permitió asegurar un comportamiento uniforme a lo largo de todo el rango de temperaturas ambientales.

En la Figura 15 se observa que a medida que aumenta la temperatura ambiente,  $T_{vap}$  disminuye, esto es debido a que ambos sistemas fueron diseñados para entregar de forma constante 10 kW de potencia térmica en el condensador o enfriador de gas, y considerando las limitaciones previamente descritas, se reduce la diferencia de entalpías ( $\Delta h$ ) en el compresor. Como consecuencia, se genera un aumento en el flujo másico tanto del agua como del refrigerante, ya que el incremento en el flujo másico compensa la energía requerida para producir los 10 kW de calor, sin la necesidad de un aumento en la presión que entrega el compresor. Además, esta disminución en la diferencia de entalpías ( $\Delta h$ ) provoca que la temperatura de salida del compresor disminuya, dado que el compresor consume menos energía para comprimir el refrigerante. Este efecto impacta en la temperatura final del vapor de agua suministrado por el sistema.

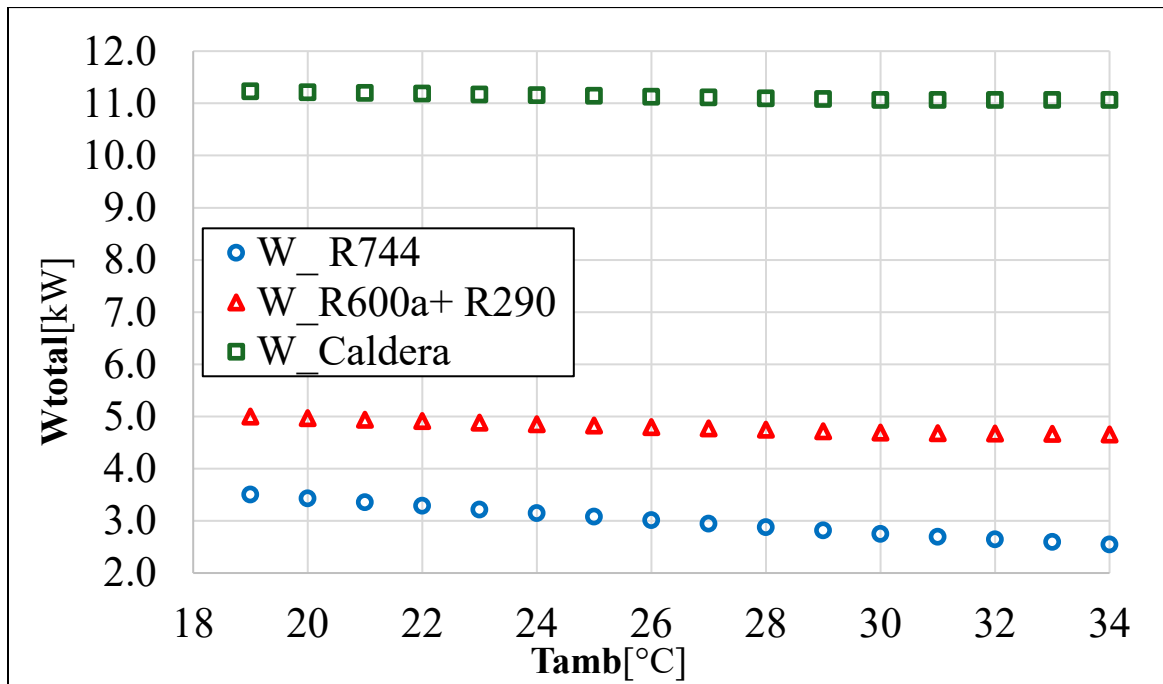
En el caso de la caldera esta fue adaptada a las mismas condiciones de temperatura de entrada del agua y salida del vapor de agua establecidas para la bomba de calor. En particular, se mantuvo constante la temperatura de entrada del agua en 48 °C para todos los rangos de temperatura ambiente. Como resultado, se observa un ligero incremento en el flujo másico, lo que resulta en una disminución de la temperatura del vapor generado, ya que la temperatura ambiente no influye directamente en el consumo energético de la caldera, el cual permanece constante bajo las condiciones impuestas.

Este comportamiento es relevante, ya que valores más altos de  $T_{vap}$  implican un mayor consumo energético, mientras que valores más bajos, si bien reducen la carga térmica, deben seguir siendo suficientes para cubrir la demanda de 10 kW. En resumen, esta comparación permite

entender mejor el desempeño estacional de cada sistema y su adecuación a climas cálidos como el de Bucaramanga siendo el clima de referencia.

**Figura 16**

*Trabajo Total de cada Configuración vs Temperatura Ambiente.*



La Figura 16 muestra la variación del consumo energético total ( $W_{total}$ ) en función de la temperatura ambiente ( $T_{amb}$ ) para bomba de calor con R744, bomba de calor en cascada con R600a+R290, y la caldera. Se observa que, mientras que la caldera mantiene un consumo casi constante de aproximadamente 11.2 kW independientemente de la temperatura ambiente, debido principalmente a que el consumo eléctrico de la caldera no depende de las condiciones ambientales. No obstante, se presentan variaciones menores asociadas al consumo eléctrico de las resistencias, en el caso de la resistencia de precalentamiento se presenta una variación en la temperatura del agua, debido a que fue calculada utilizando la temperatura bulbo húmedo la cual depende de la temperatura ambiente y para el caso de la resistencia de sobrecalentamiento se activa únicamente cuando no se alcanza la temperatura mínima de 110 °C.

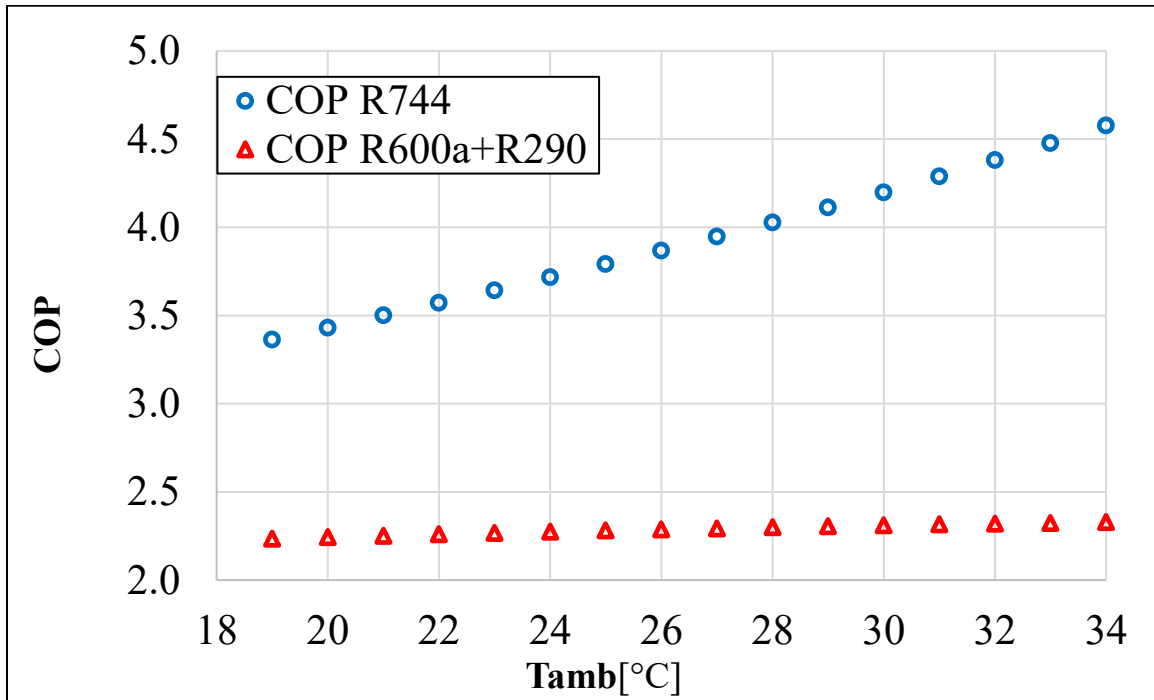
En contraste, las bombas de calor presentan una disminución en su consumo energético a medida que aumenta la temperatura ambiente. Esto se debe a que, al mantener constante el calor entregado por la bomba de calor, el evaporador absorbe una mayor cantidad de calor del entorno. Como resultado, el trabajo requerido por el compresor disminuye. Además, al incrementar la cantidad de calor absorbido en el evaporador, la presión de succión del refrigerante aumenta, lo que reduce la diferencia de presión necesaria para la compresión, dado que la presión de descarga es un valor fijo para cada compresor. Por lo tanto, la energía requerida para el trabajo de compresión disminuye.

En términos comparativos, la bomba de calor con R744 muestra el menor consumo energético en todo el rango de temperaturas analizado, seguida por la bomba con R290, y finalmente la caldera, que presenta un consumo significativamente más alto. En el caso de la bomba de calor que opera con el ciclo en cascada R600a+R290, se observa un incremento en el consumo energético en comparación con el sistema que utiliza R744. Este mayor consumo energético se atribuye, en primer lugar, al funcionamiento de dos compresores en la configuración en cascada. Además, en la etapa inferior, correspondiente al R290, el consumo energético del compresor depende directamente de la temperatura ambiente, donde a medida que esta aumenta, el trabajo requerido por dicho compresor disminuye. En contraste, en la etapa superior con R600a, el trabajo del compresor es mayor, ya que el sistema está controlado al fijar temperaturas de evaporación y condensación constantes de 35 °C y 108 °C, respectivamente, sumado a las propiedades termodinámicas del R600a, siendo menos favorables que las del R744. El R744, a pesar de operar a presiones considerablemente más altas, presenta propiedades termodinámicas que le otorgan un mejor rendimiento y un menor consumo energético.

Esta diferencia refuerza la ventaja energética y económica de las bombas de calor aire-agua sobre las calderas, especialmente en climas templados o cálidos donde la temperatura ambiente favorece un mayor rendimiento del ciclo.

**Figura 17**

*Coficiente de Desempeño de cada Sistema vs Temperatura Ambiente.*



La Figura 17 presenta la influencia de la temperatura ambiente ( $T_{amb}$ ) sobre el coeficiente de desempeño (COP) para dos refrigerantes utilizados en bombas de calor: R744 y en cascada con R600a+R290. Se observa que, a medida que la temperatura ambiente aumenta en el rango de 19 °C a 34 °C, el COP mejora para ambos refrigerantes, debido a que se requiere un menor consumo energético para suministrar la misma cantidad de calor útil.

El refrigerante R744 muestra un rendimiento significativamente superior en comparación con el sistema en cascada a lo largo de todo el intervalo analizado. Este comportamiento se debe a las características termodinámicas de cada fluido, el R744 al operar a presiones más altas y con un mejor aprovechamiento del calor de recuperación, permite una mayor eficiencia térmica en este

rango de temperatura. Por otra parte, aunque el sistema en cascada R600a+R290 también incrementa su COP con la temperatura ambiente, lo hace con una pendiente considerablemente menor, evidenciando una eficiencia más limitada bajo las mismas condiciones. En contraste, la caldera mantiene una eficiencia constante de aproximadamente 93.88 %, sin variaciones frente a la temperatura ambiente.

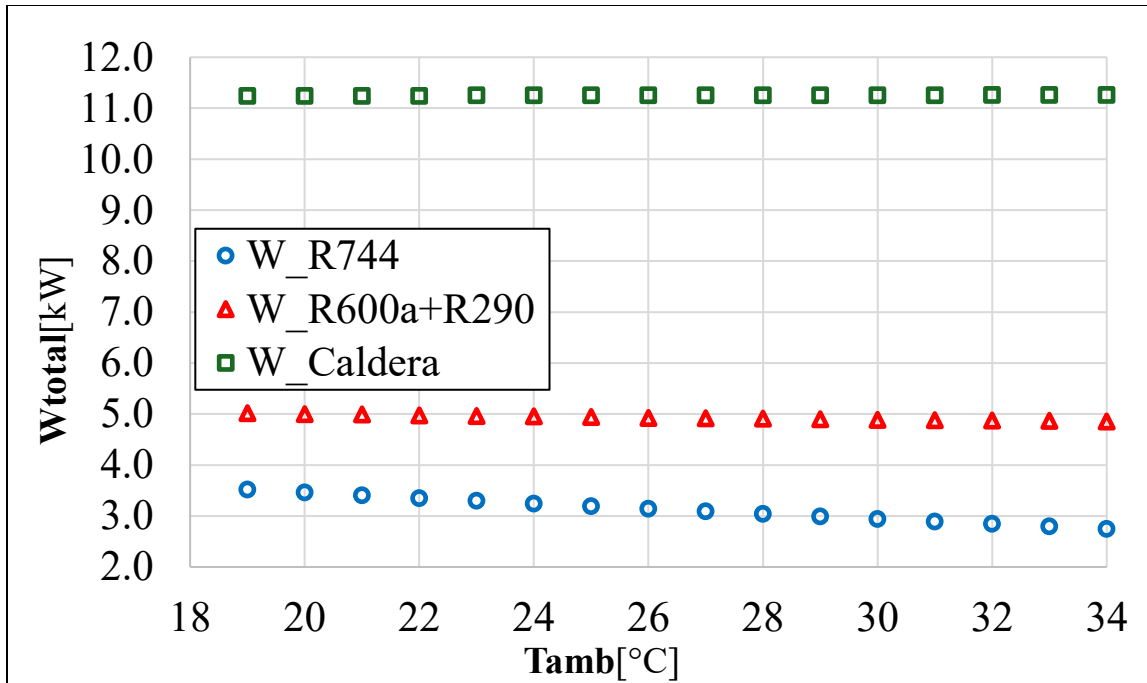
Dado que el COP está directamente influenciado por el trabajo de compresión, a medida que la temperatura ambiente aumenta, la diferencia de entalpías ( $\Delta h$ ) disminuye y, en consecuencia, el trabajo requerido también se reduce. Esto conduce a un incremento en el valor del COP, tal como se observa en la ecuación (11), donde el numerador, correspondiente al flujo de calor entregado, se mantiene constante en 10 kW, mientras que el trabajo, ubicado en el denominador, disminuye con el aumento de la temperatura ambiente. Al disminuir este valor, el COP se incrementa, comportamiento que se refleja en la Figura 15.

#### **4.3 Efecto de la temperatura ambiente sobre el Consumo de energía con temperatura de salida de vapor de agua a 135 °C**

La Figura 18 presenta el comportamiento del consumo total de energía ( $W_{total}$ ) en función de la temperatura ambiente para bomba de calor con R744, bomba de calor en cascada con R600a+R290 y una caldera eléctrica, todos operando para alcanzar una temperatura de salida de agua en forma de vapor de 135 °C.

#### **Figura 18**

*Trabajo Total de cada Configuración vs Temperatura Ambiente.*



El sistema basado en caldera eléctrica mantiene un consumo eléctrico casi constante de aproximadamente 11.25 kW. Esto se debe a que la caldera convierte la energía eléctrica directamente en calor sin depender del entorno para su rendimiento. Si bien esto facilita un control sencillo y preciso del proceso térmico, también significa una eficiencia energética menor comparada con tecnologías que aprovechan el calor ambiental, como las bombas de calor. Esta limitación se refleja en un mayor impacto ambiental indirecto, especialmente en países donde la electricidad proviene de fuentes fósiles. (Xu et al., 2022)

El sistema con R744 presenta el consumo energético más bajo, entre 3.5 y 2.7 kW, con ligeras variaciones a lo largo del rango de temperatura ambiente (19 °C a 34 °C). Esto confirma que, incluso a temperaturas elevadas, el ciclo transcrito con CO<sub>2</sub> se mantiene eficiente. (Xu et al., 2022)

La bomba de calor en cascada R600a+R290 registra consumos entre 4.8 y 5 kW, siendo más altos que los de R744 y a la vez más bajos que los de la caldera eléctrica. Este comportamiento refleja un compromiso intermedio en términos de eficiencia energética, ya que, aunque el sistema

en cascada resulta menos eficiente que la bomba con R744 debido al uso de dos compresores, sigue representando una alternativa más favorable que la caldera.

Comparando ambos refrigerantes, se aprecia que la bomba de calor que utiliza R744 presenta el menor consumo energético a lo largo de todo el rango de temperatura ambiente, seguida por el sistema que utiliza R290. La diferencia entre ambas opciones es moderada pero relevante si se considera un funcionamiento continuo o a gran escala, como en aplicaciones industriales.

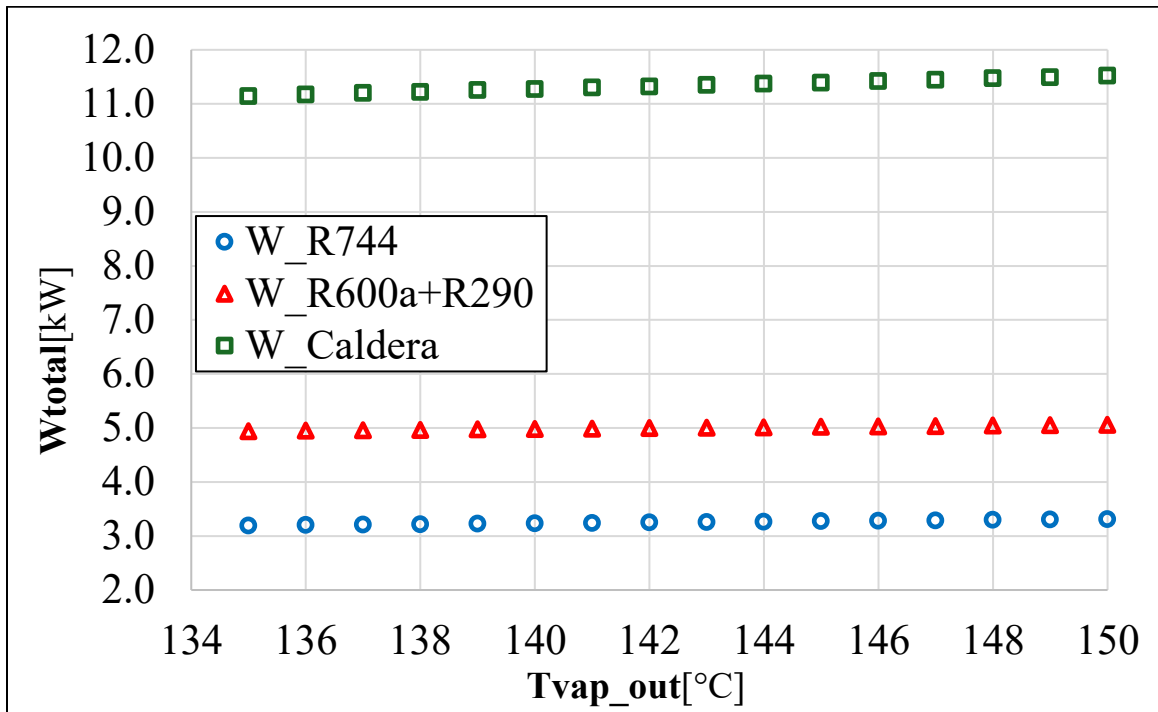
Estos resultados evidencian, que en condiciones climáticas cálidas como las de la ciudad de Bucaramanga, el uso de bombas de calor representa una alternativa energéticamente más eficiente frente a una caldera convencional. Además, el uso de refrigerantes naturales como R744 R600a y R290 no solo reduce el impacto ambiental por sus bajos Potenciales de Calentamiento Global (GWP), sino que también contribuye a una menor demanda energética, promoviendo así la sostenibilidad en procesos térmicos industriales.

#### **4.4 Efecto de la temperatura de salida de vapor considerando una temperatura ambiente de 25 °C**

La Figura 19 muestra el comportamiento del consumo energético total ( $W_{total}$ ) en función de la temperatura del vapor del agua, para una temperatura ambiente constante de 25 °C. Se comparan tres sistemas: una bomba de calor con R744, una bomba de calor en cascada con R600a+R290 y una caldera eléctrica. En todos los casos, la temperatura de salida del vapor se incrementa desde 135 °C hasta 150 °C, permitiendo analizar el impacto de este sobrecalentamiento en el consumo energético de cada sistema

**Figura 19**

*Trabajo Total de cada Configuración vs temperatura del vapor de salida a temperatura ambiente constante de 25 °C.*



Dado que la temperatura ambiente se mantiene constante, la temperatura de salida del agua en el condensador o enfriador de gas también permanece constante. Esto permite identificar con claridad que el incremento en el consumo energético total se debe al aporte adicional de la resistencia de sobrecalentamiento, la cual compensa la diferencia térmica necesaria para alcanzar la temperatura final del vapor requerido.

Como se aprecia en el trabajo requerido por la bomba de calor en ambos casos presenta un incremento mínimo por cada grado de aumento de temperatura, lo que evidencia la buena capacidad del sistema para alcanzar altas temperaturas con un consumo energético relativamente bajo. En contraste, la caldera eléctrica muestra, según la Figura 19, índices de trabajo considerablemente más altos, lo que refleja su menor rendimiento energético en comparación con las bombas de calor.

En ambos casos se obtuvo una temperatura del vapor a la salida del condensador o enfriador de gas de 120 °C. En el caso del R744, se obtuvo un COP de 3.79, mientras que para el sistema en cascada R600a+R290, se obtuvo un COP de 2.28. También, se observa que la variación en el trabajo total se debe exclusivamente al aporte de la resistencia de sobrecalentamiento.

#### 4.5 Consumo de energía Anual

La tabla 8 representa el consumo energético de una caldera eléctrica para la producción de vapor de agua a 135 °C, operando bajo distintas temperaturas ambientales en un rango de 19 °C-34 °C. El consumo para la caldera anual calculado es de 98273.8 kWh/Año, lo cual indica una carga considerable desde el punto de vista energético y económico para contextos industriales.

**Tabla 8**

*Consumo energético anual de la caldera eléctrica.*

Consumo energético Caldera					
$T_{amb}$ [°C]	$W_{Rest1}$ [kW]	$W_{Caldera}$ [kW]	$W_{Rest2}$ [kW]	$W_{Total}$ [kW]	$W_{Total}$ [kWh/Año]
19	0.5244	10.7	0.01568	11.24008	68.9017
20	0.5101	10.7	0.03299	11.24309	1367.4970
21	0.4957	10.7	0.05039	11.24609	4221.5573
22	0.4813	10.7	0.06707	11.24837	10480.4438
23	0.4668	10.7	0.08382	11.25062	15130.8463
24	0.4522	10.7	0.09985	11.25205	14436.2676
25	0.4375	10.7	0.1159	11.2534	12147.7077
26	0.4228	10.7	0.1321	11.2549	9703.0744
27	0.4081	10.7	0.1475	11.2556	8069.7024
28	0.3933	10.7	0.1639	11.2572	7487.5014
29	0.3784	10.7	0.1794	11.2578	7013.6094
30	0.3634	10.7	0.1951	11.2585	4670.4761
31	0.3484	10.7	0.2108	11.2592	2447.2997
32	0.3334	10.7	0.2266	11.26	895.2826
33	0.3182	10.7	0.2425	11.2607	122.5164
34	0.3031	10.7	0.2585	11.2616	11.1490
				Total	98273.8
				[kWh/Año]	

Se observa que, en general, a medida que la temperatura ambiente aumenta, el consumo energético total tiende a incrementar. Esto es debido a que en la salida de la resistencia uno tenemos una temperatura constante de 48 grados y la potencia de la caldera es constante lo que indica que lo que varía es el flujo másico. Para la salida de la resistencia dos tenemos también una temperatura constante de 135 °C es por esto por lo que a medida que la temperatura ambiente aumenta el trabajo de la resistencia uno disminuye mientras el trabajo de la resistencia dos aumenta. Es importante resaltar que en la columna donde aparece el trabajo por año esta multiplicado por la frecuencia anual que se presenta esa temperatura en la ciudad de Bucaramanga.

**Tabla 9**

*Consumo energético anual bomba de calor operando con R744.*

Consumo energético bomba de calor operando con R744					
$T_{amb}$ [°C]	$W_{Rest1}$ [kW]	$W_{Compresor}$ [kW]	$W_{Rest2}$ [kW]	$W_{Total}$ [kW]	$W_{Total}$ [kWh/Año]
19	0.5244	2.975	0.01589	3.5153	21.5487
20	0.5101	2.915	0.03324	3.4583	420.6379
21	0.4957	2.857	0.05025	3.4030	1277.3994
22	0.4813	2.801	0.06698	3.3493	3120.6247
23	0.4667	2.745	0.08347	3.2952	4431.6412
24	0.4522	2.691	0.09977	3.2430	4160.6981
25	0.4375	2.638	0.1159	3.1914	3445.0206
26	0.4228	2.586	0.1319	3.1407	2707.6603
27	0.4081	2.534	0.1478	3.0899	2215.3038
28	0.3932	2.483	0.1637	3.0399	2021.9287
29	0.3784	2.433	0.1795	2.9909	1863.3307
30	0.3634	2.382	0.1953	2.9407	1219.9200
31	0.3484	2.333	0.2111	2.8925	628.7138
32	0.3334	2.283	0.2269	2.8433	226.0708
33	0.3183	2.234	0.2428	2.7951	30.4107
34	0.3031	2.185	0.2587	2.7468	2.7193
				Total [kWh/Año]	27793.6

La tabla 9 presenta el consumo energético de una bomba de calor que utiliza R744 (CO<sub>2</sub>) como refrigerante, en función de la temperatura ambiente ( $T_{amb}$ ) entre 19 °C y 34 °C. Los datos incluyen los consumos energéticos individuales del compresor y de dos resistencias eléctricas ( $W_{Rest1}$  y  $W_{Rest2}$ ), así como el consumo total expresado en kilovatios hora por año (kWh/año).

Es importante resaltar que el consumo de la resistencia está disminuyendo a medida que la temperatura ambiente aumenta. Esto es debido a que en la salida de la resistencia uno tenemos una temperatura constante de 48 grados entonces el delta de temperatura disminuye lo que indica que la resistencia realiza un menor trabajo. Para el caso de la resistencia dos es importante resaltar que se evaluó con una temperatura de salida constante de 135 °C, por ende el trabajo está aumentando porque el flujo masico de agua también está variando entre 14.17-14.52 kg/h es así que al estar aumentando el flujo de agua el poder calorífico que se requiere para llevar al fluido a la temperatura requerido será mayor, además al ser mayor flujo de agua la temperatura a la salida del condensador varía entre 133°C-103°C, esto explica el comportamiento de la resistencia dos, si el flujo de agua fuese constante no habría un incremento en el trabajo de la resistencia dos, sino que iría disminuyendo.

En el caso del compresor el trabajo tiende a disminuir en la medida que  $T_{amb}$  aumenta, esto es debido a que a bajas temperaturas se debe realizar un mayor trabajo para mantener la transferencia de calor, también se evidencia que una mayor diferencia entre la temperatura de evaporación y la de condensación, muestra que la eficiencia del sistema disminuye. A medida que esta diferencia se reduce en climas más cálidos, el compresor trabaja en condiciones más favorables, lo que reduce su consumo de energía. (Arpagaus et al., 2018)

Se observa una tendencia decreciente en el consumo Energético total anual ( $W_{Total}$  [kW]) conforme aumenta la temperatura ambiente. A temperaturas bajas (19 °C - 24 °C), el sistema presenta un consumo energético significativamente mayor, alcanzando un su pico de 3.5153 kW a 19 °C. En la columna de  $W_{Total}$  [kWh/Año] el sistema presenta un consumo energético significativamente mayor, alcanzando un pico de 4431.6981 kWh/año a 23 °C, esto se explica de una mejor manera no porque el trabajo en kW sea mayor, si no por la frecuencia de horas por año que se presenta esta temperatura en la ciudad de Bucaramanga la cual fue 1344.89 Hrs/Year evidenciado en la Tabla 6. Por el contrario, a temperaturas más elevadas (30 °C - 34 °C), el sistema reduce su consumo energético anual, llegando a un mínimo de apenas 2.7193 kWh/año a 34 °C y se explica de la misma manera, debido a las bajas frecuencias presentadas para estas temperaturas.

Este comportamiento sugiere una eficiencia operativa mayor en climas cálidos, lo cual es característico de las bombas de calor que funcionan con refrigerantes naturales como el R744, ya que estos muestran buen rendimiento térmico en condiciones de temperatura moderada. (IEA, s.f)

La tabla 10 muestra el consumo energético de una bomba de calor utilizando R290+R600a (propano e isobutano) como refrigerante, en función de la temperatura ambiente ( $T_{amb}$ ) entre 19 °C y 34 °C. Los datos incluyen los consumos energéticos del compresor y de dos resistencias eléctricas ( $W_{Rest1}$  y  $W_{Rest2}$ ), además del consumo total expresado en kWh/año.

**Tabla 10**

*Consumo energético anual bomba de calor operando con R290 y R600a.*

Consumo energético bomba de calor operando con R290 y R600a					
$T_{amb}$ [°C]	$W_{Rest1}$ [kW]	$W_{TCompresores}$ [kW]	$W_{Rest2}$ [kW]	$W_{Total}$ [kW]	$W_{Total}$ [kWh/Año]
19	0,5245	4,474	0,01793	5,01643	30,7507
20	0,51	4,457	0,03207	4,99907	608,0369
21	0,4958	4,442	0,05327	4,99107	1873,5479
22	0,4813	4,426	0,06741	4,97471	4635,0865

23	0,4667	4,412	0,08155	4,96025	6670,9906
24	0,4523	4,398	0,1028	4,9531	6354,7778
25	0,4376	4,385	0,1169	4,9395	5332,0421
26	0,4228	4,372	0,131	4,9258	4246,6307
27	0,408	4,361	0,1452	4,9142	3523,2357
28	0,3933	4,349	0,1664	4,9087	3264,9236
29	0,3784	4,339	0,1805	4,8979	3051,3917
30	0,3634	4,329	0,1947	4,8871	2027,3646
31	0,3483	4,320	0,2088	4,8771	1060,0865
32	0,3335	4,311	0,23	4,8745	387,5715
33	0,3183	4,303	0,2442	4,8655	52,9366
34	0,3031	4,296	0,2583	4,8574	4,8088
				Total	
				[kWh/Año]	43124,2

Se observa que la resistencia uno (WRest1) disminuye su consumo de potencia conforme aumenta la temperatura ambiente. Esto ocurre porque su temperatura de salida se mantiene constante en 48 °C, y como el delta de temperatura entre el agua y la resistencia se reduce con temperaturas externas más altas, el trabajo requerido disminuye. Este fenómeno es esperable y está relacionado directamente con el principio de transferencia de calor, donde una menor diferencia de temperatura implica menor carga térmica a suplir por la resistencia.(Çengel y Ghajar, 2020)

En cuanto a la resistencia dos (WRest2), su comportamiento es contrario: muestra un incremento en el consumo de energía conforme aumenta la temperatura ambiente. Esto se explica porque, aunque su temperatura de salida también es constante (135 °C), el flujo másico de agua varía entre 14.1 y 14.7 kg/h. Este aumento implica que se requiere más energía para calentar un mayor volumen de fluido, lo que eleva el trabajo de la resistencia debido a que la temperatura del agua varia de manera decreciente entre 132.7°C-103.1°C haciendo que la diferencia de temperatura para la resistencia se mas alto lo que demuestra por qué el amento de trabajo en la

medida que aumenta la  $T_{amb}$ . Si el flujo de agua se mantuviera constante, la potencia requerida por la resistencia dos también disminuiría, siguiendo un patrón similar al de la resistencia uno.

El compresor, al igual que en el caso del R744, muestra una disminución en el trabajo requerido a medida que la temperatura ambiente se incrementa. A bajas temperaturas, el sistema debe realizar un mayor esfuerzo para mantener la transferencia de calor, ya que la eficiencia termodinámica disminuye cuando hay una mayor diferencia entre la temperatura de evaporación y la de condensación. A medida que esta diferencia se reduce en climas más cálidos, el compresor trabaja en condiciones más favorables, lo que reduce su consumo de energía. (Arpagaus et al., 2018)

El consumo energético total anual del sistema utilizando R290 y R600a asciende a 43124,2 kWh/año, siendo este valor superior al observado en el sistema con R744 27793.6 kWh/año. Esto indica que, bajo las algunas condiciones operativas y climáticas exceptuando el flujo de masico del agua y la temperatura de entrada al condensador del agua, el sistema con R744 puede ser más eficiente energéticamente. Sin embargo, es fundamental considerar factores como la frecuencia de ocurrencia de cada temperatura en la ciudad de Bucaramanga, la cual influye directamente en el cálculo anual de energía. Por ejemplo, aunque el sistema presenta su mayor potencia instantánea consumida a 19 °C (5.01643 kW), el mayor consumo energético anual se da a 23 °C con 6670.99 kWh/año, debido a que esta temperatura tiene la mayor frecuencia horaria anual en la ciudad (1344.89 horas/año) Tabla 6. (clima en Bucaramanga)

En contraste, a temperaturas más altas (30 °C - 34 °C), donde la ocurrencia horaria es mucho menor, el consumo anual disminuye notablemente, alcanzando su valor mínimo de 4.088 kWh/año a 34 °C. Este comportamiento confirma que las condiciones climáticas locales

tienen un papel crucial en la evaluación del rendimiento energético anual de bombas de calor. (Pérez-Lombard et al., 2008)

**Tabla 11**

*Resumen consumo energético anual de cada configuración.*

<b>Sistema</b>	<b>Consumo energético [kWh/Año]</b>
Bomba de calor R290 y R600a	43124.2
Bomba de calor R744	27793.6
Caldera eléctrica	98273.8

Resulta imperativo subrayar que durante esta investigación se tomaron en consideración las condiciones críticas de operación, particularmente cuando el sistema estuvo operativo las 24 horas del día, los 365 días del año. Por lo tanto, se presenta una Tabla 11 como resumen de los valores obtenidos en el análisis de consumo energético para los sistemas comparados. Si quisiera hacerse una comparación con valores cercanos a la realidad como lo es considerando las paradas de los equipos y momentos donde no esté en funcionamiento el equipo, es crucial destacar que este factor de uso incidiría de manera uniforme en todas las configuraciones, garantizando que las tendencias entre ellas se mantuvieran constantes y, por ende, no interfirieran en la identificación del sistema óptimo para la ciudad de Bucaramanga.

**4.6 Comparativa del impacto ambiental**

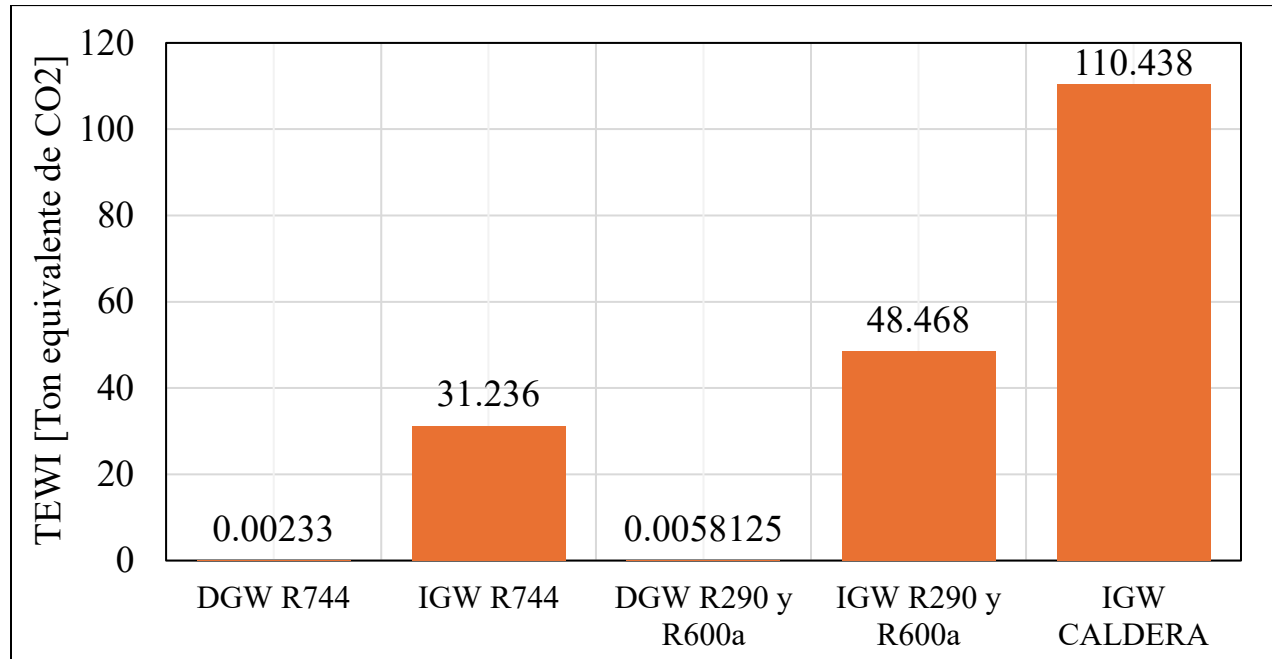
En la Figura 20, se estudiaron tres configuraciones: una bomba de calor con dióxido de carbono (R744), una con propano e isobutano (R290, R600a) y una caldera eléctrica, considerando una potencia de 10 kW y un período de operación de 10 años.

El sistema con mayor impacto ambiental es la caldera eléctrica, con un TEWI total de 110.44 toneladas de CO<sub>2</sub> equivalentes. Esto se debe exclusivamente a las emisiones indirectas, ya

que no utiliza refrigerante. La elevada cifra se explica por el bajo rendimiento energético comparado con las bombas de calor, así como por la fuente de generación eléctrica.

**Figura 20**

*TEWI (Total Equivalent Warming Impact) de cada Configuración.*



De acuerdo con Foroutan et al. (2021), el impacto ambiental de una caldera eléctrica está altamente condicionado por la matriz energética del país. En contextos donde predomina el uso de combustibles fósiles para la generación eléctrica, las emisiones indirectas aumentan significativamente.

Para el caso de la bomba de calor evaluada con refrigerantes naturales, esta presenta un impacto significativamente menor. Los valores de TEWI calculados fueron: Bomba de calor con CO<sub>2</sub> (R744): 31.24 toneladas de CO<sub>2</sub> eq, Bomba de calor con propano e isobutano (R290 y R600a): 48.47 toneladas de CO<sub>2</sub> eq. Ambas configuraciones combinan una alta eficiencia energética (lo que reduce las emisiones indirectas) con refrigerantes de muy bajo GWP (Global Warming

Potential), lo que reduce al mínimo las emisiones directas. El CO<sub>2</sub> tiene un GWP de 1 y el propano e Isobutano de 3.(Calm, 2008)

Es importante resaltar que la suma de los resultados obtenidos en la bomba de calor para ambos refrigerantes es 79.70 toneladas de CO<sub>2</sub> eq sigue siendo alrededor 2/3 partes de la producción de toneladas de CO<sub>2</sub> eq que produce la caldera eléctrica.

El análisis demuestra que, considerando tanto emisiones directas como indirectas, las bombas de calor con refrigerantes naturales son significativamente más sostenibles que la caldera eléctrica. La elección del refrigerante influye fuertemente en el componente directo del TEWI, mientras que la eficiencia energética define el indirecto.

Estos resultados coinciden con Calm (2008), quienes concluyen que la transición hacia refrigerantes naturales en bombas de calor representa una de las estrategias más efectivas para mitigar el cambio climático en el sector residencial y comercial.

## **5. Conclusiones**

Las calderas desempeñan un papel crucial en diversos sectores industriales debido a su capacidad para generar vapor de agua a altas temperaturas. Por ejemplo, en la industria del papel se requieren temperaturas entre 110 °C y 180 °C para el proceso de cocción; en la industria de alimentos y bebidas, la esterilización demanda rangos de 100 °C a 140 °C; en la industria química, procesos como la destilación exigen temperaturas entre 100 °C y 300 °C; y en aplicaciones como el termoformado, se precisan de temperaturas de entre 130 °C y 160 °C. Estas exigencias operativas reflejan la relevancia de las calderas como el sistema más comúnmente empleado para la producción de vapor de agua en la industria.

Durante la realización del presente proyecto de grado se logró desarrollar satisfactoriamente los modelos termodinámicos de una bomba de calor operando con R744 y operando en cascada con R600a+R290, lo que permitió evaluar su rendimiento bajo las condiciones ambientales propias de la ciudad de Bucaramanga. La validación de cada modelo se realizó mediante las correlaciones específicas de cada compresor, obteniendo en la mayoría de los casos errores dentro del rango de  $\pm 5\%$ , lo cual demuestra que los resultados obtenidos son consistentes y confiables. Este comportamiento evidencia que las variables empleadas para estimar las eficiencias fueron apropiadas y que el modelo termodinámico desarrollado es adecuado para representar el comportamiento real del sistema.

Al desarrollar el modelo de la bomba de calor con R290 se evidenció que no fue posible validar el sistema debido a la limitación en la presión de los compresores disponibles en la actualidad. Al operar dentro del rango de presiones permitido por dichos equipos, no se logró alcanzar las condiciones necesarias para producir el cambio de fase del agua. Por esta razón, se optó por desarrollar un modelo en cascada empleando propano (R290), al cual se incorporó isobutano (R600a).

Los resultados obtenidos, considerando una temperatura ambiente variable y una temperatura mínima del vapor de agua de  $110^{\circ}\text{C}$  a la salida del sistema completo, muestran que la bomba de calor que opera con R744 presenta un mejor desempeño energético en comparación con la bomba de calor en cascada con R600a y R290. Dentro del rango de temperaturas ambiente analizado el sistema con R744 registra un menor consumo energético, variando entre 2.5 kW y 3.5 kW, y un COP más elevado, entre 3.36 y 4.57. En contraste, el sistema en cascada con R600a y R290 presenta un consumo energético mayor, entre 4.65 kW y 4.99 kW, y un COP inferior, que oscila entre 2.23 y 2.32. Estos resultados indican que el R744 ofrece un mejor rendimiento y un

menor consumo energético más bajo las mismas condiciones de operación. Sin embargo, se requiere estudiar el intercambio de energía en el enfriador de gas para este refrigerante en detalle para verificar su factibilidad técnica.

Por otra parte, al mantener constante la temperatura del vapor de agua en 135 °C y considerar el mismo rango de temperatura ambiente, se observa un incremento en el consumo energético debido al uso de la resistencia de sobrecalentamiento. Para el sistema con R744, el consumo aumenta entre 3.2 kW y 3.52 kW, mientras que para el sistema en cascada con R600a y R290 varía entre 4.8 kW y 5 kW. Este comportamiento evidencia nuevamente que el sistema que opera con R744 presenta un mejor desempeño energético frente al que utiliza R290 y que el consumo energético de la resistencia de sobrecalentamiento es mínimo.

Al considerar una temperatura ambiente constante de 25 °C y variar únicamente la temperatura de vapor a la salida de la resistencia eléctrica de sobrecalentamiento, desde 135 °C hasta 150 °C, se observa que el sistema mantiene un COP constante. Esto se debe a que la bomba de calor, en esas condiciones, entrega vapor de agua a una temperatura de aproximadamente 120.4 °C, y el incremento hasta la temperatura deseada es suministrado exclusivamente por la resistencia de sobrecalentamiento, sin afectar directamente el rendimiento termodinámico del ciclo. En este escenario, el COP permanece en 3.79 para el R744 y en 2.28 para el sistema en cascada con R600a y R290. Sin embargo, se registra un consumo adicional de energía en el sistema asociado a la resistencia de sobrecalentamiento, con valores entre 0,12 kW y 0,23 kW. Esto demuestra que el uso de resistencias constituye una alternativa adecuada para el control de la temperatura del vapor, ya que, al aportar únicamente calor sensible, el incremento en el consumo energético resulta relativamente bajo.

Se evidencia que ambas bombas de calor ofrecen una gran versatilidad en cuanto a las temperaturas de salida del vapor de agua, sin representar un aumento significativo en el consumo energético total del sistema.

En comparación con las calderas, las bombas de calor que operan con refrigerantes naturales (R744 y R600a+R290) demostraron ser significativamente más eficientes en términos de consumo energético. Mientras que las calderas eléctricas requieren una mayor cantidad de energía para alcanzar temperaturas de vapor similares, las bombas de calor logran estos valores con un menor requerimiento energético gracias a su capacidad de aprovechar el calor del entorno. En particular, el sistema con R744 presentó el mejor desempeño energético, con un COP superior en la mayoría de los casos y un menor consumo de energía.

El análisis del TEWI demuestra que las bombas de calor que emplean refrigerantes naturales, como el CO<sub>2</sub> (R744) y el propano e isobutano (R290, R600a), presentan un impacto ambiental significativamente menor en comparación con una caldera eléctrica destinada a la producción de vapor. En la gráfica analizada, se observa que la bomba de calor con R744 tiene un TEWI total de aproximadamente 31,24 toneladas de CO<sub>2</sub> equivalente por año, mientras que la bomba de calor con R290+R600a alcanza 48.47 toneladas. En contraste, la caldera eléctrica presenta un TEWI de 110,44 toneladas, valor que triplica el impacto del sistema con R744, el cual resulta ser el más favorable desde el punto de vista ambiental.

Este resultado resalta la ventaja ambiental del uso de sistemas térmicos basados en refrigerantes naturales, no solo por sus bajas emisiones directas (debido a su bajo o nulo Potencial de Calentamiento Global), sino también por su eficiencia energética superior, que reduce las emisiones indirectas asociadas al consumo eléctrico. Por lo tanto, la sustitución de calderas eléctricas convencionales por bombas de calor con R744 o R290+R600a se perfila como una

estrategia efectiva para reducir la huella de carbono en procesos de generación de vapor, aportando a la sostenibilidad ambiental.

El análisis comparativo del consumo energético anual, considerando una operación continua del sistema las 24 horas del día durante todo el año, se evidencia con claridad la superioridad de las bombas de calor que utilizan refrigerantes naturales frente a la caldera eléctrica tradicional en aplicaciones de producción de vapor. Según los resultados presentados en la Tabla 11, la bomba de calor con CO<sub>2</sub> (R744) presenta el consumo más eficiente, con 27.793,63 kWh/año, seguida por la bomba con propano (R290+R600a), con un consumo de 43124,2 kWh/año. En contraste, la caldera eléctrica alcanza un consumo significativamente mayor, de 98.273,83 kWh/año.

Esta diferencia de consumo demuestra que las bombas de calor, al aprovechar la energía térmica del entorno, requieren menos energía eléctrica para generar la misma cantidad de calor útil que una caldera, lo que se traduce en una mayor eficiencia energética global del sistema. Además de los beneficios económicos derivados del menor consumo, esta eficiencia se alinea con los objetivos de sostenibilidad y descarbonización en entornos industriales, haciendo de estas tecnologías una alternativa técnica y ambientalmente viable para la generación de vapor.

## **6. Recomendaciones**

Para el desarrollo de este sistema, es fundamental investigar y diseñar compresores capaces de operar a presiones más elevadas, con el fin de alcanzar mayores temperaturas sin recurrir al uso de resistencias eléctricas como fuente de apoyo térmico.

También se considera la opción de utilizar un inyector con el fin de analizar nuevas alternativas, que mejoren el proceso de trabajo del sistema, minimizando el trabajo del compresor.

Se sugiere explorar otras alternativas de recuperación de calor proveniente de otros sistemas, con el fin de reducir la carga de trabajo del compresor y mejorar el coeficiente de rendimiento del sistema.

Se requiere realizar un estudio enfocado en el modelado del enfriador de gas con CO<sub>2</sub> y condensador con R600a para determinar perfiles de temperatura y características de diseño de este componente, de tal forma que permitan verificar la viabilidad del sistema con CO<sub>2</sub> y R600a.

### Referencias Bibliográficas

- Ambito Juridico. (2024). *Naturgas advierte que no hay suficiente disponibilidad de gas natural para el 2025 y 2026*. <https://ambitojuridico.com/noticias/general/minas-y-energia/naturgas-advierte-que-no-hay-suficiente-disponibilidad-de-gas>
- Arpagaus, C., Bless, F., Uhlmann, M., Schiffmann, J., & Bertsch, S. S. (2018). High temperature heat pumps: Market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials. *Energy*, *152*, 985–1010. <https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2018.03.166>
- Asociación Colombiana de Gas Natural. (2024). *¿Qué pasará con los precios del gas natural en Colombia?*<https://naturgas.com.co/que-pasara-con-los-precios-del-gas-natural-en-colombia-esto-dice-luz-stella-murgas-presidenta-de-naturgas/>
- Au, O. (2012). Methods of calculating total equivalent warming impact (TEWI): 2012 best practice guidelines. The Australian Institute of Refrigeration, Air Conditioning and Heating. <https://www.airah.org.au>
- BOCK VAP. (2025). *HG44e/475-4S HC R290*. <https://vap.bock.de/stationaryapplication/Pages/Product.aspx?ItemObjectID=HGHCStd&ProductID=4307&usage=HeatPump&refrigerant=R290&rt=DewPoint&to=15&tc=40&tv1=20&drc2u=0&fq=50&vo=400&fc=false&BackUrl=%2fstationaryapplication%2fPages%2fSearch.aspx>
- BOCK VAP. (2025). *HGX12/20-4 SH R744*. <https://vap.bock.de/stationaryapplication/Pages/Product.aspx?ItemObjectID=HGCO2T&ProductID=5090%20&usage=HeatPump&refrigerant=R744&rt=DewPoint&to=16&phd=129>

&dtv1h=10&dtc2u=0&tga=50&fq=60&vo=460&fc=false&BackUrl=%2fstationaryapplicat  
ion%2fPages%2fSearch.aspx

BOCK VAP. (2025). *HG66e/1340-4 HC R600a.*

[https://vap.bock.de/stationaryapplication/Pages/Product.aspx?ItemObjectID=HGCO2T&Pr  
oductID=5090%20&usage=HeatPump&refrigerant=R744&rt=DewPoint&to=16&phd=129  
&dtv1h=10&dtc2u=0&tga=50&fq=60&vo=460&fc=false&BackUrl=%2fstationaryapplicat  
ion%2fPages%2fSearch.aspx](https://vap.bock.de/stationaryapplication/Pages/Product.aspx?ItemObjectID=HGCO2T&ProductID=5090%20&usage=HeatPump&refrigerant=R744&rt=DewPoint&to=16&phd=129&dtv1h=10&dtc2u=0&tga=50&fq=60&vo=460&fc=false&BackUrl=%2fstationaryapplicat<br/>ion%2fPages%2fSearch.aspx)

Calm, J. M. (2008). The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook. *International Journal of Refrigeration*, 31(7), 1123–1133.  
<https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2008.01.013>

CERTUSS. (2025). *Producción eficiente con vapor*. [https://www.certuss.com/resources/certuss-  
com/documents/broschueren/image-broschuere/28.034.06.2734.03\\_CER\\_Brochure\\_ES.pdf](https://www.certuss.com/resources/certuss-com/documents/broschueren/image-broschuere/28.034.06.2734.03_CER_Brochure_ES.pdf)

CGI S.A.S BIC. (2025). *Usos para calderas industriales en Colombia*.  
<https://www.gemlsa.com/usos-para-calderas-industriales-en-colombia>

Climate & Clean air Coalition. (s.f). *Hidrofluorocarbonos (HFCs)*. Recuperado el 30 de mayo de 2025, de [https://www.ccacoalition.org/short-lived-climate-pollutants/hydrofluorocarbons-  
hfcs](https://www.ccacoalition.org/short-lived-climate-pollutants/hydrofluorocarbons-hfcs)

COFRICO. (2022). *¿Qué es una bomba de calor y cómo funciona la bomba de calor?*  
[https://www.cofrico.com/consejos-tecnicos/que-es-una-bomba-de-calor-y-como-funciona-  
la-bomba-de-calor/](https://www.cofrico.com/consejos-tecnicos/que-es-una-bomba-de-calor-y-como-funciona-la-bomba-de-calor/)

Dubey, S. (2024). Energy, environmental and economic analysis of low GWP refrigerant heat pumps for simultaneous heating and cooling applications. *Thermal Science and Engineering Progress*. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2024.102605>

- El portal de la Energía. (2025). *Bombas de Calor*. <https://elportaldelaenergia.com/bombas-de-calor/>
- ENDESA. (2023). *¿Bomba de calor o caldera de gas?* <https://www.endesax.com/es/es/historias/2023/bomba-de-calor-o-caldera-de-gas#:~:text=Las%20bombas%20de%20calor%20son,la%20energ%C3%ADa%20introducida%20al%20sistema.>
- European Heat Pump Association. (2023). *Key facts and figures*. <https://www.ehpa.org/news-and-resources/publications/heat-pumps-in-europe-key-facts-and-figures/>
- Fernández Cano, S. (2022). El coeficiente de rendimiento (COP) de las bombas de calor y su importancia en la eficiencia de los equipos de calefacción/refrigeración en edificación sostenible. <https://eiposgrados.com/blog-energias/el-coeficiente-de-rendimiento-cop-de-las-bombas-de-calor/>
- Fingas, R., Haida, M., Smółka, J., Besagni, G., Bodys, J., Palacz, M., & Nowak, A. J. (2024). Experimental analysis of the air-to-water ejector-based R290 heat pump system for domestic application. *Applied Thermal Engineering*, 236 (Part D), 1–11, Article 121800. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121800>
- Foroutan, S., Mohsenzade, H., Dashti, A., & Roosta, H. (2021). New insights into the evaluation of kinetic hydrate inhibitors and energy consumption in rocking and stirred cells. *Energy*, 218, 119507. <https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2020.119507>
- Fundación Ecología y Desarrollo. (2023). *Informe ATMOSphere 2023: Utilización de Refrigerantes Naturales en Bombas de Calor: Una Solución para el Cumplimiento de Regulaciones Ambientales en Europa*. <https://ecodes.org/hacemos/cambio-climatico/incidencia-en-politicas-publicas/gases-fluorados/informe-atmosphere-2023->

utilizacion-de-refrigerantes-naturales-en-bombas-de-calor-una-solucion-para-el-cumplimiento-de-regulaciones-ambientales-en-europa

GASEX. (s.f). *Gas propano: ¿qué es y cuáles son sus características?* Retrieved May 30, 2025, from <https://gasex.cl/co2/gas-propano-que-es/>

GHINDINI. (2025). *Generatori Di Vapore.* <https://www.ghidinisteam.com/es/productos/3/productos/generadores-de-vapor-el%C3%A9ctrico-y-autom%C3%A1tico/maxi24>

González Alonso, Á. (2024). *Viabilidad de una bomba de calor de alta temperatura con ciclo Brayton de CO<sub>2</sub> para una instalación industrial* (Trabajo de fin de máster). Universidad Pontificia Comillas, España. <http://hdl.handle.net/11531/78655>

Höges, C., Roy, P., Neumann, K., Vering, C., & Müller, D. (2024). Hydrocarbons in heat pumps: An experimental investigation on the influence of an internal heat exchanger. In *Proceedings of the 16th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants (GL2024-1114)*, College Park, Maryland, USA. International Institute of Refrigeration. <https://doi.org/10.18462/iir.gl2024.1114>

Humia, G. M. (2022). *Estudo experimental e modelo de simulação do inventário de refrigerante em uma bomba de calor a CO<sub>2</sub> dotada de evaporador solar* [Tesis doctoral, Universidade Federal de Minas Gerais]. Repositorio institucional UFMG. <http://hdl.handle.net/1843/51058>

INTELSERVICE COMBUSTION Y AGUA CALIENTE. (2025). *¿Cómo funcionan las calderas y qué tipos existen?* <https://www.intelservice.com.co/como-funcionan-las-calderas-y-que-tipos-existen/>

International Energy Agency, I. (s.f). *World Energy Outlook Special Report the Future of Heat Pumps.* [www.iea.org](http://www.iea.org)

- International, P. (2012). *A handbook for engineers, technicians, trainers and policy-makers-For a climate-friendly cooling Guidelines for the safe use of hydrocarbon refrigerants*.
- López Juárez, E. (2021). *Desarrollo de una bomba de calor doméstica que usa propano como fluido de trabajo* (tesis doctoral). Universidad Politécnica de València, España. <https://doi.org/10.4995/Thesis/10251/174570>
- Lee, Y. S., & Su, C. C. (2002). Experimental studies of isobutane (R600a) as the refrigerant in domestic refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, 22(5), 507–519. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(01\)00106-5](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(01)00106-5)
- LG. (2023). *¿Qué es una bomba de calor de fuente de aire?* <https://www.lg.com/cac/business/aire-acondicionado-comercial/que-es-una-bomba-de-calor-de-fuente-de-aire#:~:text=Las%20bombas%20de%20calor%20aire,transfiere%20al%20agua%20del%20sistema>.
- Lorentzen, G. (1994). Revival of carbon dioxide as a refrigerant. *International Journal of Refrigeration*, 17(5), 292–301. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(94\)90059-0](https://doi.org/10.1016/0140-7007(94)90059-0)
- Máquinas Térmicas. (2016). *Tipos de Calderas*. <http://www.sogecal.com/ssk-calderas-para-combustibles-solidos-biomasa/>
- Martínez Galván, I. O. (2008). *Estudio experimental de optimización de una bomba de calor agua empleando propano como fluido de trabajo* (tesis doctoral), Universidad Politécnica de València, España. <https://riunet.upv.es/handle/10251/3344>
- Ministerio de Ambiente y Desarrollo Sostenible. (2018). *Inventario Nacional de Emisiones y Absorciones de Gases de Efecto Invernadero – INGEI*. <https://www.minambiente.gov.co/cambio-climatico-y-gestion-del-riesgo/inventario-nacional-de-emisiones-y-absorciones-de-gases-de-efecto-invernadero-ingei/>

- Nawaz, K., Shen, B., Elatar, A., & Baxter, V. D. (2017). R290 (Propane) and R600a (Isobutane) as natural refrigerants for residential heat pump water heaters. *Applied Thermal Engineering*, 127(2). <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.08.080>
- Nueva generación de fluidos. (2023). *El impacto ambiental de las calderas y cómo reducirlo*. <https://nuevageneraciondefluidos.com/impacto-ambiental-calderas/#:~:text=La%20combusti%C3%B3n%20de%20combustibles%20a,de%20afectar%20la%20salud%20humana.>
- Oliveira, R. N. (2013). *Modelo dinámico e estudo experimental para um resfriador de uma bomba de calor operando com CO<sub>2</sub> para aquecimento de água residencial* (tesis doctoral), Universidade Federal de Minas Gerais, Brasil. <https://hdl.handle.net/1843/BUOS-9ABJ6E>
- OSCAGAS. (2025). *Calderas Eléctricas*. <https://www.oscagas.es/producto/calderas-electricas/>
- Packmohr Malouf, P. (2023). *Propuesta de una metodología para seleccionar e implementar los equipos y controles para la operación adecuada de una bomba de calor de baja entalpía que aprovecha la energía térmica residual*. Universidad del Valle, Guatemala.
- Pérez-Lombard, L., Ortiz, J., & Pout, C. (2008). A review on buildings energy consumption information. *Energy and Buildings*, 40(3), 394–398. <https://doi.org/10.1016/J.ENBUILD.2007.03.007>
- Pirobloc. (2025). *Calderas eléctricas de vapor*. <https://www.pirobloc.com/productos/calderas-electricas-de-vapor/>
- Portal de arquitectura. (2020). *Tipos de calderas*. <https://www.arqhys.com/decoracion/calderas.html>
- Registro Estatal de Emisiones y Fuentes Contaminantes. (2007). *CO<sub>2</sub> (Dióxido de carbono)*. <https://prtr-es.es/co2-dioxido-de-carbono,15590,11,2007.html>

- Romero, S. (2022). *Impacto ambiental de las calderas de gas natural es mayor de lo que se creía*.  
[http://www.elconfidencial.com/medioambiente/2022-02-16/calderas-gas-natural-ciudades-contaminacion\\_3375980/](http://www.elconfidencial.com/medioambiente/2022-02-16/calderas-gas-natural-ciudades-contaminacion_3375980/)
- Steinberg, L., Glos, S., Korte, T., Bertsch, V., & Span, R. (2024). Carbon-neutral steam supply for a chemical plant: Simulation of the integration of a high-temperature heat pump using CO<sub>2</sub>. In *Proceedings of the 16th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants (GL2024-1237)*, College Park, Maryland, USA. International Institute of Refrigeration.  
<https://doi.org/10.18462/iir.gl2024.1237>
- The Australian Institute of Refrigeration. (2012). *Methods of calculating Total Equivalent Warming Impact* (Artifishal Studios).
- Torrington Refrigerantes. (2020). *¿Qué significa TEWI?*  
<https://torrington.com.ar/blog/buenaspracticass/que-significa-tewi/>
- Tsamou, K. M., Ge, Y. T., Santosa, I. D. M. C., & Tassou, S. A. (2017). Experimental investigation of gas cooler/condenser designs and effects on a CO<sub>2</sub> booster system. *Applied Energy*, 186, 470–479. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.03.004>
- Tsamou, K. M., Ge, Y. T., Santosa, Id., Tassou, S. A., Bianchi, G., & Mylona, Z. (2017). Energy analysis of alternative CO<sub>2</sub> refrigeration system configurations for retail food applications in moderate and warm climates. *Energy Conversion and Management*, 150, 822–829.  
<https://doi.org/10.1016/J.ENCONMAN.2017.03.020>
- Vergara Terán, E., Aranda Gil, G. A., & Fuentes Díaz, D. A. (2024). *Sistema de refrigeración con CO<sub>2</sub> en Bucaramanga* (tesis de pregrado). Universidad Industrial de Santander, Colombia.

- Vidal Robles, A. E., & Miranda Valdovinos, R. N. (2018). CALDERAS: CLASIFICACIÓN, USOS Y MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR. [https://www.researchgate.net/publication/326904671\\_calderas\\_clasificacion\\_usos\\_y\\_mecanismos\\_de\\_transferencia\\_de\\_calor](https://www.researchgate.net/publication/326904671_calderas_clasificacion_usos_y_mecanismos_de_transferencia_de_calor)
- Xu, Y., Mao, C., Zhang, X., Shen, X., Huang, Y., & Chen, G. (2022). Optimization on integrated inverter-compressor CO<sub>2</sub> heat pump with new operating model. *Applied Thermal Engineering*, 200, 117632. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2021.117632>
- Yunus A. Çengel, & Afshin J. Ghajar. (2020). *Heat and mass transfer fundamentals and applications* (6.<sup>a</sup> ed., p. 1057). McGraw-Hill.